13. Uluslararası
13th International
Yanma Sempozyumu
Combustion Symposium

09 - 11 Eylül 2015, Bursa

September 09th - 11th 2015, Bursa

SÖZLÜ BİLDİRİLER

Bilimsel İletişim
Prof. Dr. Ali Sürmen
Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Tel : +90 224 314 18 61
GSM : +90 532 334 61 12
ali.surmen@btu.edu.tr

Organizasyon
Burkon Turizm & Kongre
T. +90224 444 9 443 kongre@burkon.com

www.yanmasempozyumu.org

SOYA YAĞI METİL ESTERİNDE OKSİDASYON KATKI MADDELERİNİN YAKIT ÖZELLİKLERİNE ETKİSİ

Yusuf AKA[1], Mustafa ACAROĞLU[2], A. Engin ÖZÇELİK[2], Nalan AKGÜN[3]

[1] Selçuk University Graduate School of Natural and Applied Sciences, Konya, Turkey
[2] Selçuk University Technology Faculty Konya, Turkey
[3] Bursa Technical University Bursa, Turkey

ÖZET

Bu çalışmada soya yağından elde edilen biyodizelde özellikle üretim süreci basamaklarının değiştirilmesi sonucu, biyodizelin soğuk akış özelliklerini sabitleyici oksidasyon önleyici katkı maddelerinin ilavesine rağmen, yakıtın bozunması ve soğuk akış özelliklerinde ne gibi değişiklikler meydana getireceği ve yakıt özelliklerine olan etkileri ele alınmıştır.

Yapılan ölçümler sonucunda bazı biyomotorin numunelerinin dibinde tortu gözlenmiştir. Bazılarında ise antioksidan olduğunu tahmin ettiğimiz beyaz şeffaf kristaller oluşmuştur. Bazı numunelerde ilk 3 saatte çok hızlı bozunma kaydedilmiş ama sonra yatay bir gidişat yaşandığı için numunenin 200 mikrosimense gelmesi 3 günde olmuştur. Ancak sonra türev nedeniyle bu değer oksidasyon hızını 0.04 h olarak gösterebilmiştir.

Anahtar Kelimeler: *Soya yağı, biyodizel, katkı maddeleri, yakıt özellikleri, oksidasyon stabilitesi,*

ABSTRACT

The Influence Of Oxidation Additives To The Fuel Properties In Soybean Oil Methyl Ester

This study was obtained from soybean oil methyl ester especially in the production process of the replacement of process steps result, biodiesel fuel in the cold flow properties of the stabilizer, anti-oxidation additives, despite the addition of the fuel and energy emitted in the cold flow properties, such as what will bring about the changes and the characteristics of the fuel, the effects are discussed.

The measurements made a result, some remove samples of bottom sediment was observed. In some of the antioxidant, which we estimate to be transparent white crystals were formed. Some samples first 3 hours, very rapid decomposition saved it but in the horizontal course of the events, are experiencing a sample of 200 mikrosimense 3 days to arrive. But then the derivative this value due to the rate of oxidation 0.04 h showed.

Key Words: *soybean oil, biodiesel, additive, fuel characteristics, oxidation*

1. GİRİŞ

İçinde bulunduğumuz çağ, mevcut kullanımdaki enerji kaynaklarının riskinin arttığı bir dönemdir. İçinde birçok etkeni muhafaza eden bu risk, öncelikle klasik olarak kullanılan enerji kaynaklarının büyük bir bölümü bir süre sonra ihtiyacı karşılayamayacak duruma gelmesini kapsamaktadır. Alternatif enerji kaynağı arayışlarında otomotiv sektörü önemli bir yer tutmaktadır. Bununla birlikte, petrol kaynaklarına sahip olmayan ülkelerin ithal petrole olan bağımlılıklarını minimum seviyeye indirme amaçları da alternatif yakıtlara olan ilgiyi artırmaktadır. Bütün bu faktörler, petrole stratejik bir önem kazandırmıştır.

Gelecekteki çevre ile ilgili endişeler nedeniyle bugün dünyada üzerine yoğunlaşılarak incelenen alternatif yakıtların birisi de biyodizeldir.

Müşterilerin onayını emin kılmak için, standardizasyon ve kalite güvencesi, biyodizel pazar tanıtımında anahtar faktörlerdir. 1997 yılında Avrupa komisyonu ulaşım ve ısıtma yakıtı olarak biyodizel için standartları geliştirmek amacıyla CEN'e bir yetki vermiştir. Minimum gereklilikler ve test yöntemleri yakın gelecekteki standartlar EN 14214 (otomotiv yakıtı olarak biyodizel) ve EN14213 (ısıtma yakıtı olarak biyodizel) standartlarında belirlenmiştir. Bununla beraber, standartlaştırma işlemi esnasında en büyük önem yakıt stabilitesine bağlanmıştır. Bu incelenmesi gereken niteliklerden bir tanesi de biyodizelin düşük sıcaklıklarda göstermiş olduğu karakteristiklerdir.

Bu çalışmada soya yağından elde edilen biyodizelde özellikle üretim prosesi işlem basamaklarının değiştirilmesi sonucu, biyodizelin soğuk akış özelliklerini sabitleyici oksidasyon önleyici katkı maddelerinin ilavesine rağmen, yakıtın bozunması ve soğuk akış özelliklerinde ne gibi değişiklikler meydana

getireceği ve yakıt özelliklerine olan etkileri ele alınmıştır.

MATERYAL VE METOT

Materyal

Yapılan çeşitli araştırmalara göre kullanılan bitkisel yağlardan diesel yakıt özelliğine en çok yaklaşabilen bitkisel yağın seçimi, bitkisel yağların yakıt olarak kullanılmasında önem arz etmektedir. Bu tez çalışmasında yağ olarak soya yağı kullanılmıştır.

Soya yağı %4-11 linolenik, %44-62 linoleik asit içeriği ile linolenik grubu yağlar arasında yer almaktadır. Soya yağının toplam doymuş yağ asidi içeriği ise %10-20 arasında değişmektedir.

Soya yağının ölçülen özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Soya yağı özellikleri

Analizler	Değerler
Özgül ağırlık (25 C) (kg/m3)	917-921
Kırılma indeksi (25 C)	1.470-1.476
İyot sayısı	120-141
Sabunlaşma sayısı	185-195
Sabunlaşamayan madde miktarı, %	<1.5

Metanol; CH_3OH % 99,5 safiyette, yoğunluğu 0,791-0,793 kg/l, distilasyon aralığı 64-65 ^oC, olan Merck marka metanol kullanılmıştır.

Sodyum hidroksit; NaOH, Molekül ağırlığı 84,01, öz madde % 99,5 olan AK Kimya markalı sodyum hidroksit kullanılmıştır.

Soya metil esterinin oksidasyon kararlığının etkilerini görebilmek için aşağıda açılımları verilen, oksidasyon önleyici 5 farklı katkı maddesi kullanılmıştır. Bunlar sırası ile 50, 100, 150, 200, 250 ve 300 mg/kg düzeyinde elde edilen soya metil esterine (SME) ilave edilmiştir. Kodlamalar Tablo 2'de verilmiştir.

- t-butil hidrokinon–**TBHQ** (Butyl hydroquinone)
- 2,6-di-t-butil-4-metilfenol - **BHT** (Butylhydroxytoluene; 2,6-Di-tertbutyl-4-methyl phenol)
- Propil Gallat - **PG** (Propyl gallate: 3,4,5-Trihydroxybenzoic acid n-propyl ester)
- 2-t-butil-4-metoksifenol - **BHA** (BHA: 2-tert-Butyl-4-methoxyphenol)
- Pirogallol - **PY** (Pyrogallol: 1,2,3-Trihydroxybenzene)

Tablo 2. Oksidasyon katkı miktarları ve kodları

PY(1)	BHT(2)	BHA(3)	TBHQ(4)	PG(5)
SME1-50	SME2-50	SME3-50	SME4-50	SME5-50
SME1-100	SME2-100	SME3-100	SME4-100	SME5-100
SME1-150	SME2-150	SME3-150	SME4-150	SME5-150
SME1-200	SME2-200	SME3-200	SME4-200	SME5-200
SME1-250	SME2-250	SME3-250	SME4-250	SME5-250
SME1-300	SME2-300	SME3-300	Y4-300	Y5-300

Metot

Rafine edilmiş soya yağından biyomotorin üretimi için transesterifikasyon yöntemi seçilmiştir. Katalizör olarak NaOH (3,5 gr/lt) ve Metanol (%20 hacimsel) kullanılmıştır. Ancak SME elde edildikten sonra üretim aşamalarının oksidasyon kararlılığına etkisini görebilmek için herhangi bir yıkama ve metanol giderimi işlemine tabi tutulmamıştır. Burada amaç bu tezin konusu da olan biyomotorin üretim aşamalarının oksidasyona kararlılığının net bir şekilde görülmek istenmesidir. Yakıt özelliklerinin ölçümünde TS EN 14214 ve ASTM standartları temel alınmış, ölçümler bu standartlara göre yapılmıştır. Yıkanmadan elde edilen soya yağı metil esteri, 1000 ml'lik farklı cam şişelere konulmuştur. Cam şişelerin kapakları kapatılarak hiçbir şekilde ışık almayacak şekilde depolanmıştır.

Oksidasyon kararlılığının belirlenebilmesi için Bursa Teknik Üniversitesi, Kimya Mühendisliği Bölümü laboratuvarında bulunan Rancimat 743 marka oksidasyon stabilitesi test cihazı kullanılmıştır. Ölçümler, iki defa yapılmıştır.



Şekil 1. Oksidasyon kararlılığı için örnekler

TARTIŞMA VE SONUÇ

Üretilen ve oksidasyon katkısız Soya metil esterinin yakıt özellikleri değerleri tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 3. SME Analiz Sonuçları

Özellikler	**Birimi**	**TS 14214 Maksimum**	**Sonuç**
Yoğunluk (15 °C)	kg/m^3	900	**887**
Viskozite (40 °C)	mm^2/s	5.0	**5.88**
Parlama Noktası	°C	-	**168**
Su	mg/kg	500	**3079**
Asit Sayısı Tayini	mg KOH/g	0.5	**0.64**
İyot Değeri	g iyot/100g	120	**135.4**
Ester İçeriği	% m/m	-	**91.3**
Metanol İçeriği	% m/m	0.2	**121.4**
Toplam Gliserol	% (m/m)	0.25	**0.4**
CFPP	°C	KIŞ ≤ -10	**-7**
Akma Noktası	°C		**-13**
Oksidasyon Kararlılığı 110 °C'de	h		**3.04**

Oksidasyon katkılı örneklerin yoğunluğu ise 20 ^{o}C'de ölçülmüştür. Bulunan değerler Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. Oksidasyon katkılı örneklerin yoğunluğunun değişimi (20 °C)

No	Örnek	Yoğunluk (kg/m^3)	No	Örnek	Yoğunluk (kg/m^3)
1	SME-1-50	892.8	**16**	SME-3-200	893.4
2	SME-1-100	892.8	**17**	SME-3-250	892.9
3	SME-1-150	892.8	**18**	SME-3-300	893.1
4	SME-1--200	892.8	**19**	SME-4-50	892.6
5	SME-1--250	892.7	**20**	SME-4-100	892.6
6	SME-1-300	892.8	**21**	SME-4-150	892.6
7	SME-2-50	892.5	**22**	SME-4-200	892.7
8	SME-2-100	892.5	**23**	SME-4-250	892.6
9	SME-2-150	892.5	**24**	SME-4-300	892.6
10	SME-2-200	892.5	**25**	SME-5-50	892.8
11	SME-2-250	892.5	**26**	SME-5-100	892.8
12	SME-2-300	892.5	**27**	SME-5-150	892.8
13	SME-3-50	893.3	**28**	SME-5-200	892.7
14	SME-3-100	893.3	**29**	SME-5-250	892.8
15	SME-3-150	893.1	**30**	SME-5-300	892.8

SME oksidasyon kararlılığı ile ilgili ölçümler 7-15 gün aralıklarla yapılmıştır. Zaman aralıklarına göre yapılan ölçüm sonuçları ise Tablo 5- Tablo 9'da verilmiştir.

Tablo 5. PY antioksidan katkı maddesinde indüksiyon zamanının değişimi

Örnek	Sonuç - indüksiyon zamanı (h)
SME1 100	0,05
SME1 100	0,04
SME1 150	0,06
SME1 150	0,04
SME1 200	0,04
SME1 200	0,04
SME1 250	0,04
SME1 250	0,04
SME1 300	0,04
SME1 300	0,04
SME1 50	0,06
SME1 50	0,03

Tablo 6. BHT antioksidan katkı maddesinde indüksiyon zamanının değişimi

Örnek	Sonuç - indüksiyon zamanı (h)
SME2 100	0,05
SME2 100	0,05
SME2 150	0,07
SME2 150	0,05
SME2 200	0,05
SME2 200	0,04
SME2 250	0,05
SME2 250	0,04
SME2 300	0,05
SME2 300	0,05
SME2 50	0,06
SME2 50	0,04

Tablo 7. BHA antioksidan katkı maddesinde indüksiyon zamanının değişimi

Örnek	indüksiyon zamanı (h)
SME3 100	0,06
SME3 100	0,05
SME3 150	0,05
SME3 150	0,04
SME3 200	0,05
SME3 200	0,04
SME3 250	0,05
SME3 250	0,05
SME3 300	0,08
SME3 300	0,09
SME3 50	0,06
SME3 50	0,06

Tablo 8. TBHQ antioksidan katkı maddesinde indüksiyon zamanının değişimi

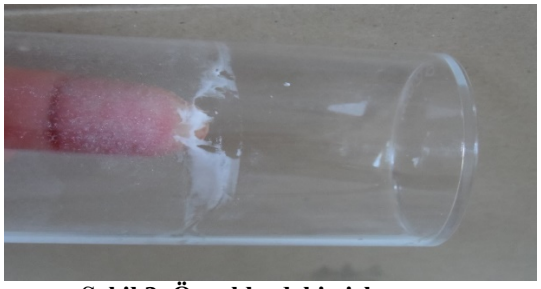
Örnek	indüksiyon zamanı (h)
SME4 100	0,04
SME4 100	0,04
SME4 150	0,05
SME4 150	0,04
SME4 200	0,04
SME4 200	0,04
SME4 250	0,04
SME4 250	0,04
SME4 300	0,06
SME4 300	0,04
SME4 50	0,06
SME4 50	0,03

Tablo 9. PG antioksidan katkı maddesinde indüksiyon zamanının değişimi

Örnek	indüksiyon zamanı (h)
SME5 100	0,05
SME5 100	0,05
SME5 150	0,06
SME5 150	0,05
SME5 200	0,04
SME5 200	0,04
SME5 250	0,05
SME5 250	0,04
SME5 300	0,04
SME5 300	0,09
SME5 300	0,04
SME5 50	0,05
SME5 50	0,04

Yapılan ölçümler sonucunda aşağıda belirtilen hususlar gözlenmiştir:

- Bazı biyomotorin numunelerinin dibinde tortu gözlenmiştir. Bazılarında ise antioksidan olduğunu tahmin ettiğimiz beyaz şeffaf kristaller oluşmuştur.
- Bazı numunelerde ilk 3 saatte çok hızlı bozunma kaydedilmiş ama sonra yatay bir gidişat yaşandığı için numunenin 200 mikrosimense gelmesi 3 gün sürebilmiştir. Ancak sonra türev nedeniyle bu değer oksidasyon hızını 0.04 h olarak gösterebilmiştir.
- Tanımlanamayan yapışkan beyaz bir durum meydana gelmiştir. Su tarafına taşınan son derece viskoz bir yapı olup cama yapışmıştır. Kazınarak bile çıkmamaktadır. (bunun zamanla motordaki yansımasının zararlı olacağı kesindir)

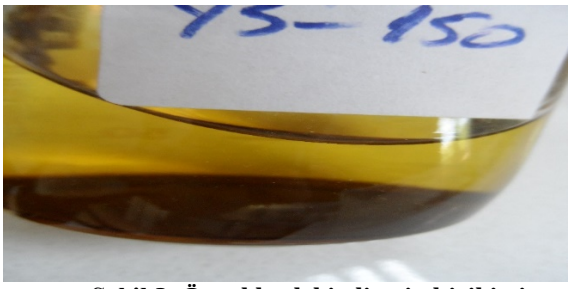


Şekil 2. Örneklerdeki viskoz yapı

- Tüm sorunlara rağmen henüz >6 h barajını aşan numune olmamıştır. En yüksek değer 4.4 h ile gerçekleşmiştir.
- Problemin ana kaynağı biyomotorin ile antioksidanın tam karışmamış olmasından başka, seçilen antioksidanın uyumsuzluğu hatta biyomotorinin zaten kullanım süresinin dolmuş olması (yağın linolenik asit içeriği % 50'den fazla ise bu da kolay bozunmaya nedenlerden biridir) da olabilir.

Sorunun kaynağının çözümü nedeniyle 31.05.2013 tarihinde Y5 300 numunesi örnek olarak seçilmiş ve kurutmaya tabi tutulmuştur. Sonuç olarak indüksiyon süresi 1.36 h'a yükselmiştir. Kurutma denemesi sonucunda, sürenin artmış olması biyomotorinin içinde nem olduğunun göstergesidir.

Sonuçlar incelendiğinde viskozite değerinin maksimum değeri aşması (5.88 mm^2/s) soya metil esterinde yıkama işlemi olmadığından dolayı içinde gliserin olduğudur.



Şekil 3. Örneklerdeki gliserin birikimi

Su miktarının yüksek olması asit sayısı değerini de yükseltmiş ve 0.64 mg KOH/g değerine çıkarmıştır. Sulanmaya nedenlerden biri metanol artığıdır. Asit sayısına bağlı olarak iyot sayısı da yüksek bulunmuştur. Zaten yıkama, su ve metanol uzaklaştırma (kurutma) işlemi yapılmadığı için metanol içeriği de 121.4 olarak ölçülmüştür. İçindeki gliserin nedeni ile soğukta filtre tıkanma noktası da (CFPP) -7 °C olarak bulunmuştur.

Oksidasyon kararlılığı katkısız SME'de 3.04 h indüksiyon zamanı olarak gerçekleşmiştir. Çalışmalardan elde edilen sonuçlarla bulunan değerler incelendiğinde, bulunan değerlerin yapılan çalışmalardaki elde edilen değerlere göre düşük kaldığı görülmektedir. Bunun temel nedeni kullanılan antioksidan katkı maddesi değil biyomotorin üretiminde transesterifikasyon basamaklarındaki işlemlerden birinin eksik olması durumunda yakıt özelliklerinin kimyasal ve fiziksel yapısının tamamen farklı bir noktaya gidebilmesinden kaynaklanmaktadır.

ÖNERİLER

Yapılan çeşitli araştırmalara göre kullanılan bitkisel yağlardan diesel yakıt özelliğine en çok yaklaşabilen bitkisel yağın seçimi, bitkisel yağların yakıt olarak kullanılmasında önem arz etmektedir. Bu amaçla bitkisel yağların yakıt özelliklerinin birbirleriyle ve petrol esaslı diesel yakıtı ile karşılaştırılması gerekmektedir. Ancak oksidasyon süresi çok düşük olduğundan kararsız bir yapı göstermektedir. Ayrıca setan sayısı da düşük düzeydedir. Yüksek setan sayısı, yüksek oksitlenme süresi, düşük viskozite, düşük donma noktası ve düşük akma noktası gibi özellikler fındık, aspir, kolza, ve soya yağını diesel yakıtı olarak ön plana çıkarmaktadır.

Bitkisel yağların doğrudan yakıt olarak kullanılmasının zor olduğu görülmektedir. Tam atomizasyon sağlanamaması dolayısıyla iyi bir yanma olmamaktadır. Bu nedenle bitkisel yağların yakıt olarak kullanılması için onun bazı özelliklerinin değiştirilmesi geliştirilmesi ya da iyileştirilmesi ile mümkün olduğu belirlenmiştir.

Bu çalışmada yağ olarak soya yağı kullanılmıştır. Elde edilen ve ölçülen değerlere göre oksidasyon önleyici katkı maddeleri ilavesi ile ilgili gelecek dönemde yapılacak çalışmalarda aşağıdaki noktaların dikkate alınması gereklidir:

- Bitkisel yağların diesel yakıt alternatifi olarak değerlendirilebilmesi için, öncelikle yüksek viskozite probleminin çözülmesi gerekmektedir. Buna göre yüksek viskozite problemi, saf bitkisel yağlara biyomotorin üretme aşamasından önce çeşitli yöntemler uygulanarak çözülmelidir. Biyomotorin üretiminden önce yağların ön işlemlerden geçirilmesi gerekir. Yağın başlangıçta iyi üretilmesi biyomotorin kalitesini de direkt etkileyecektir.

- Biyomotorin üretiminde kullanılan alkali katalizör diğerlerinden çok daha yaygın olarak kullanılan reaksiyon tipidir. Asit katalizör transesterifikasyonu üzerinde bu katalizör şeklinin ana avantajı kısa reaksiyon zamanlarında hafif şartlar altında yüksek dönüşümüdür. Alkali katalizör transesterifikasyonları asit katalize edilmiş alkol reaksiyonlarının gereksiniminden daha küçük alkol hacimleri reaksiyona girer. Buda mevcut reaktör hacimlerinin daha küçük olması demektir. Asit katalizör yoluyla üretim için gerekli miktarın yaklaşık yarısının KOH yoluyla dönüştürülmesi söz konusu olabilmektedir. Teknolojinin ana dezavantajı hammadde materyalinde serbest yağ asitleri içeriğine temel katalizörün hassasiyetidir. Bu da oksidasyon artırıcıdır.

- Eğer KOH veya NaOH bir alkolde çözülürse, solüsyon sonucu hidroksit ve belirli bir denge içinde alkoksit iyonları içerecektir. Alkoksit iyonları konsantrasyonu;
  - ✓ Reaksiyon karışımının su içeriğine
  - ✓ Alkolün pKs değerine ve
  - ✓ Katalizör konsantrasyonuna bağlıdır.
- Alkali katalizör hidrolizi ve sabun şekillenmesi susuz alkollerde önemli bir rol oynar. Metanol reaksiyonlarında gliserol fazının hızlı ayrışmasıyla

elde edilen esterler birinci adımda hidroksit ile sıkı bir şekilde bağlantıya girer.

Oksidasyon oranı üzerinde zamanın, oksijen akış hızının, sıcaklığın, metallerin ve hammaddenin türünün etkisi bulunmaktadır. Doymamış bileşikler oksidasyona daha çok yatkındır. Soya fasulyesi metil esteri buna bir örnektir. İyot sayısı da oksidasyon üzerinde çok önemli bir etkiye sahiptir. İyot sayısı ayrıca yağ asitlerinin doymuşluk oranını da belirlemede de bir ölçüttür.

- İki ve üç bağlı linoleik ve linolenik asitler, sırasıyla kolaya oksidasyona uğramaktadır. Özetle daha fazla sayıdaki çift bağ, oksidasyona daha fazla yatkın olma anlamına gelmektedir. Oleik ($C_{18:1}$) : Linoleik ($C_{18:2}$) : Linolenik ($C_{18:3}$) = 1:15: 25 olup aynı zamanda 1:10:100 şeklinde de ifade edilir. Böylelikle Linolenik < Linoleik < Oleik ifadesi yazılabilir.
- Oksidasyon, hidroperoksitleri, aldehitleri, ketonları ve asitleri üretir. Bunlar yakıtın özelliklerini değişmesinde son derece etkilidirler. Hidroperoksitler, esterlerin polimerizasyonuna neden olur ve çözünemeyen zamk ve çökeltiler oluştururlar. Bu ürünler yakıt filtresinin tıkanmasına neden olabilmektedir.
- Biyomotorinin oksitlenmesi durumunda setan sayısının yükseldiği tespit edilmiştir. Yüksek setan sayısı, motor silindiri içinde ateşlemenin hızlı olmasıdır.
- Oksidasyona sebep olan diğer faktörler arasında ışık, süre, yükseltilmiş sıcaklık, biyomotorinin depolandığı kabın yapısı da yer almaktadır. Yapılan bir deneyde belli miktarda soya metil esteri, açık kaplarda havaya maruz bırakılmıştır. Asit değeri ve kinematik viskozite süreye bağlı olarak yüzey tarafında yükselmiştir. Havayla temas eden yüzey alanın da geniş olması oksidasyonu hızlandıran bir etkendir.
- Yine uzun ve kısa süreli testlerde güneş ışığının yakıt oksidasyonu üzerinde güçlü bir etkiye sahiptir. Bu nedenle biyomotorin, ışık muhafazalı ve şeffaf olmayan depolarda saklanmalıdır.

KAYNAKLAR

1. **Acaroğlu, M., 1998.** Biyokütle Enerjisi Üretimi ve Uygulamaları Ders Notları, S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisan Dersleri, Konya
2. **Acaroğlu, M., 2003,** Alternatif Enerji Kaynakları, Atlas yayın Dağıtım, ISBN 975-6574-25-9, İstanbul.
3. **Acaroğlu, M., Uçar, G., 2006,** Biyodizel Yakıtlarında Yakıt Özelliklerinin Isıl Değere Etkisinin Belirlenmesi Üzerine Bir Araştırma, Enerji Bitkileri ve Yeşil Yakıtlar Sempozyumu, İzmir
4. **Acaroğlu, M., Ünaldı, M., 2006,** Yakıtlar ve Yağlar, Selçuk Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitim Bölümü, Ders Notları, Konya.
5. **Agarwal, A.K., Deepak Khurana**, Long-term storage oxidation stability of Karanja biodiesel with the use of antioxidants Original Research Article, Fuel Processing Technology, In Press, Corrected Proof, Available online 27 September 2012
6. **Aka, Y, 2014,** Soya yağı metil esterinde oksidasyon katkı maddelerinin yakıt özelliklerine etkisi, S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Y. Lisans Tezi, Konya
7. **Akgün, N.A., Yıkar,E., Sahakyan,L.,** Biodizel Üretim Şartlarının Oksidasyon Stabilitesi Üzerindeki Etkisi, IV. Yenilebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, Gaziantep, s95 - 97, 31 Ekim - 2 Kasım, 2007
8. **Akgün, N.A., İşcan, E.,** Effects of Process Variables for Biodiesel Production by Transesterification, Eur. J. Lipid Sci. Technol. , Vol. 109, Issue 5, pp. 486-492, (2007)
9. **Alleman, T.L., Lawrence, R., Mc Cormick, R.L., Moens, L., Ratcliff, M., 2005,** Survey of the Ouality and Stability of Biodiesel and Biodiesel Blend, NREL/TP-540-38836, Technical Report, USA.
10. **Alleman, T.L., Lisa Fouts, Robert L. McCormick,** Quality analysis of wintertime B6–B20 biodiesel blend samples collected in the United States, Fuel Processing Technology, Volume 92, Issue 7, July 2011, Pages 1297-1304
11. **Almeida, E.S., Flaysner M. Portela, Raquel M.F. Sousa, Daniela Daniel, Manuel G.H. Terrones, Eduardo M. Richter, Rodrigo A.A. Muñoz,** Behaviour of the antioxidant tert-butylhydroquinone on the storage stability and corrosive character of biodiesel, Fuel, Volume 90, Issue 11, November 2011, Pages 3480-3484
12. **Anonim, 1995,** Low-Temperature Properties of Triglyceride-Based Diesel Fuels: Transesterified Methyl Esters and Petroleum Middle Distillate Ester Blends, Journal of the American Oil Chemists Society, JAOCS, Vol.72, No.8.
13. **Aquino, I.P., R.P.B. Hernandez, D.L. Chicoma, H.P.F. Pinto, I.V. Aoki,** Influence of light, temperature and metallic ions on biodiesel degradation and corrosiveness to copper and brass, Fuel, Volume 102, December 2012, Pages 795-807
14. **Araujo, T.A., Antonio Marcos Jacques Barbosa, Luiz Henrique Viana, Valdir Souza Ferreira,** Electroanalytical determination of TBHQ, a synthetic antioxidant, in soybean biodiesel samples, Fuel, Volume 90, Issue 2, February 2011, Pages 707-712

15. **ASTM 04625: 1992.** 43° C' de (110° F) Damıtılmış yakıt depolama stabilitesi için standart test yöntemi.
16. **ASTM D 2274:** 1994. Damıtılmış yakıt yağının oksidasyon stabilitesi için standart test yöntemi (Hızlandırılmış metot)
17. **ASTM D 6468:** 1999. Damıtılmış yakıtların yüksek sıcaklık stabilitesi için standart test yöntemi.
18. **Atadashi, I.M., M.K. Aroua, A.R. Abdul Aziz, N.M.N. Sulaiman,** The effects of water on biodiesel production and refining technologies: A review Review Article, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 16, Issue 5, June 2012, Pages 3456-3470
19. **Balcı, M., Borat, O., Sürmen, A., 1994,** içten Yanmalı Motorlar Cilt 1, Ankara, Bursa , İstanbul.
20. **Bickell, K., 2003,** Cold Flow Properties of Biodiesel and Biodiesel Blends – A Review of Data, University of Minnesota Center for Diesel Research.
21. **Bondioli. P., Fisher, J., Fröhlich, A., 2003,** Storing Tests, BIOSTAB,
22. **Canha, N., Pedro Felizardo, José C. Menezes, M. Joana Neiva Correia,** Multivariate near infrared spectroscopy models for predicting the oxidative stability of biodiesel: Effect of antioxidants addition, Fuel, Volume 97, July 2012, Pages 352-357
23. **Chakraborty, M., D.C. Baruah,** Investigation of oxidation stability of Terminalia belerica biodiesel and its blends with petrodiesel, Fuel Processing Technology, Volume 98, June 2012, Pages 51-58
24. **Chen, Y.H., Yu-Min Luo,** Oxidation stability of biodiesel derived from free fatty acids associated with kinetics of antioxidants, Fuel Processing Technology, Volume 92, Issue 7, July 2011, Pages 1387-1393
25. **Chiu, C, W., 2004,** Impact of Cold Flow Improvers on Soybean Biodiesel Blend, Biomass and Bioenergy, 2004, 27, (5), 485-491.
26. **Chuck, C.J., Chris D. Bannister, Rhodri W. Jenkins, John P. Lowe, Matthew G. Davidson,** A comparison of analytical techniques and the products formed during the decomposition of biodiesel under accelerated conditions, Fuel, Volume 96, June 2012, Pages 426-433
27. **Çanakçı, M., Gerpen, J.H.V., Monyem, A., 1999,** Investigation of Biodiesel Stability Under Similated In Use Condition, ASAE Meeting Presentation, Toronto, Canada.
28. **Çanakçı, M., Gerpen, J.H.V., Monyem, A., 2000**, Accelerated Oxidation Processes in Biodiesel, Transactions of the Amerim Society of Agricultural Engineers, V.42, No.6, pp. 1565-1572.
29. **Dunn, R.O., 2005,** Cold Flow Properties of Biodiesel, 9th Annual Meeting and Expo of Americal Oil Chemists Society, p.56.
30. **Dunn, R.O., 2005,** Effect of Antioxidants on the Oxidative Stability Methyl Soyate (Biodiesel), Food and Industrial Oils Research, USDA, 86 (2005) 1071-1085.
31. **Evangelos G. Giakoumis,** A statistical investigation of biodiesel physical and chemical properties, and their correlation with the degree of unsaturation Review Article, Renewable Energy, Volume 50, February 2013, Pages 858-878
32. **Fernandes, D.M., Dalyelli S. Serqueira, Flaysner M. Portela, Rosana M.N. Assunção, Rodrigo A.A. Munoz, Manuel G.H. Terrones,** Preparation and characterization of methylic and ethylic biodiesel from cottonseed oil and effect of tert-butylhydroquinone on its oxidative stability, Fuel, Volume 97, July 2012, Pages 658-661
33. **Ferrari, R.A., Oliveira, V.S., Scabio, A., 2005,** Oxidative Stability of Biodiesel from Soybean Oil Fatty Acid Ethyl Esters, V.62, n.3, p.291-295, May / June 2005.
34. **Focke, W.W., Isbe van der Westhuizen, A.B. Lofté Grobler, Khomotso T. Nshoane, Judy K. Reddy, Adriaan S. Luyt,** The effect of synthetic antioxidants on the oxidative stability of biodiesel, Fuel, Volume 94, April 2012, Pages 227-233
35. **Fröhlich, A., 2003,** Natural Antioxidants, BIOSTAB, TEAGASC, Ireland.
36. **Hoekman, S.K., Amber Broch, Curtis Robbins, Eric Ceniceros, Mani Natarajan,** Review of biodiesel composition, properties, and specifications Review Article, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 16, Issue 1, January 2012, Pages 143-169
37. **Ilham, Z., Shiro Saka,** Optimization of supercritical dimethyl carbonate method for biodiesel production, Fuel, Volume 97, July 2012, Pages 670-677
38. **IP 306: 1994.** Saf mineral yağın oksidasyon stabilitesinin saptanması.
39. **ISO 3656: 1989.** Hayvansal katı yağlar ve bitkisel sıvı yağlar için ultraviole emiciliğin saptanması.
40. **ISO 9936: 1997.** Hayvansal katı yağlar ve bitkisel sıvı yağlar. Tokopherol ve tokotrienol içeriklerinin saptanması. Yüksek performans sıvı kromotografi kullanan yöntem
41. **Jain, S., M.P. Sharma,** Application of thermogravimetric analysis for thermal stability of Jatropha curcas biodiesel, Fuel, Volume 93, March 2012, Pages 252-257

42. **Jain, S., M.P. Sharma,** Correlation development between the oxidation and thermal stability of biodiesel Original Research Article, Fuel, Volume 102, December 2012, Pages 354-358
43. **Jain, S., M.P. Sharma,** Correlation development for effect of metal contaminants on the oxidation stability of Jatropha curcas biodiesel Original Research Article, Fuel, Volume 90, Issue 5, May 2011, Pages 2045-2050
44. **Jain, S., M.P. Sharma,** Long term storage stability of Jatropha curcas biodiesel, Energy, Volume 36, Issue 8, August 2011, Pages 5409-5415
45. **Karahan, Ş,. 2005,** Biyodizel Kalitesi ve Biyodizel Kalitesinin Dizel Motorlara Etkileri, Tübitak Mam Enerji Enstitüsü, Ankara
46. **Karavalakis, G., Despina Hilari, Lida Givalou, Dimitrios Karonis, Stamos Stournas,** Storage stability and ageing effect of biodiesel blends treated with different antioxidants, Energy, Volume 36, Issue 1, January 2011, Pages 369-374
47. **Kerschbaum, S., Rinke., G., 2004,** Measurement of the Temperature Dependent Viscosity of Biodiesel Fuels, Forschungszentrum Karisruhe, Institute for Micro Process Engineering, Germany, 83 (2004) 287-291.
48. **Kivevele, T.T., M.M. Mbarawa, A. Bereczky, T. Laza, J. Madarasz,** Impact of antioxidant additives on the oxidation stability of biodiesel produced from Croton Megalocarpus oil, Fuel Processing Technology, Volume 92, Issue 6, June 2011, Pages 1244-1248
49. **Knothe, G., 2005,** Dependence of Biodiesel Fuel Properties on the Structure of Fatty Acid Alkyl Esters, National Center for Agricultural Utilization Research, U.S. Department of Agriculture, 86 (2005) 1059-1070, USA.
50. **Knothe, G., 2006,** Analysis of Oxidized Biodiesel by H-NMR and Effects of Contact Area with Air, National Center for Agriculture Utilization Research, USA, 108 (2006) 493-500.
51. **Lacoste, F., Lagardere, L., 2003,** Quality Parameters Evaluation During Biodiesel Oxidation Using Rancimat Test, ITERG, France, 105(2003) 149-155.
52. **Lapuerta, M., J. Rodríguez-Fernández, Á. Ramos, B. Álvarez,** Effect of the test temperature and anti-oxidant addition on the oxidation stability of commercial biodiesel fuels, Fuel, Volume 93, March 2012, Pages 391-396
53. **Liong, Y.C., May, C.Y., Foon, C.S.,Ngan, M.A., Hock, C.C., Basiron, Y., 2005,** The Effect of Natural and Synthetic Antioxidants on the Oxidative Stability of Palm Diesel, Malaysia.
54. **Meira, M., Cristina M. Quintella, Alessandra dos Santos Tanajura, Humbervânia Reis Gonçalves da Silva, Jaques D'Erasmo Santos Fernando, Pedro R. da Costa Neto, Iuri M. Pepe, Mariana Andrade Santos, Luciana Lordelo Nascimento,** Determination of the oxidation stability of biodiesel and oils by spectrofluorimetry and multivariate calibration, Talanta, Volume 85, Issue 1, 15 July 2011, Pages 430-434
55. **Mittelbach, M., Schober, S., et al., 2003,** Antioxidants, BIOSTAB, Methods, BIOSTAB, WP 1, ITERG, France.
56. **NF T 60-220: 1995.** Hayvansal katı yağlar ve bitkisel sıvı yağlar için peroksit değerin saptanması.
57. **Nuno Canha, Pedro Felizardo, José C. Menezes, M. Joana Neiva Correia,** Multivariate near infrared spectroscopy models for predicting the oxidative stability of biodiesel: Effect of antioxidants addition, Fuel, Volume 97, July 2012, Pages 352-357
58. **pr EN 14112.** Katı ve sıvı yağ türevleri. Yağ asidi metil esteri (FAME). Oksidasyon stabilitesinin saptanması (Hızlandırılmış oksidasyon testi).
59. **pr EN 14214.** Otomotiv yakıtları. Dizel motorlar için yağ asidi metil esteri (FAME). Gereklilikler ve test yöntemleri
60. **Prankl, H., Schindlbauer, H., 1998,** Oxidation Stability of Fatty Acid Methyl Esters, 10th European Conference on Biomass for Energy and Industry, 8-10 June 1998, Würzburg, Germany.
61. **Pullen, J. Khizer Saeed,** An overview of biodiesel oxidation stability Review Article, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 16, Issue 8, October 2012, Pages 5924-5950
62. **Santos, V.M.L., Juliana Angeiras B. da Silva, Luiz Stragevitch, Ricardo L. Longo,** Thermochemistry of biodiesel oxidation reactions: A DFT study, Fuel, Volume 90, Issue 2, February 2011, Pages 811-817
63. **Shahabuddin, M., M.A. Kalam, H.H. Masjuki, M.M.K. Bhuiya, M. Mofijur,** An experimental investigation into biodiesel stability by means of oxidation and property determination, Energy, Volume 44, Issue 1, August 2012, Pages 616-622
64. **Van Gerpen, J.H., Hammond, E.G., Johnson, L.A., Lee, I., Marley, S.J., Monyem, A., Yu, L., 1996,** Determining the Influence of Contaminants on Biodiesel Properties, Iowa State University, July 31, 1996.

65. **Waynick, J.A., 2005**, Characterization of Biodiesel Oxidation and Oxidation Products, National Renewable Energy Laboratory, CRC, Project No. AVFL-2b, NREL/TP-540-39096, Texas.
66. **Westbrook, S.R., 2005,** An Evaluation and Comparison of Test Methods to Measure the Oxidation Stability of Neat Biodiesel, Southwest Research Institute, Subcontract Report, NREL/SP 540-389383, Texas.
67. **Zuleta, E.C., Luis A. Rios, Pedro N. Benjumea,** Oxidative stability and cold flow behavior of palm, sacha-inchi, jatropha and castor oil biodiesel blends, Fuel Processing Technology, Volume 102, October 2012, Pages 96-101

TURBOŞARJLI BİR OTOMOBİL DİZEL MOTORUNDA EMME HAVASININ OKSİJENLE ZENGİNLEŞTİRİLMESİNİN MOTOR PERFORMANS PARAMETRELERİ VE EKSOZ EMİSYONLARI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Şahin Z[1], Durgun O[2],Bayram C[3]

[1]KTÜ Mühendislik Fakültesi Makina Müh. Böl, Trabzon
[2]Avrasya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Müh. Böl., Trabzon
[3]KTÜ Of Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Müh., Trabzon

ÖZET

Sunulan çalışmada; turboşarjlı bir otomobil dizel motorunda emme havasına ek oksijen eklenmesinin motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler 3500 ve 4000 d/d gibi iki yüksek devir sayısında ve farklı yük durumlarında gerçekleştirilmiştir. Emme havası; 3500 d/d için % 22, % 24, % 26 ve % 28 ve 4000 d/d için % 22, % 24, % 25 ve % 28 oranlarında oksijen içerecek şekilde ek oksijenle zenginleştirilmiştir. Emme havasının oksijenle zenginleştirilmesi için saf oksijen tüpünden sağlanan oksijen kullanılmıştır. Sunulan çalışma sonunda, emme havasının oksijen oranı % 21'den % 28'e kadar artırılarak oksijenle zenginleştirilmesinin, motor performans parametrelerinin üzerinde önemli bir etki göstermediği belirlenmiştir. Fakat emme havasının oksijenle zenginleştirilmesi durumda duman koyuluğunun önemli ölçüde azaldığı, toplam hidrokarbonların (HC) ise azalma eğilimi gösterdiği, buna karşın azot oksitlerin (NO_x) ise önemli düzeyde arttığı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Turboşarjlı dizel motoru, Ek oksijen kullanımı, Motor performans parametreleri, Eksoz emisyonları

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF OXYGEN ADDING TO INTAKE AIR ON ENGINE PERFORMANCE PARAMETERS AND EXHAUST EMISSIONS IN A TURBOCHARGED AOTOMOTIVE DIESEL ENGINE

ABSTRACTS

In the present study, the effects of oxygen adding to intake air on engine performance parameters and exhaust emissions have been investigated experimentally in a turbocharged automobile diesel engine. Experiments have been performed at high engine speeds such as 3500 and 4000 rpms and for different engine loads. The oxygen volume fraction in the intake air has been increased suitably to obtain oxygen ratios of 22 %, 24 %, 26 % and 28 % for 3500 rpm and 22 %, 24 %, 25 % and 28 % for 4000 rpm respectively. For this purpose oxygen which is taken from pure oxygen tube has been used. It has been found that using of oxygen enriched-air does not result in significant effect on the engine performance parameters. However, oxygen enriched-air reduces significantly smoke index K. Total hydrocarbon (HC) shows a decreasing trend. But contrarily oxygen enriched-air raises evidently the NO_x emission.

Keywords: Turbocharged diesel engine, Using addition oxygen to intake air, Engine performance parameters, exhaust emissions

1. GİRİŞ

Son zamanlarda motorlar ve aynı zamanda motorlu taşıtlar üzerindeki çalışmaların gittikçe arttığı görülmektedir. İlgili çalışmalardaki amaç daha az yakıt tüketen yüksek performanslı ve aynı zamanda çevreyi az kirleten motorların geliştirilmesidir. Bu amacı gerçekleştirmek için hem motor firmaları ve hem de bilim insanları çalışmalarını yoğun bir biçimde sürdürmektedir. Motorlardaki yapısal iyileştirmeler, yakıtlarla ilgili gelişmeler ve alternatif yakıt uygulamaları ilgili çalışmalar arasında başı çekmektedir. Bu konularda yapılan çalışmalardan bazı başarılı sonuçlara ulaşıldığı gözlenmiştir. Örneğin common-rail püskürtme sisteminin geliştirilmesi ile dizel motorlarının

otomobillerde kullanılması 2000'lı yıllardan sonra yaygınlaşmıştır ve dizel motorlu taşıtların sayısı günden güne daha da artmıştır. Dizel motorlarındaki püskürtme sistemi ile ilgili çalışmalar hala devam etmektedir ve yakın gelecekte püskürtme basıncının 2500 atm'e kadar ulaştığı daha performanslı, yüksek verimli ve çevreci motorların üretilmesi hedeflenmektedir.

Yüksek performanslı ve verimli çevreci dizel motorların geliştirilmesinde yakıt ile havanın homojen ve hızlı karıştırılıp yakılması önemli paya sahiptir [1]. Çok iyi bilindiği gibi motorlarda yanma, havanın içerisindeki oksijen ile gerçekleştirilmektedir. Bundan dolayı havanın içerisindeki oksijenin yanmada etkin olarak kullanılması önemlidir. Motorlarda, yüksek devirlerde çalışıldığında ve deniz seviyesinden yüksek yerlere çıkıldığında havanın içerisindeki oksijen yakıtı tam yakmak için yetersiz kalmaktadır. Bu durumlarda; yanma işleminin daha iyi şekilde gerçekleştirilebilmesi için, ek oksijene ihtiyaç duyulmaktadır. Motorlarda yanma işlemini kolaylaştırmak için; ek oksijen ihtiyacı, oksijen içeriği fazla olan yakıtlarla (örneğin etil alkol, biyodizel vb.) karşılanabileceği gibi direkt saf oksijen kullanılarak da sağlanabilir. Literatürde hem alkollerle ve biyodizelle ve hem de saf oksijen kullanımı ile ilgili değişik çalışmalar yapılmıştır ve ilgili çalışmalardan motor performans parametreleri ve çevre kirliliği açısından iyileştirici sonuçlar elde edilmiştir. Sunulan çalışma, emme havanının ek oksijenle zenginleştirilmesi ile ilgili olduğundan bu konu ile ilgili literatür özeti aşağıda kısaca sunulmuştur.

Abdelaal ve arkadaşları [2] emme kanalından emilmekte olan havanın içerisine doğal gaz göndererek, sıkıştırma işlemi sonunda doğal gaz-hava karışımının pilot dizel yakıtı ile yakıldığı deneysel bir çalışma yapmışlardır. İlgili çalışmada, ayrıca emme kanalından doğal gaz ile birlikte farklı oranlarda saf oksijen gönderilmesi durumunu da incelemişlerdir. Deneyler tek silindirli bir dizel motorunda 1600 d/d'da farklı yükleme koşullarında yapılmıştır. Burada, oksijen eklenmesi ile motor performansının iyileştiği belirlenmiştir. Ayrıca, emme havasındaki oksijen oranı % 21'den % 30'a çıkarıldığında özgül yakıt tüketiminde (ÖYT'nde) yaklaşık % 7 oranında azalma belirlenmiştir. Öte yandan oksijen eklenmesi ile karbon monoksit (CO) ve toplam hidrokarbonların (HC) ve isin azaldığı ve azot oksitler (NO_x)'in ise önemli ölçüde arttığı görülmüştür [2].

Hountalas ve arkadaşları [3] emme kanalındaki havayı saf oksijenle zenginleştirilerek, hava içerisinde mevcut olan oksijen oranını % 21'den % 23 ve % 25'e çıkarmışlardır ve bu iki farklı oksijen oranının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. İlgili çalışmada; ağır hizmetlerde kullanılan 6 silindirli turboşarjlı bir dizel motoru kullanılmıştır. Bu sayısal çalışmada çok bölgeli sanki boyutlu termodinamik bir çevrim modeli uygulanmıştır. Ayrıca ilgili çalışmada eksoz gazı resirkülaryonu (EGR)'nun etkileri de incelenmiştir. Emme havasının oksijenle zenginleştirildiği uygulamada isin önemli ölçüde azaldığı ve ÖYT'nin çok az iyileştiği belirlenmiştir. Buna karşın, NO_x'lerin önemli ölçüde arttığı görülmüştür. NO_x'leri azaltmak için % 30'oranında EGR uygulanmıştır. Bu uygulama sonunda ÖYT'nde çok fazla kötüleşme olmadan islerin ve NO_x'lerin önemli ölçüde azaltılabileceğini sayısal olarak göstermişlerdir [3].

Li ve arkadaşları [4] emme kanalındaki havayı oksijenle zenginleştirilerek, ek oksijen kullanımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Burada % 21'den % 24'e kadar farklı oksijen oranları seçilmiştir. Aslında bu çalışmada; işlem görmemiş biyodizel (kolza tohumu yağı) kullanılması durumunda, biyodizelin yanma özelliklerini iyileştirmek için emme manifoldundaki hava yukarıda seçilen oksijen oranlarında zenginleştirilerek motorun performans parametrelerinde ve eksoz emisyonlarında oluşan değişimleri belirlenmiştir. Dizel yakıtı kullanılması durumunda, emme havasına ek oksijen eklendiğinde tutuşma gecikmesinin azaldığı görülmüştür. Bu durumda ön yanma fazı kısalarak difüzyonlu yanma fazı uzamıştır. Emme manifoldundaki havanın oksijen oranı % 21'den % 24'e çıkarıldığında silindir basıncı % 5 ve sıcaklık ise % 9 oranında artmıştır. Bu uygulamada efektif verim de artmıştır. Biyodizel kullanılması durumunda parçacık emisyonlarının dizel yakıtından % 30 daha fazla olduğu görülmüştür. Fakat emme havasındaki oksijen oranı % 22'ye çıkarılarak biyodizel kullanılması durumda ilgili madde miktarlarının dizel yakıtı değerinin altına düştüğü görülmüştür. Benzeri değişim CO'da da gözlenmiştir. İlgili çalışma sonunda, biyodizel kullanılması durumunda emme havasındaki oksijen oranı % 22'ye kadar zenginleştirildiğinde NO_x'te önemli bir artış olmadan parçacık emisyonlarının ve CO'in önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir. Burada transertifikasyon görmemiş saf biyodizel kullanılmıştır. Böylece daha düşük maliyetteki biyodizelin, dizel motorlarında emme havasına oksijen eklenerek kullanılabileceği önerilmektedir [4].

Zhang ve arkadaşları [5] hem dizel yakıtına su karıştırarak (su emülsiyonu ile) ve hem de emme havasını ek oksijenle zenginleştirerek motor performans parametrelerinin ve eksoz emisyonlarının değişimlerini incelemişlerdir. Bu çalışmada turboşarjlı bir dizel motoru kullanılmıştır ve deneyler 2000 d/d'da iki farklı yük (180 Nm ve tam yük) durumunda gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonunda; 2000 d/d ve 180 Nm yük durumunda % 10 ve % 20 su emülsiyonu kullanıldığında ve emme havasındaki oksijen oranı % 21'den ve % 21.5'ye arttırıldığında ve

2000 d/d ve tam yük durumunda ise % 10 ve % 20 su emülsiyonu kullanıldığında ve emme havasındaki oksijen oranı % 21'den ve % 22'ye arttırıldığında ÖYT'nde önemli bir kötüleşme olmadan NO_x ve isin azaldığı belirlenmiştir [5].

Türkiye'de ise bu konuda; biri bir benzin [6] motorunda ve diğeri ise tek silindirli bir dizel motorunda [7] olmak üzere iki deneysel çalışma yapılmıştır. Benzin motoru durumunda, motora değişik basınçlarda ek oksijen gönderilerek, ek oksijenin eksoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Yapılan deneylerde karbüratörlü motorda ek oksijen kullanımının CO ve HC emisyonlarını azalttığı belirlenmiştir. Burada doğal olarak karbon dioksit (CO_2)'in arttığı görülmüştür. CO_2'nin artması yanmanın iyileşmesinin ve ısıl verimin artmasının bir göstergesi olarak yorumlanabilir [6]. Tek silindirli hava soğutmalı bir dizel motorunda da ise oksijen miktarı % 21 den % 24'e kadar arttırılarak ek oksijen kullanımının motor performansı ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışma sonunda oksijen miktarının % 1 oranında arttırılmasının NO_x dışındaki diğer eksoz emisyonları ve motor performansı üzerinde olumlu iyileşmeler sağladığı belirlenmiştir [7].

Yukarıdaki literatür incelenmesinden, emme kanalından geçmekte olan havanın içerisine ek oksijen gönderilerek havanın ek oksijenle zenginleştirilmesi ile ilgili değişik deneysel çalışmaların yapılmış olduğu görülmektedir [2-12]. Deneysel çalışmalarda; daha çok ek oksijenin eksoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiş olduğu, buna karşın motor karakteristikleri üzerindeki etkileri pek ayrıntılı biçimde incelenmemiş olduğu görülmektedir. Ayrıca kullanılan motorlar genellikle tek silindirlidir ve taşıt dizel motorlarının kullanıldığı sistematik deneyler yapılmamıştır. Öte yandan literatürde yapılan çalışmalarda ek oksijen kullanımı sınırlı koşullarda incelenmiştir. Sunulan çalışmada ise common-rail püskürtme sistemine sahip güncel bir otomobil motorunda ek oksijen kullanımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalarda genellikle düşük devir sayıları seçilmiş olmasına karşın sunulan çalışmada ise oksijene ihtiyacın daha fazla olduğu yüksek devirler seçilmiştir. Ayrıca literatürde her hangi bir devirde iki veya üç yük durumunun incelenmesine karşın bu çalışmada her devirde 6 farklı yük değeri seçilmiştir ve sistematik deneyler yapılmıştır.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

2.1 Deney Sistemi

Sunulan çalışmasında, emme havasının saf oksijenle zenginleştirilmesinin motor performans karakteristikleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla, KTÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Böl. İçten Yanmalı Motorlar Laboratuar'ında bulunan ve Cussons firması tarafından üretilmiş olan deney düzeneği kullanılmıştır ve deneyler Renault Marka K9K 700 tipi turboşarjlı common-rail püskürtme sistemine sahip bir taşıt dizel motorunda gerçekleştirilmiştir. İlgili motorun başlıca teknik özellikleri Tablo 1'de ve deney donanımının şematik resmi ise Şekil 1'de sunulmuştur.

Tablo 1. Deney motorunun başlıca teknik özellikleri.

Motor	Renault K9K 700 Turboşarjlı DP Dizel Motoru
Toplam strok hacmi ve silindir sayısı	1.461 L, 4
Silindir çapı ve strok uzunluğu	76 ve 80.5 mm
Sıkıştırma oranı	18.25
Maksimum güç	48 kW, 4000 d/d'da
Maksimum moment	160 Nm, 1750 d/d'da
Biyelin eksenleri arasındaki uzaklık	130 mm

Deney sisteminde yükleme su freni ile gerçekleştirilmektedir. Motor için gerekli olan hava, keskin kenarlı orifisten geçerek deney panosunun arkasında bulunan hava tankına ve oradan da motora gitmektedir. Bunun için hava deposundan gelen hortum motorun hava girişine uygun ara bağlantılar kullanarak bağlanmıştır. Motorun yakıt tüketimi; 100 mL'lik ölçekli kap kullanılarak hacim yöntemine göre belirlenmektedir. Sunulan çalışmada yakıt tüketimi, 100 mL hacimdeki dizel yakıtının harcanma süresi ölçülerek, hesaplanmıştır.

Motorun emme manifoldundan emilmekte olan havanın içerisine oksijenin gönderilmesi ile ilgili düzenek Şekil 1'de gösterilmiştir. Oksijen bir oksijen tüpünden sağlanmaktadır ve oksijen tüpünün çıkışındaki manometre aracılığı ile emme manifolduna gönderilen oksijenin basıncı ayarlanmaktadır. Böylece; manometredeki basınçlar değiştirilerek hava içerisine gönderilen oksijenin debisi ayarlanmıştır. Emme kanalına gönderilen oksijen debisinin ölçülmesinde Bass Instumentin tarafından üretilen debi ölçer kullanılmıştır. İlgili cihaz oksijenin hacimsel debisini litre/dak olarak ölçmektedir. Ölçme aletinin oksijenin hacimsel debisini ölçme duyarlılığı ise % 1.5'tur.

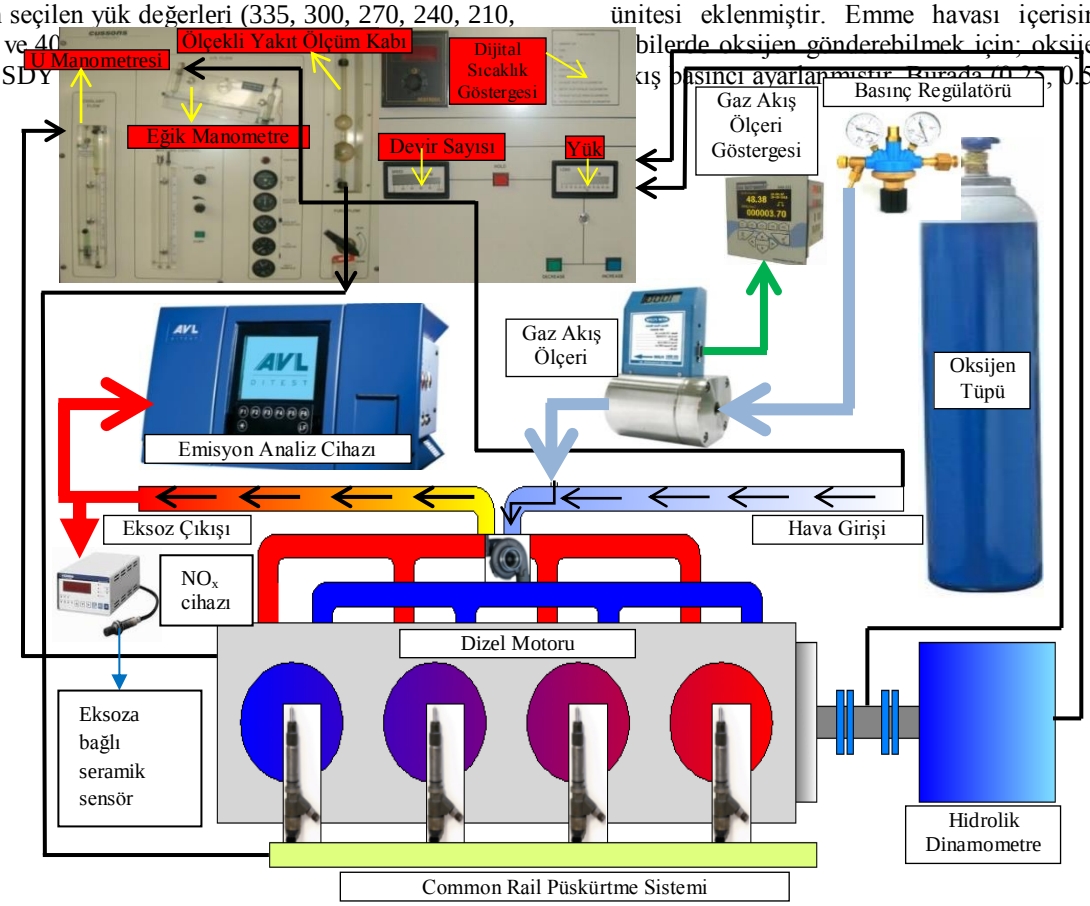
NO_x emisyonunun ölçülmesi Horiba firması tarafından üretilmiş olan MEXA-720 NO_x, HC ve CO_2 oranları AVL tarafından üretilen DiGas 4000 ve is yine AVL DiSmoke 4000 cihazı ile ölçülmüştür. NO_x'ler % ± (3-5) ppm, HC'ler % 0.01, CO_2 % 0.1 ve is ise % 0.1 duyarlılıkla ölçülmektedir.

2.2 Saf Dizel Yakıtı ve Emme Havasının Oksijenle Zenginleştirilmesi İle İlgili Yapılan Deneyler

Deneyler; önce saf dizel yakıtı durumu için 3500 ve 4000 d/d gibi yüksek devirlerde farklı yüklerde yapılmıştır. Her bir devir için 6 farklı yük değeri

seçilmiştir. Saf dizel yakıtı (SDY) durumunda; 3500 d/d için seçilen yük değerleri (335, 300, 270, 240, 210, 180) N ve 40 N'dır. SDY

sistemine Şekil 1'de gösterilen oksijen zenginleştirme ünitesi eklenmiştir. Emme havası içerisine değişik bilerde oksijen gönderebilmek için; oksijen tüpünün kış basıncı ayarlanmıştır. Burada 0.25, 0.5, 1 ve 1.5)



Şekil 1. Deney sisteminin şematik şekli

bar şeklinde 4 farklı basınç seçilmiştir. İlgili basınç değerleri farklı oksijen debilerine karşılık gelmektedir. Oksijen zenginleştirme deneylerinde önce 0.25 bar için 3500 ve 4000 d/d'da önceden SDY için seçilmiş olan yüklerde deneyler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra oksijen tüpünün çıkış basıncı 0.5, 1 ve 1.5 bar değerlerine ayarlanarak deneyler benzer şekilde gerçekleştirilmiştir. Normal koşullarda havanın içerisindeki oksijenin hacimsel oranının % 21 olduğu bilinmektedir. 0.25, 0.5, 1 ve 1.5 bar oksijen çıkış basınçlarında hava oksijenle zenginleştirilmektedir ve havanın içerisindeki oksijen oranı % 21'den daha yüksek olmaktadır. Seçilen basınçlara karşı gelen oksijen debileri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu konu ile ilgili bilgiler 3.3.6 bölümünde sunulmuştur.

2.3 Motor Karakteristiklerinin Hesabı

Deney sonuçlarının değerlendirilmesinde ayrıntıları Durgun [13, 14]'da verilmiş olan hesap yöntemi uygulanmıştır. Motor milinden elde edilen efektif güç standart koşullara dönüştürülmüş ve nem düzeltmesi yapılmış olarak aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmıştır.

$$N_e[kW] = \frac{M_d \cdot \omega}{1000} \cdot \frac{0{,}1013}{p_0} \cdot \frac{T_0}{293} \cdot X_{nem} \qquad (1)$$

Burada ω [rad/s] açısal hız, n [d/d] motor devir sayısı ve M_d [Nm] döndürme momenti, p_0 [MPa] ve T_0 [K] dış ortam basıncı ve sıcaklığı ve X_{men} nem düzeltme faktörüdür. Deneylerde; ΔV=100 [mL] yakıtın Δt [s] harcanma süresi ölçülerek yakıt tüketimi belirlenmiştir.

Buna göre saatlik toplam yakıt tüketimi, özgül yakıt tüketimi (ÖYT) ve efektif verim;

$$B[kg/h] = \frac{\Delta V \cdot \rho_y \cdot 3600}{\Delta t \cdot 10^6}, \quad b_e[kg/kWh] = B/N_e,$$

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot b_e} \qquad (2a, 2b, 2c)$$

bağıntılarından hesaplanmıştır.

3.3.6 Havanın İçerisine Eklenen Oksijenin Hacimsel Oranının Belirlenmesi

Oksijen eklenmesi durumunda havanın içerisindeki oksijen miktarını belirlemek için Durgun [15] tarafından düzenlenen aşağıdaki bağıntı kullanılmıştır.

$$X = \left(\frac{\dot{m}_{O_2} + 0.23\dot{m}_h}{1.105\dot{m}_h + \dot{m}_{O_2}} \right) \qquad (3)$$

Burada $\dot{m}_{O_2}$ oksijenin ve $\dot{m}_h$ ise havanın kütlesel debileridir. Burada hava içerisine eklenen oksijen miktarının hacimsel oranını hesaplarken; oksijenin yoğunluğunun ve oksijenin kütlesel debisinin bilinmesi gerekmektedir. Oksijen tüpünün çıkışındaki basınçtan yaralanarak oksijenin yoğunluğu ve daha sonra oksijenin kütlesel debisi aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$\rho_{O_2} = \frac{p}{R_{O_2} T}, \quad \dot{m}_{O_2} = \rho_{O_2} . \dot{Q}_{O_2} \qquad (4a, 4b)$$

Burada T_0 ortam sıcaklığı ve P ise oksijen tüpü çıkışındaki basınç olarak alınmıştır. R_{O_2} oksijenin gaz sabiti ve $\dot{Q}_{O_2}$ oksijenin hacimsel debisidir ve oksijen ekleme donanımına yerleştirilmiş olan debimetreden yararlanarak ölçülmüştür.

3.3.7 Hata Analizi ve Belirsizlikler

Ölçülen değerlere Kline ve McClintock'un [16] yöntemi uygulanarak hata analizi yapılmıştır. Hata analizinde, her bir değer için 3'er kez ölçüm yapıldığı için, deney sonuçlarına Student's-t dağılımı uygulanmıştır. Çeşitli terimlerdeki hatalar, iyi bilinen deneysel verilerin analizi yöntemi uygulanarak, belirlenmiştir. Örneğin moment değerlerinin belirsizlik aralığı % (0.1-0.5) olarak bulunmuştur. Efektif güç, ÖYT ve efektif verim gibi türetilmiş büyüklükler için de hata analizi uygulanmıştır. Kline ve McClintock'un yönteminin uygulanması ile yapılan hata analizi sonunda; örneğin efektif güçteki belirsizlik aralığının % (0.02-1.2) olduğu belirlenmiştir. Diğer hata analizi sonuçları incelendiğinde temel ölçümlerin tahmin edilen hatalarının, ÖYT ve efektif verimdeki belirsizliklerin % (0.002-0.5) aralığında olduğu açıkça görülebilir. Buradan temel büyüklüklerin ölçülmesindeki ve türetilmiş büyüklüklerdeki tahmin edilen hataların sonuçların belirsizliğini belirgin şekilde etkilemeyeceği söylenebilir.

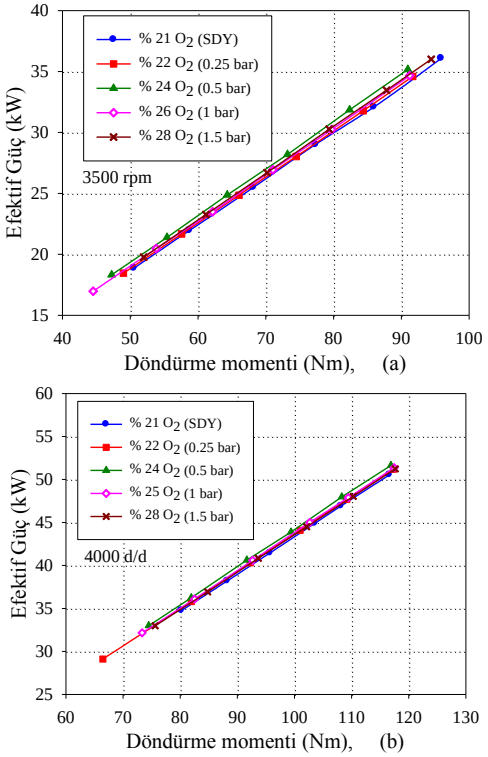
3. SONUÇLAR VE İRDELEME

Sunulan çalışmada; emme kanalından emilmekte olan havanın içerisine ek oksijen gönderilerek emme havası ek oksijenle zenginleştirilmiştir ve böylece emme havasının ek oksijenle zenginleştirilmesinin motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Burada emme havasının oksijen oranı % 21'den % 28'e kadar arttırılmıştır. Böylece farklı oksijen oranları için; 3500 ve 4000 d/d'da ve farklı yüklerde deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar aşağıda sunularak irdelenmiştir.

3.1 Ek Oksijen Kullanımının Motor Performans Parametreleri Üzerindeki Etkileri

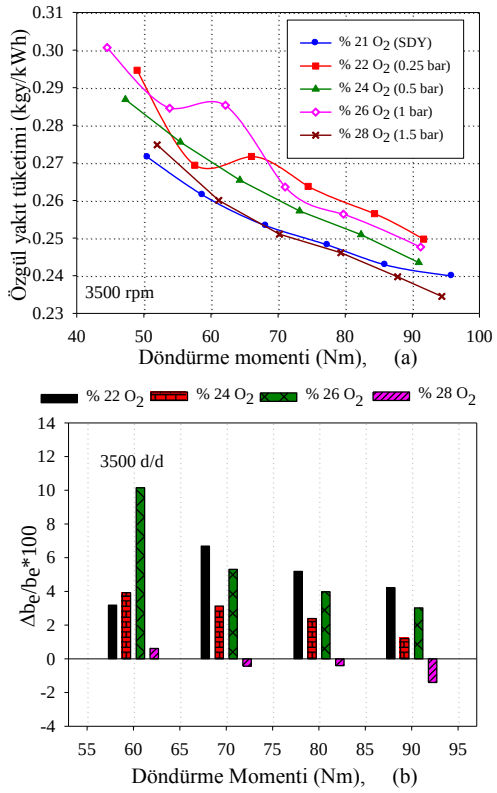
Bu bölümde emme havasının ek oksijenle zenginleştirilmesinin efektif güç, ÖYT ve efektif verim üzerindeki etkileri ile ilgili sonuçlar sunularak irdelenmiştir.

Şekil 2'den görülebildiği gibi; (3500 ve 4000) d/d'da, ek oksijen kullanımı ile efektif güç çok az artmıştır veya SDY değerlerine çok yakın değerler almıştır. Buradan ek oksijen kullanımının motorun efektif gücü üzerinde çok etkili olmadığı görülmüştür. Literatürde de buna benzer sonuçlar verilmiştir [17, 18]. Liu ve arkadaşları [17] oksijen zenginleştirilmesi durumunda döndürme momentinin, Perez ve arkadaşları [18] ise ek oksijen kullanımı ile efektif gücün çok az azaldığını belirlemişlerdir. Bununla birlikte Şekil 3 (a ve b)'de gösterildiği gibi 3500 d/d'da ÖYT ek oksijen kullanımı ile artmıştır. Yalnızca % 28 oksijen eklenmesi durumunda ÖYT'nde çok düşük düzeyde azalma sağlanmıştır. Efektif verimin de ÖYT'ne benzer değişim sergilediği Şekil 4'ten görülebilir.

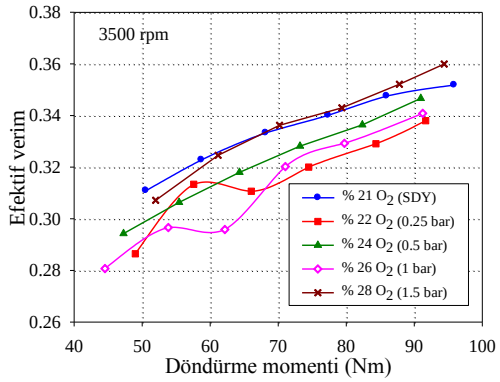


Şekil 2. Farklı oksijen oranları için; **(a) 3500 d/d'da** ve **(b) 4000 d/d'da** efektif gücün döndürme momentine göre değişimleri.

Şekil 5 (a ve b)'de görülebileceği gibi; 4000 d/d'da, ÖYT, 110 Nm döndürme momentinde ek oksijen kullanımı ile azalmıştır. Ancak diğer yüklerde ise ÖYT yalnızca % 28 ek oksijen kullanımı durumunda azalmıştır. Diğer oksijen oranlarında ise ÖYT artmıştır. Efektif verimin de ÖYT'ne benzer değişim sergilediği Şekil 6'dan görülebilir. Böylece; ek oksijen kullanımı ile (3500 ve 4000) d/d devirleri için seçilen yüklemeler altında değerlerinde motor performans parametreleri açısından çok olumlu sonuçların elde edilemediği söylenebilir. Abdelaal ve arkadaşları [2]'da yüksek yüklerde ek oksijenin efektif verim üzerinde iyileştirici

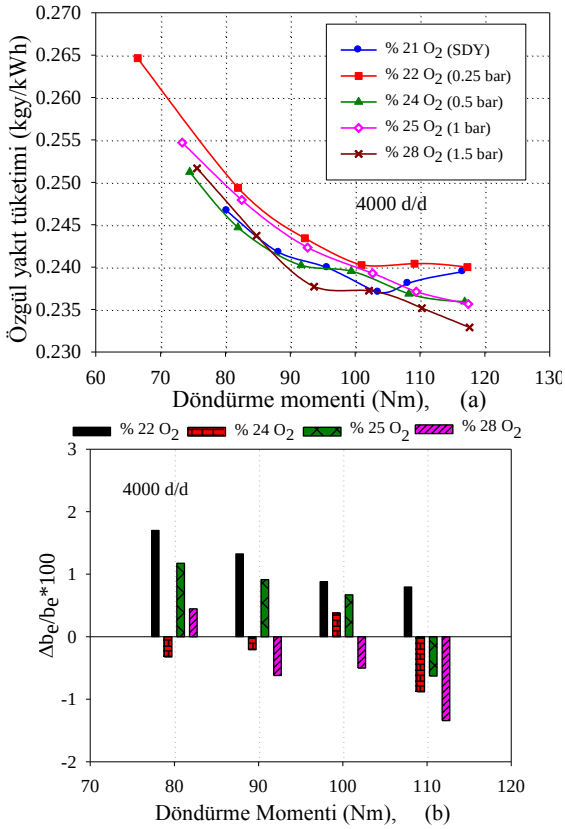


Şekil 3. (a) Farklı oksijen oranları için 3500 d/d'da ÖYT'nin döndürme momentine göre değişimi **(b)** Farklı oksijen oranları için SDY'na göre ÖYT'indeki değişimin oranları

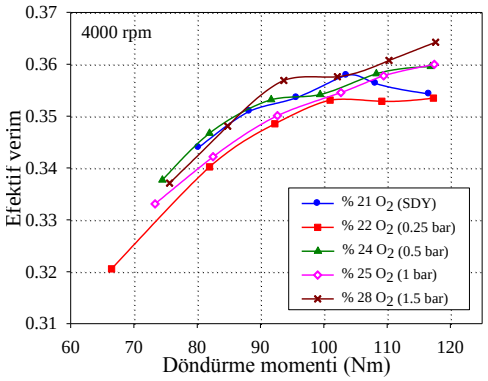


Şekil 4. Farklı oksijen oranları için 3500 d/d'da efektif verimin döndürme momentine göre değişimi

etkisi olmadığını belirlemişlerdir. Zhang ve arkadaşları [5] emme kanalındaki havanın oksijen oranını % 21'den %24'e çıkarttıklarında ÖYT'nde herhangi bir iyileşme elde etmediklerini belirtmektedirler. Literatürdeki diğer çalışmalarda da benzeri sonuçlar verilmektedir [17, 18]. Sunulan çalışmada, motorun emme kanalından emilmekte olan havanın içerisine ek oksijen gönderilmesine karşın püskürtme sisteminde her hangi bir düzenleme yapılmamıştır ve püskürtülen dizel yakıtının miktarı değiştirilmemiştir. Aynı motorda yani aynı strok hacminde havanın oksijen miktarı arttırıldığında püskürtülecek dizel yakıtı



Şekil 5. (a) Farklı oksijen oranları için 4000 d/d'da ÖYT'nin döndürme momentine göre değişimi **(b)** Farklı oksijen oranları için SDY'na göre ÖYT'indeki değişimin oranları



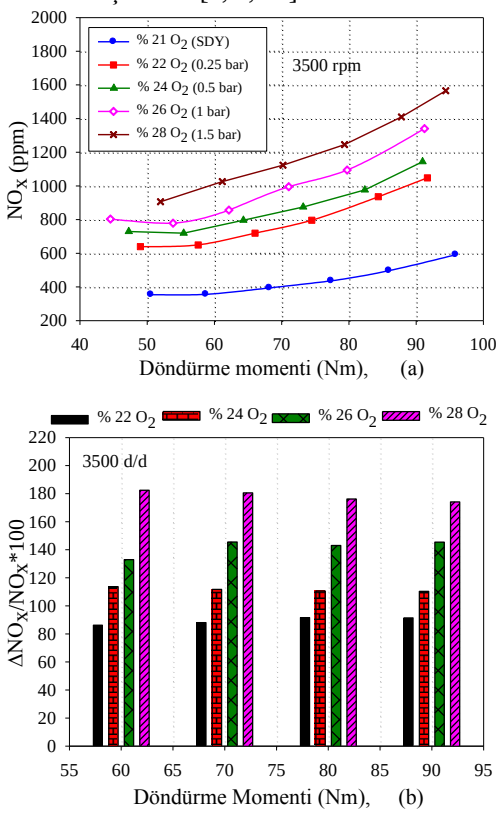
Şekil 6. Farklı oksijen oranları için 4000 d/d'daki efektif verimin döndürme momentine göre değişimi

miktarının arttırması durumunda efektif gücün artacağı ve ÖYT'nin azalacağı tahmin edilebilir. Bu nedenle ileride yapılacak çalışmalarda, ek oksijen kullanımı durumunda, motorun püskürtme sisteminde bazı uyarlamalar yapılarak optimum çalışma durumlarının belirlenmesi önerilebilir.

3.2. Ek Oksijen Kullanımının Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkileri

Bu bölümde emme havasının ek oksijenle zenginleştirilmesinin eksoz gazı sıcaklığı ve NO_x, HC, CO_2 emisyonları ve duman koyuluğu üzerindeki etkileri ile ilgili sonuçlar sunularak irdelenmiştir.

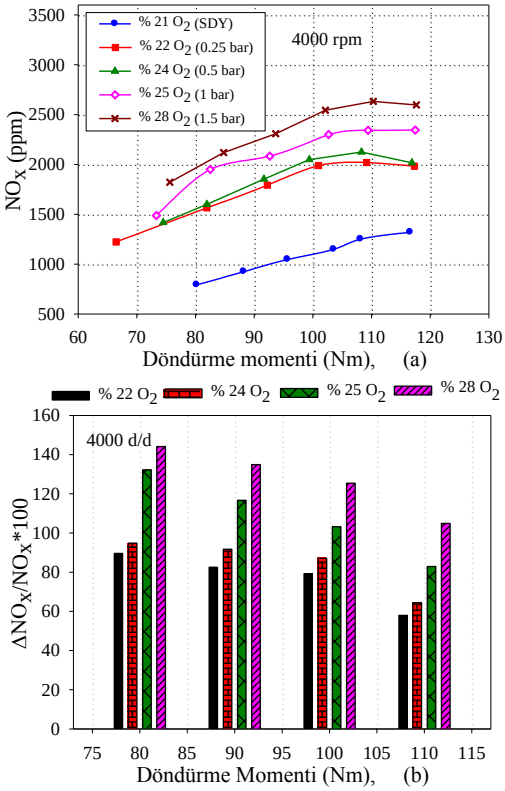
Şekil 7 ve 8'de, (3500 ve 4000) d/d devir sayılarında ek oksijen kullanımının NO_x emisyonu oluşumu üzerindeki etkileri sunulmuştur. Oksijen eklenmesi ile; söz konusu devir sayılarında ve seçilen yük değerlerinde NO_x'lerin oranı önemli düzeyde artmıştır. Bilindiği gibi NO_x oluşumu, sıcaklığa ve silindir içerisindeki oksijen oranına bağlıdır. Sıcaklık ve oksijen oranının artması ile NO_x'ler önemli ölçüde artmaktadır. Oksijen eklenmesi ile karışımdaki oksijen miktarının arttığı ve Şekil 9 (a ve b)'de gösterildiği gibi eksoz gazı sıcaklıklarının da çok az da olsa arttığı deneysel olarak belirlenmiştir. Eksoz sıcaklıklarının artmış olması yanma sonu sıcaklıklarının da yüksek olabileceğini gösterir. Literatürde ek oksijen kullanımı ile yanma sonu sıcaklıklarının arttığı belirlenmiştir [4, 19]. Bu nedenlerden dolayı NO_x'lerin artmış olduğu söylenebilir. Benzeri sonuçlar literatürde de bulunmuştur [2, 20]. Ek oksijen kullanımı ile NO_x'ler önemli ölçüde arttığından NO_x'leri azaltmak için emme kanalından emilen havanın içerisine ek oksijenle birlikte su eklenmesi veya belirli oranlarda EGR uygulaması düşünülebilir. Literatürde bu tür çalışmalara ulaşılabilir [3, 5, 10].



Şekil 7. (a) Farklı oksijen oranları 3500 d/d'da NO_x'in döndürme momentine göre değişimi **(b)** Farklı oksijen oranları için 3500 d/d'da SDY'na göre NO_x'deki değişimin oranları

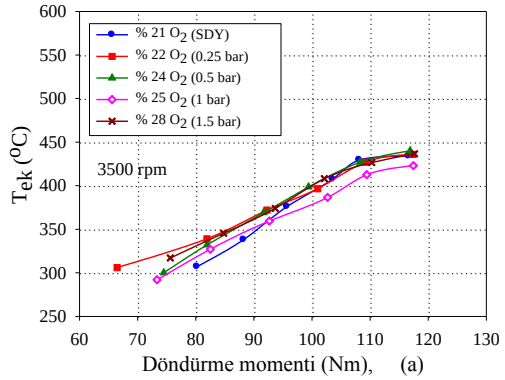
Toplam hidrokarbonların (HC) oksijen oranı ile değişiminin çok düzgün olmadığı Şekil 10 ve 11'den görülebilir. Bununla birlikte 3500 d/d'da % 26 oksijen oranı dışında yani (% 22, % 24 ve % 28) oranlarında HC'lerin genellikle azalma eğilimi gösterdiği belirlenmiştir. Şekil 11 (a ve b)'de görülebileceği gibi HC'ler; 4000 d/d'da, % 22 oksijen oranı dışında genellikle azalma eğilimi göstermiştir. Literatürde yapılan çalışmalarda da ek oksijen kullanımı ile HC'lerin azaldığı belirlenmiştir [2, 21, 22]. Böylece ek oksijen kullanımı ile yanmanın iyileştiği ve bu nedenle de HC'lerin azaldığı söylenebilir.

Şekil 12 (a) ve Şekil 13 (a)'da 3500 d/d ve 4000 d/d'da farklı oksijen oranları için duman koyuluğunun (yani isin) döndürme momentine göre değişimleri ve Şekil 12 (b) ve Şekil 13 (b)'de ise standart havaya göre (% 0.21 oksijenli havaya göre) ek oksijen kullanılması durumunda duman koyuluğundaki azalma oranlarının değişimleri barlar şeklinde sunulmuştur. İlgili şekillerden görülebileceği gibi oksijen eklenmesi ile duman koyuluğu % 50'den daha yüksek oranlarda azalmaktadır. İs oluşumunun yanma odasında yakıtça zengin yüksek sıcaklıklı bölgelerdeki eksik yanmadan kaynaklandığı bilinmektedir. Oksijen eklenmesi ile yakıtça zengin bölgelerin (genellikle hava fazlalık katsayısının 1'den küçük olabileceği bölgeler) biraz daha fakirleşeceği ve bu bölgelerdeki kimsi eksik yanmaların önleneceği tahmin edilebilir. Bu etkilerin ise is oluşumunu azalmasına katkı sağlayacağı söylenebilir. Literatürde ek oksijen kullanımı ile ilgili yapılan tüm çalışmalarda islerin önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir [2, 20-22]. Sonuç olarak; oksijen eklenmesi ile NO_x'ler dışındaki diğer eksoz emisyonlarında belirgin iyileşmelerin olduğu söylenebilir.

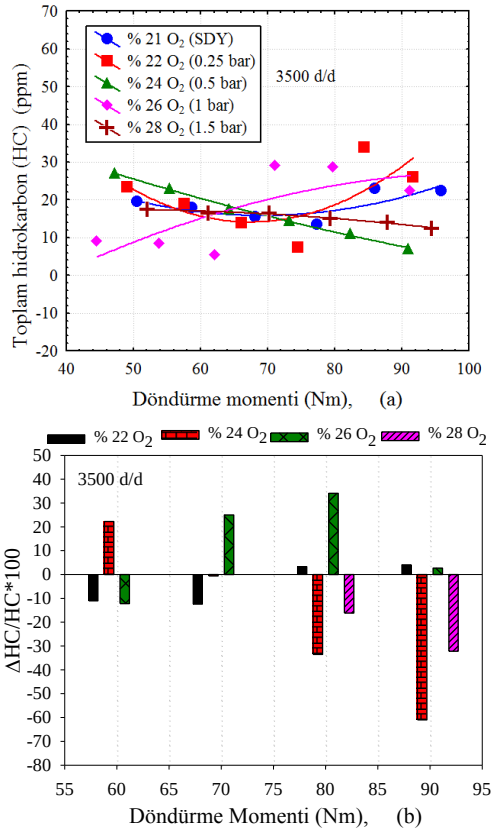


Şekil 8. (a) Farklı oksijen oranları 4000 d/d'da NO_x'in döndürme momentine göre değişimi **(b)** Farklı oksijen oranları için 4000 d/d'da SDY'na göre NO_x'teki değişimin oranları

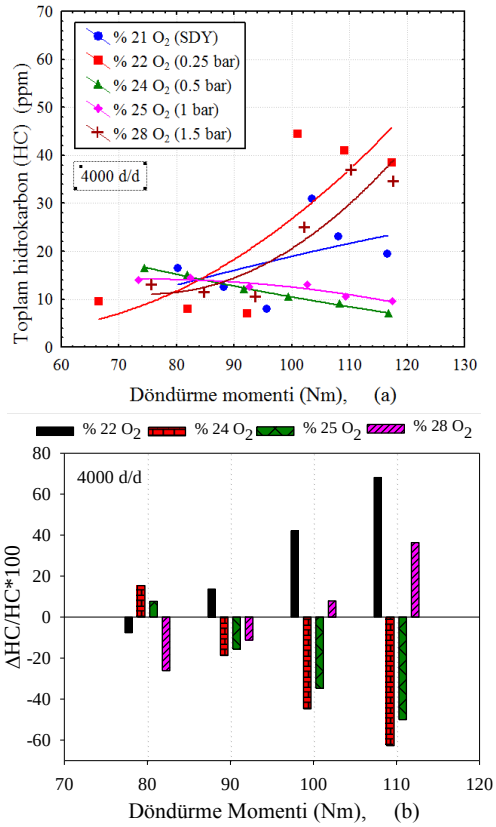
Şekil 14 ve 15'te farklı oksijen oranları için 3500 ve 4000 d/d'da CO_2 oranının döndürme momentine göre değişimleri sunulmuştur. İlgili şekillerden görülebileceği gibi ek oksijen kullanımı ile CO_2 oranı artmaktadır. Ek oksijen kullanımı ile dizel yakıtını yakmak için kullanılabilecek oksijen miktarı da artacağından, tam yanmanın oluşacağı bölgelerin genişleyeceği tahmin edilebilir. Böylece, kısmi eksik yanmanın oluştuğu bölgelerin daralacağı ve bunların sonucunda da HC'lerin, duman koyuluğunun ve hatta CO'nun azalacağı söylenebilir. Doğal olarak kısmi eksik yanma ürünlerinin azalması ile CO_2 oranı artmaktadır.



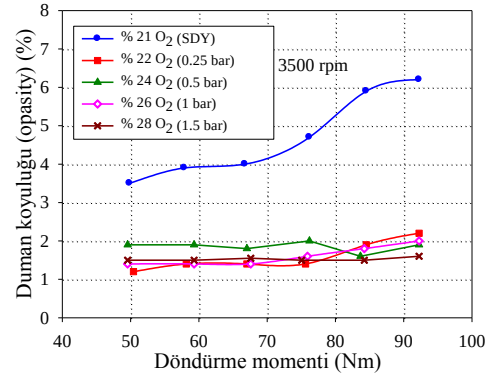
Şekil 9. Farklı oksijen oranları için **(a)** 3500 d/d'da **(b)** 4000 d/d'da eksoz gazı sıcaklığının döndürme momentine göre değişimleri

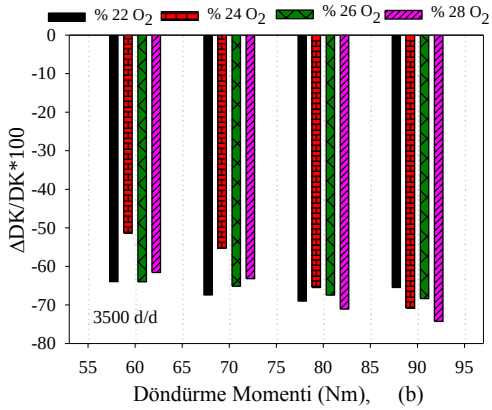


Şekil 10. (a) Farklı oksijen oranları için 3500 d/d'da HC'lerin döndürme momentine göre değişimi, **(b)** Farklı oksijen oranları için SDY'na göre HC'lerdeki değişimin oranları

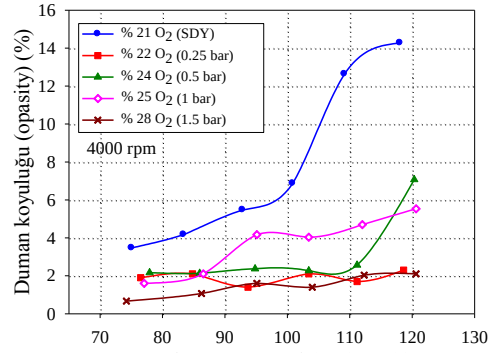


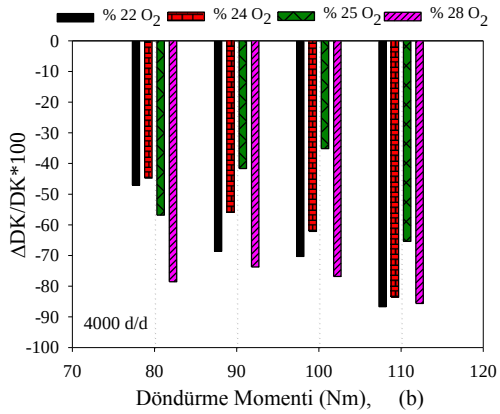
Şekil 11. (a) Farklı oksijen oranları için 4000 d/d'da HC'lerin döndürme momentine göre değişimi, **(b)** Farklı oksijen oranları için 4000 d/d'da SDY'na göre HC'lerdeki değişimin oranları



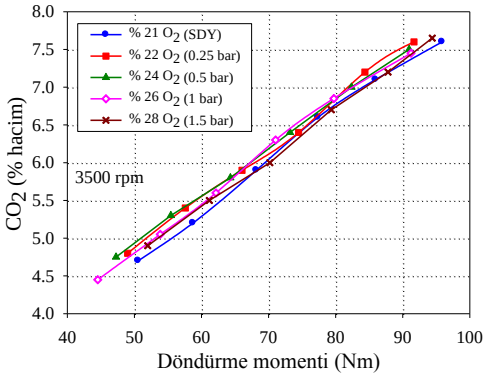


Şekil 12. (a) Farklı oksijen oranları için 3500 d/d'da duman koyuluğunun döndürme momentine göre değişimi. **(b)** Farklı oksijen oranları için SDY'na göre duman koyuluğundaki değişimin oranları.

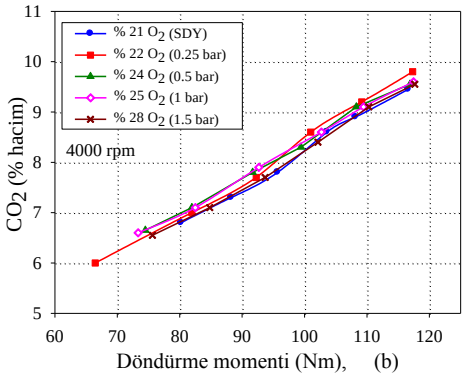




Şekil 13. (a) Farklı oksijen oranları için 4000 d/d'da duman koyuluğunun döndürme momentine göre değişimi. **(b)** Farklı oksijen oranları için SDY'na göre duman koyuluğundaki değişimin oranları.



Şekil 14. Farklı oksijen oranları için 3500 d/d'da CO_2'nin döndürme momentine göre değişimi



Şekil 15. Farklı oksijen oranları için 4000 d/d'da CO_2'nin döndürme momentine göre değişimi

4. SONUÇLAR

Sunulan çalışmada; 4 zamanlı 4 silindirli su soğutmalı turboşarjlı bir otomobil taşıt motorunda emme havası farklı oksijen oranları ile zenginleştirilmiştir ve bu durumların ilgili motorun performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Sunulan çalışma sonunda ulaşılan başlıca sonuçlar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

1. Emme havasının % 21'den % 28'e kadar oksijenle zenginleştirilmesi ile motor performans parametrelerinde pek fazla bir değişiklik olmadığı belirlenmiştir. Bununla birlikte; efektif güç ve özgül yakıt tüketimi oksijen zenginleştirilmesi ile çok az da olsa artmıştır. Efektif verim ise ek oksijen kullanımı ile genel olarak azalma eğilimi göstermiştir.

2. Emme havasının % 21'den % 28'e kadar oksijen oranı sağlayacak şekilde oksijenle zenginleştirilmesinin, duman koyuluğunu önemli düzeyde azalttığı belirlenmiştir. Duman koyuluğunda ortalama olarak % 50 düzeyinde azalma sağlanmıştır. Toplam hidrokarbonlar ise genellikle azalma eğilimi göstermiştir. Bununla birlikte azot oksitler önemli düzeyde artmıştır.

3. Sunulan çalışmada kullanılan motor deniz seviyesindeki bir laboratuarda bulunmaktadır. Oksijen eklenmesinin aslında deniz seviyesinden yükseklere çıkıldıkça daha etkin olacağı ve kuvvetli olasılıkla turboşarja benzer yararlar sağlayacağı söylenebilir. Bu etki sunulan çalışmada irdelenmemiştir. İlerideki çalışmalarda bu etkinin de göz önüne alınması planlanmaktadır.

4. Emme havasının ek oksijenle zenginleştirilmesi ile azot oksit dışındaki zararlı eksoz emisyonlarının belirli ölçüde azaldığı görülmüştür. Buna ek olarak; ileride yapılacak emme havasının oksijenle zenginleştirilmesi çalışmalarında emme havasına su eklenmesi de düşünülmektedir. Böylece emme havasına su eklenmesi ile yanma sonu sıcaklıklarının azaltılması ve sonuçta azot oksitlerin de azaltılmasının sağlanması amaçlanmaktadır. Ayrıca ek oksijen kullanımı durumunda yakıt püskürtme sisteminde de bazı düzenlemelerin ve ayarlamaların yapılması planlanmaktadır. Bütün bu uygulamalar ile ek oksijen kullanımı durumunda motor performans parametrelerinin ve eksoz emisyonlarının daha da iyileşeceği tahmin edilmektedir.

5. Sunulan çalışmada 3500 ve 4000 d/d gibi yüksek devirler seçilmiştir. Yüksek devirlerde motorun düşük devirlere göre daha fazla zorlanacağı ve ek oksijen kullanımının daha yararlı olacağı düşünülmüştür. Aslında düşük devirlerde de sunulan çalışmadakine benzer deneylerin yapılmasının ve ek oksijen kullanımının etkilerinin incelenmesinin yararlı olacağı; böylece daha genel sonuçlara ulaşılabileceği söylenebilir.

5. TEŞEKKÜR

Söz konusu çalışmayı maddi olarak destekleyen Karadeniz Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine çok teşekkür ederiz.

6. KAYNAKLAR

[1] Heywood, J.B., **Internal Combustion Engines Fundamentals**, McGraw Hill Book Company, New York, 1988.

[2] Abdelaal, M.M., Rabee, B.A., Hegab, A.H., "Effect of Adding Oxygen to the Intake Air on a Dual-fuel Engine Perf., Emissions, and Knock Tendency**",** **Energy**, 61, 612-620, 2013.

[3] Hountalas, D., Raptotasios, S., Zannis, T., Papagiannakis, R., "Phenomenological Modelling of Oxygen-Enriched Combustion and Pollutant Formation in Heavy-Duty Diesel Engines using Exhaust Gas Recirculation", SAE Int. J. Engines, 5(4), 1693-1708, 2012.

[4] Li, H., Biller, P., Hadavi, S.A., Andrews, G.E., Przybyla, G., Lea-Langton, A., "Assessing Combustion and Emission Perf. of Direct Use of SVO in a Diesel Engine by Oxygen Enrichment of Intake Air Method". **Biomass and Bioenergy**, 51, 43–52, 2013.

[5] Zhang, W., Chen, Z., Shen, Y., Shu, G., Chen, G., Xu, B., "Influence of Water Emulsified Diesel & Oxygen-Enriched Air on Diesel Engine NO-Smoke Emissions and Combustion Characteristics", **Energy**, 55, 369-377, 2013.

[6] Sezer, K., Özdalyan, B., Aktaş, A, "Karbüratörlü Motora Karışım İçerisine Saf Oksijen İlave Edilmesinin Egzoz Emisyonlarına Etkisi", **Teknoloji**, Cilt8, Sayı 1, 71-78, 2005.

[7] Sönmez, İ., Özdalyan, B., "Dizel Motorlarına İlave Oksijen Verilmesinin Motor Performansı ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkisi", **9. Uluslar arası yanma sempozyumu bildiriler kitabı**, sno264-272, 16-17 Kasım 2006, Kırıkkale.

[8] Sekar, R.R., Murr, W.W., Schausn, J.E., Cole, R.L. and Marcihiak, T.J., Eustis, J.N,. "Cylinder Pressure Analysis of a Diesel Engine Using Oxygen-Enriched Air and Emulsified Fuels", **SAE Technical Paper Series**, 901565.

[9] Donahue, R.J., Foster, D.E., "Effects of Oxygen Enhancement on the Emissions from a DI Diesel via Manipulation of Fuels and Combustion Chamber Gas Composition", **SAE Technical Paper Series**, 2000-01-0512

[10] Marr, W.W., Sekar, R.R., Cole, R.L., and Marciniak, T.J., Longman, D.E., "Oxygen-Enriched Diesel Engine Experiments with a Low-Grade Fuel", **SAE Tec. Paper Series**, 932805.

[11] Assanis, D.N., Poola, R.B., Sekar, R., Cataldi, G.R., "Study of Using Oxygen-Enriched Combustion Air for Locomotive Diesel Engines", **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,** 123 /165, 2001.

[12] Poola RB, Sekar R., "Reduction of NOx and Particulate Emissions by Using Oxygen-Enriched Combustion Air in a Locomotive Diesel Engine", **Transactions of the ASME**, 2003; 125: 524-533.

[13] Durgun, O., **Motorlarda Deneysel Yöntemler**, Laboratuar Ders Notları, K.T.Ü., Mühendislik Fakültesi, Makine Müh. Bölümü, Trabzon, 1990.

[14] Durgun, O., **Motorlar I-II Ders Notları**, K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü, Basılmamış, Trabzon, 1999.

[15] Durgun, O., **Motorlarda Deneysel Yöntemler**, Yüksek Lisans Ders Notları, K.T.Ü., Mühendislik Fakültesi, Makine Müh. Bölümü, Trabzon, 2013.

[16] Holman, J.P., **Experimental Methods for Engineers**, New York: McGraw Hill Press; 2001.

[17] Liu, S., Shen, L., Bi, Y., Lei, J., "Effects of Altitude and Fuel Oxygen Content on the Perf. of a High Pressure Common-Rail Diesel Engine", **Fuel**, 118, 243–249, 2014.

[18] Perez, P., Boehman, A.L., "Performance of a Single-cylinder Diesel Engine Using Oxygen-enriched Intake Air at Simulated High-altitude Conditions", **Aerospace Science and Technology**, 14, 83–94, 2010.

[19] Şahin, Z., "Theoretical Investigation of the Effects of Using Oxygen-Enriched Air in Diesel Engine on Engine Characteristics and Exhaust Emissions", **10th International Combustion Symposium**, 581-588, Sakarya, 2008.

[20] Liang, Y., Shu, G., Wei, H., Zhang, W., "Effect of Oxygen Enriched Combustion and Water–Diesel Emulsion on the Performance and Emissions of Turbocharged Diesel Engine", **Energy Conversion&Management**, 73, 69–77, 2013.

[21] Hountalas, D., Raptotasios, S., Zannis, T., Papagiannakis, R., "Phenomenological Modelling of Oxygen-Enriched Combustion and Pollutant Formation in Heavy-Duty Diesel Engines using Exhaust Gas Recirculation", **SAE paper**, 2012-01-1725.

[22] Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Zannis, T.C., Levendis, Y.A., "Operational and Environmental Evaluation of Diesel Engines Burning Oxygen-Enriched Intake Air or Oxygen-Enriched Fuels", **A Review, SAE Paper**, 2004-01-2924.

MİKRODALGA ISITICILI BİYODİZEL REAKTÖR TASARIMI ve İMALATI

Veli Gökhan DEMiR*, Hakan Serhad SOYHAN Vedat Demirtaş*****

* Balıkesir Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Balıkesir
10145 Balıkesir, veligokhandemir@balikesir.edu.tr ;
**Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü , Sakarya
*** Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya

Özet

Yenilenebilir ve çevre dostu bir yakıt olan biyodizelin transesterifikasyon metoduyla üretiminde, yakıt maliyetinin en büyük bölümünü hammadde ve üretim prosesinde tüketilen enerji oluşturmaktadır [1,2]. Biyodizel üretimiyle ilgili literatür incelendiğinde, transesterifikasyon reaksiyonlarının konvansiyonel ısıtma sistemli (elektrikli rezistans ile direkt veya alttan ısıtma gibi) üniteler yerine, mikrodalga sentez ünitelerinde gerçekleştirilmesiyle reaksiyon sürelerinin 0.5 ila 7 dakikaya kadar indirgendiği ayrıca daha yüksek dönüşüm verimlerinin elde edilebildiği görülmektedir [18-23]. Ancak şu ana kadar mikrodalga teknolojisi kullanılarak yapılan bu çalışmalar sadece laboratuvar şartlarında gerçekleştirilmiş olup, yakıt üretiminde elde edilen iyileştirmeler henüz endüstriye aktarılamamıştır. Çalışmamızda bu eksikliğin giderilmesi amacıyla endüstriyel ölçekte prototip bir mikrodalga ısıtma sistemli ve PLC kontrol üniteli biyodizel reaktörü tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Reaktörde atık kızartma ayçiçek yağından metil ester üretilmiş, 5 dakikalık transesterifikasyon süresi ve saflaştırma prosesleri sonunda EN 14214 standartlarına uygun yoğunluk ve viskozite değerlerine ulaşılmış, metil ester içeriğinde ise standart değerlere oldukça yaklaşılmıştır. Sonuç olarak, tasarımı daha da geliştirilebilecek bu sistem ile konvansiyonel biyodizel reaktörlerine göre çok daha kısa sürede ve birim yakıt maliyeti daha düşük biyodizel üretilebileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimler: Biyodizel, Biyodizel Reaktörü, Mikrodalga, Transesterifikasyon.

THE DESIGN AND MANUFACTURING OF A MICROWAVE HEATING BIODIESEL REACTOR

Abstract

In production via transesterification method of biodiesel, that is a renewable and enviroment friendly fuel, the major parts of fuel cost are composed of raw materials and the energy consumed in production process [1,2]. As regards the literature about biodiesel production, it is seen that if the transesterification reactions are performed in microwave synthesis units instead of convencional heating system (heaitng directly or from below with electric heaters) units, the reaction time can be reduced to 0.5 to 7 minutes, moreover, higher conversion efficiencies can be achieved [18-23]. That stuidies done using microwave technologies have been performed in only laboratory scales, however, the gains of biodiesel production have not been adapted to the industry yet. In our study, with the aim of eleminating this deficiency, a prototype biodiesel reactor with industrial scale equipped with microwave heaitng systems have been designed and manufactured. Methyl esters were produced from waste frying sunflower in the reactor, at the end of the 5 minutes transesterification time and purification process, the appropriate values of the density and viscosity to EN 14214 standards have been achieved and it was approached to the standard values in the methyl ester content. As a result, it is observed that by using that system whose design can be further improved, the biodiesel can be produced in a much shorter time and lower unit fuel costs.

Keywords: Biodiesel, Biodiesel Reactor, Microwaves, Transesterification.

1. GİRİŞ

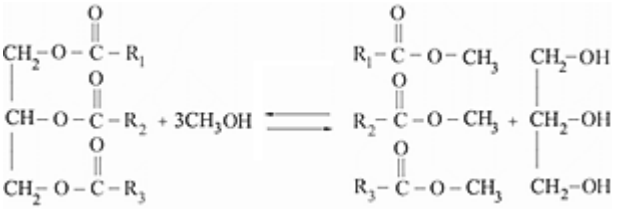
Çevredostu bir yakıt olan biyodizelin günümüze kadar yaygınlaşamamasının en önemli nedeni fosil kökenli bir yakıt olan petroldizeli ile ekonomik olarak rekabet edememesidir. Biyodizel üretiminde yakıt maliyetinin en büyük bölümünü hammadde ve üretim prosesinde tüketilen enerji oluşturmaktadır. Yakıt maliyetlerini düşürmek için atık yağların kullanılması ucuz hammadde kaynağı anlamına gelmekte ve de bu yağların çevre mevzuatlarına göre bertaraf edilme sorununu ortadan kaldırmaktadır. Bu nedenlerden dolayı biyodizel üretiminde atık yağlar bitkisel yağa alternatif olmaktadır [1,2]. Ucuz hammadde yanında biyodizel üretim teknolojisinde yapılacak iyileştirmeler ile üretim esnasında harcanan enerji ve sürede tasarruf sağlanıp yakıt maliyeti daha da düşürülebilir.

2. BİTKİSEL YAĞLAR ve BİYODİZEL

Yüksek viskoziteli bitkisel yağların dizel motorlarda direkt kullanımı; iyi atomizasyonun sağlanamaması, yanma odası içerisinde birikintilerin oluşması ve segmanların yapışması gibi nedenlerden dolayı uzun süreli çalışmalar için uygun olmayan bir yöntemdir. Bitkisel yağların dizel motorlarında kullabilmesi için fiziksel ya da kimyasal işlemlerden geçmesi gerekmektedir. Bu yöntemler içinde en çok tercih edilen transesterifikasyon reaksiyonu ile biyodizel üretimidir [3]. Transesterifikasyon metoduyla biyodizel üretimi başlıca 5 işlemden oluşur. Bunlar sırasıyla alkol ve katalizörün karıştırılması, transesterifikasyon reaksiyonu, gliserin ayırma ve saflaştırma işlemleridir.

2.1. Transesterifikasyon

Transesterifikasyon yöntemi ile biyodizeli üretmek için mono- ,di-, trigliserid tabanlı bitkisel veya hayvansal yağlar, metanol gibi kısa zincirli bir alkolle reaksiyona tabi tutulmaktadır. Reaksiyonu hızlandırmak için bir katalizör kullanılmaktadır. Reaksiyon ürünleri metil ester ve maddi açıdan değerli bir ürün olan gliserindir [4]. Toerik bir transesterifikasyonda 3:1'lik molar oran yeterli olmasına karşın, transesterifikasyon tersinir bir denge reaksiyonu olduğundan, reaksiyonu ürünler tarafına ilerletebilmek için ya teoride olandan daha fazla alkol kullanmak ya da ürünlerden birini reaksiyon karışımından uzaklaştırmak gerekir. Bu nedenle reaksiyonlarda 3:1'den daha büyük molar oranda alkol kullanılır. %100 fazla alkol (6:1) kullanıldığında reaksiyon oranı ve ester dönüşümü en üst seviyededir. Bununla birlikte, alkol oranını belirli bir değerden daha fazla artırmak ester dönüşümünü geliştirmediği gibi gliserinin ayrışmasını zorlaştırır. Ayrıca reaksiyon sonunda artık alkolü reaksiyon ortamından uzaklaştırmak için ekstra maliyete neden olur [4,5]. Biyodizel üretmek amacıyla transesterifikasyon işleminde monohidrik bir alkol kullanılır. Bu alkoller arasında düşük maliyeti ve fiziksel-kimyasal avantajlarından dolayı (polar ve en kısa zincirli alkol) en sık tercih edileni metanoldür. Trigliseritlerle hızlı bir şekilde reaksiyona girebilir ve katalizör metanol içinde kolayca çözünebilir.



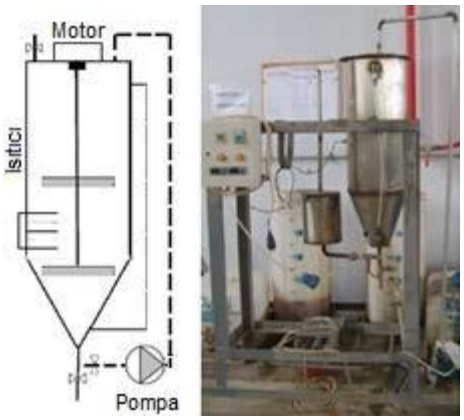
Şekil 1. Transesterifikasyon reaksiyonu.

Transesterifikasyonda katalizör olarak baz (NaOH, KOH, alkali metal alkositleri), asit (H_2 SO_4, HCl) ya da enzimatik katalizörler kullanılabilir. Asit ve enzim katalizörler, baz katalizörlere oranla çok daha yavaştırlar. Bitkisel yağların metil alkol transesterifikasyonunda katalizör olarak aynı miktarda asit ve baz katalizör kullandığında reaksiyon baz katalizör için 4000 kata kadar daha hızlı gerçekleşebilmektedir. [5]. Baz katalizörlerin tüm bu avantajlarının yanında eğer yağın serbest yağ asidi (SYA) içeriği %0.5'in (asit değeri karşılığı 1 mgKOH/g) üzerinde ise baz katalizör kullanılmamalıdır. Çünkü SYA'lar baz katalizör ile reaksiyona girdiğinde, katalizörü tüketip ester dönüşümünü azaltan ve ester, gliserin ve yıkama suyunun ayrışmasını engelleyen sabun oluşumuna neden olurlar. Ayrıca oluşan sabunlar viskoziteyi artırır ve jel oluşumuna yol açar [7]. Bu durumlarda yağa öniyileştirme işlemi (esterifikasyon) uygulanır, %SYA değeri 0.5'in altına düştüğünde ise yüksek hızlı reaksiyon için transesterifikasyon prosesine geçilir [8]. Transesterifikasyon reaksiyonlarında sıcaklığının alkolün kaynama noktası olan 65 C'ye yakın değerlerde olması önerilmektedir. Genellikle tercih edilen sıcaklık değerleri 50-60℃ aralığıdır.

3. KONVANSİYONEL ISITMA YÖNTEMLERİYLE BİYODİZEL ÜRETİMİ

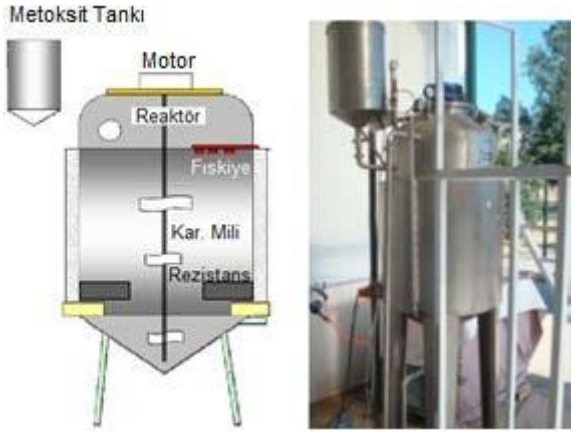
Biyodizel ile ilgili literatür incelendiğinde, konunun çalışıldığı ilk zamanlardan günümüze kadar konvansiyonel ısıtma yöntemleriyle (elektrikli rezistans ile direk veya alttan ısıtma gibi) endüstriyel ölçekte gerçekleştirilen biyodizel üretimlerinde optimum transesterifikasyon süresinin 60 ila 240 dakika arasında değiştiği görülmektedir.

Çalışmamızdaki hedef biyodizel üretiminde hız ve verim artışı sağlayacak endüstriyel ölçekte, pilot bir mikrodalga ısıtıcılı reaktör imalatıdır. Bu bölümde, imal edeceğimiz reaktörün konvansiyonel biyodizel reaktörleri ile mukayese edilebilmesi için şimdiye kadarki endüstrüyel ölçekte biyodizel üretimi ile ilgili ulusal çalışmalar ve bu çalışmalarda kullanılan reaktör özellikleri özetlenmiştir.



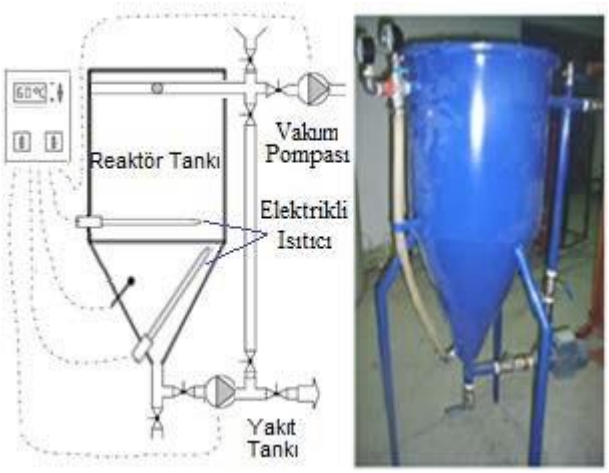
Şekil 2. 50 litre kapasiteli biyodizel reaktörü.

Yıldız [9], yaptığı çalışmada % 20 güvenlik boşluğuna sahip 50 L hacimli bir biyodizel reaktörü kullanmıştır. Sistemde ısıtma 2.5 kW gücündeki elektrikli rezistans ile sağlanmaktadır. Karıştırma işlemi 56 d/d hız ile dönen iki pervaneli bir mil ve 0.37 kW gücündeki sirkülasyon pompası ile gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada, toplanann atık restorant yağlar ağırlığının %20'si kadar metanol ve %1 oranında sodyum metoksit ile 58°C'de 1 saat reaksiyona sokulmuş, reaksiyon sonunda gliserin karışımdan ayrıştırılmıştır. Elde edilen ham biyodizel, saflaştırma için 50-60°C sıcaklığında, hacminin yarısı kadar saf su ile yıkanmış; son işlem olarak da 110°C'de kurutmaya tabi tutulmuştur. Yapılan analizlerde, nihai ürünün 885 g/cm^3 (15℃) yoğunluk ve 4.4088 cSt (40ºC) viskozite değerlerinin EN 14214 standartlarına uygun olduğu, %95.6'luk metil ester içeriğinin ise standartda istenen değerin altında kaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 3. 250 litre kapasiteli biyodizel reaktörü.

Demir [10], reaktör tank hacmi 241 litre olan bir biyodizel reaktörü tasarlayıp imal etmiştir. Tankı ısıtabilmek için 2x2 kW gücünde elektrikli ısıtıcılar kullanılmıştır. Karıştırma milinde 3 adet farklı yöne bakan kanat bulunmakta ve bu mil 0.37 kW gücündeki bir elektrikli motor ile 40 d/d hızında döndürülmektedir. Ayrıca sistemde 0.37 kW gücünde sirkülasyon pompası da bulunmaktadır. Araştırmacı, bu reaktörde nötr pamuk yağı kullanmıştır. Metil alkol oranı yağın % 20'si olarak belirlenmiştir. 125 litre pamuk yağı için 25 litre metil alkol metoksit tankına aktarılmış ve titrasyon ile belirlenen miktardaki NaOH (491 g) ile karıştırılarak metoksit karışımı oluşturulmuştur. 58℃ sıcaklıkta 2 saat süren reaksiyon ve 8 saatlik çökelme süresi sonunda gliserin karışımdan uzaklaştırılmış, elde edilen metil ester 55℃'deki saf suyla 3 defa yıkanmıştır. Yıkanan yakıt vakum altında 75 dakika kurutulmuş, ardından da filtre edilmiştir. Yapılan testler sonunda biyodizelin yoğunluk (885.2 g/cm^3, 15℃) ve viskozitesinin (4.4088 cSt, 40ºC) EN 14214 standartları dahilinde ancak ester içeriğinin (% 86.12 m/m) standart dışında olduğu görülmüştür.



Şekil 4. 100 litre kapasiteli biyodizel reaktörü.

Güler [11] çalışması kapsamında 50 litre biyodizel üretim kapasitesine sahip, 100 litre hacimli bir reaktör tasarlayıp imal etmiştir. Sistem; konik bir tank, elektrik rezistanslı ısıtıcılar (2.5 kW) ve karıştırma veya yağ/yakıtı reaktörden istenilen yere basmaya yarayan bir pompadan oluşmaktadır. Yapılan çalışmada 50 litre ayçiçek yağı kullanmıştır. Metoksit tankına 10 litre metanol ile 250 gram NaOH katalizör eklenip metoksit karışımı hazırlanmış (Yağ-Alkol oranı hacimce 5/1, katalizör oranı ağırlıkça %0.5), hazırlanan metoksit yağın içerisine aktarılarak transesterifikasyon reaksiyonu 60℃ sıcaklıkta 75 dakika boyunca gerçekleştirilmiştir. Reaksiyon sonunda karışım 8 saat dinlendirilmiş ve konik kısımda toplanan gliserin sistemden atılmıştır. Yıkama için reaktör içerisine 30 litre su ilave edilmiş ve karışım 60℃ sıcaklıkta 30 dakika boyunca karıştırılmıştır. Aynı şekilde suyun da yoğunluk farkıyla karışımdan uzaklaştırılması sağlanmış ve metil ester 120℃'de kurutulmuştur. Üretilen yakıtın C16-C18 yağ asidi zincirlerinden oluştuğu ve "Bitki Adı ile Anılan Yemeklik Yağlar Tebliği Türk Gıda Kodeksi Yönetmeliği" standart değerlerine uygunluğu tespit edilmiştir.

İleri [12], 50 litre kapasiteli bir biyodizel reaktöründe 55 °C sıcaklığa çıkardığı nötr kanola yağının içerisine, her bir litre yağ için hacimce %20 oranında metil alkol ve titrasyon sonucu oranı belirlenen 3.82 g NaOH'dan oluşan metoksit ilave edilmiştir.Elde edilen karışım 50d/d



Şekil 5. 50 litre kapasiteli biyodizel reaktörü.

hıza sahip mekanik karıştırıcı yardımıyla 120 dakika boyunca karıştırılmış ardından da 8 saat dinlenmeye bırakılmıştır. Dinlenme sonunda gliserin karışımdan alınmış; metil ester ise hacminin %5.5'i oranında 55 °C sıcaklıktaki yıkama suyu ile 5 dakika karıştırılarak yıkanmıştır. Faz ayrımı için 1 saat beklenilmiş ve metil ester tekrardan yıkanmıştır. İkinci ve üçüncü yıkama işlemlerinde ise metil esterin hacimce %28'i miktarında yıkama suyu kullanılmıştır. Kurutma 200 mmHg'lik vakum altında 100 °C sıcaklıkta yapılmıştır. Laboratuvar analizelerinde yakıtın yoğunluğu 893 g/cm^3 (15℃), viskozitesi ise 4.92 cSt (40ºC) olarak tespit edilmiştir.

Özsezen [13] 100 litre tank kapasiteli bir biyodizel reaktörü tasarlamış ve bu sistemi ek üniteleriyle birlikte Kocaeli Üniversitesi Yakıt Laboratuvarına kurmuştur. Reaktörde ısıtma için 2.5 kW'lık elektrikli rezistans,



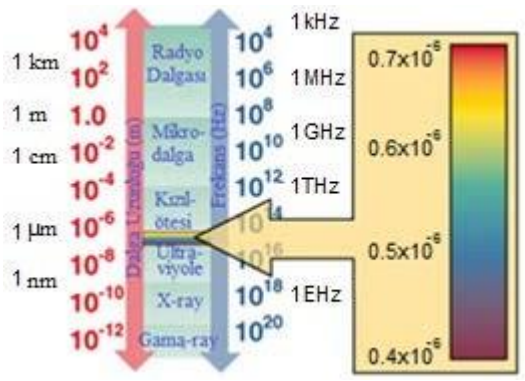
Şekil 6. 50 litre kapasiteli biyodizel reaktörü.

karıştırma için ise 0.25 kW'lık elektrik motoru ve alternatif akım sürücüsü kullanılmıştır. Çalışma kapsamında hammadde olarak atık palmiye yağı kullanmıştır (50000 g). Çalışmada kullanılan diğer hammadde ve üretim parametreleri: alkol:yağ molar oranı 6:1 metanol (1134 g), yağın ağırlıkça %1'i (500 g) kadar KOH, 60℃ reaksiyon sıcaklığı ve 240 dakika reaksiyon süresi şeklindedir. Reaksiyon sonunda ayırma tankına aktarılan karışım burada 10 saat bekletilmiştir. Ayrıştırılan ham ester, 1:3 oranında 60℃'deki distile su ile dört kez yıkanmıştır. TÜBİTAK MAM'da yapılan analizlere göre biyodizelin yoğunluğu 875 g/cm^3 (15℃), viskozitesi 4.401 cSt (40ºC) ve ester içeriği %96.5 olarak hesaplanmıştır.

Küçük ve orta ölçekli biyodizel reaktörlerinde gerçekleştirilen tüm bu çalışmalar göstermektedir ki kullanılan reaktörlerin çalışma prensipleri birbirlerine oldukça benzerdir ve üretimde tercih edilen hammadde ve reaksiyon değişkenlerine göre optimum transesterifikasyon süreleri 60 dakika ile 240 dakika aralığında değişmektedir.

4. MİKRODALGA ISITMA TEKNOLOJİSİ VE BİYODİZEL ÜRETİMİ

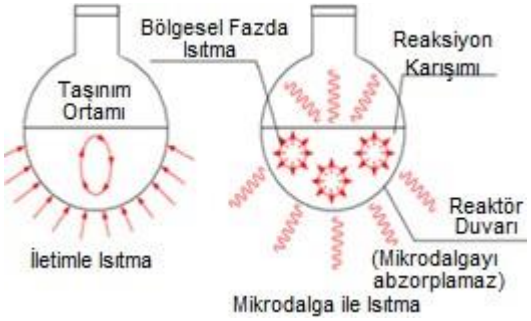
Mikrodalga enerjisi gıda işleme, kurutma, analitik kimya, polimer bilimi, biyokimya, organik sentez gibi çalışma alanlarında ayrıca pataloji ve tıbbi tedaviler gibi uygulamalarda kullanılmaktadır [14]. Polar moleküllerin mikrodalga enerjisini absorplaması, polar olmayan moleküllerin mikrodalga enerjisine karşı inert olması kimyasal reaksiyonları hızlandırmaktadır. Noniyonize ışıma olan mikrodalga, moleküler yapıyı değiştirmeden iyon göçü veya dipol dönmeleri gibi moleküler hareketleri etkilemektedir [15]. Mikrodalga, radyo dalgaları gibi elektromanyetik bir dalga türüdür. Tüm elektromanyetik dalga spektrumunun 300 MHz - 300GHz arasındaki frekans grubu mikrodalga bandı olarak belirlenmiştir. Dalga boyu kısadır ve ışık hızında hareket eder. Yoğun bir kullanım alanına sahip mikrodalga; endüstriyel, bilimsel ve tıbbi uygulamalar için iki frekans 915 MHz ve 2450 MHz değerinde kullanılmaktadır [16].



Şekil 7. Elektromanyetik dalga spektrumu.

Mikrodalgalar da radyo dalgaları gibi bazı malzemelerin içinden geçerler, bazılarından yansırlar, bazıları tarafından ise yutulurlar; yani abzorbe edilirler. Tüm metaller yansıtan malzemeler grubuna girer ve bu sebeple de mikrodalga ile doğrudan ısıtılamazlar. Plastik, cam, politetrafloroetilen gibi malzemeler ise mikrodalga geçirgen malzemelerdir, bunlar da mikrodalga tarafından ısıtılamazlar. Bu iki grubun dışında kalan malzemelerin neredeyse tamamına yakını mikrodalga ile ısıtılabilir.

Mikrodalga ile ısınma, moleküler sürtünme sonucunda oluşmaktadır. Sürtünme olabilmesi için moleküllerin elektromanyetik alana tepki vermeleri gerekir. Bu tepki sadece bipolar moleküllerde söz konusudur. Örneğin su molekülü bipolar bir moleküldür. Molekülün bir ucunda pozitif yük, diğer ucunda da negatif yük vardır. Mikrodalgaları abzorbe eden maddelerdeki su molekülleri elektromanyetik alanda saniyede milyarlarca kez salınır ve konumlarını değiştirir. Bu sırada meydana gelen sürtünmenin etkisiyle ısınma olur [16].



Şekil 8. Klasik ısıtma ve mikrodalga ile ısıtma [17].

Isıtmada mikrodalga ışınımı reaksiyon ortamında eşit bir dağılım gösterir ve reaktifler etkin karıştırılırsa bölgesel sıcaklık farklılıkları oluşmaz. Dolayısıyla istenmeyen yan reaksiyonlar en az seviyede olur. Mikrodalga ısıtmanın gerçekleştiği reaksiyonlarda reaktör duvarı reaksiyon karışımdan daha soğuktur. Konvansiyonel ısıtma ve mikrodalga ile ısıtma için ısının akış sekli şematik olarak şekil 8'de gösterilmiştir [17].

4.1. Mikrodalga Isıtma İle Yapılan Transesterifikasyon Reaksiyonları

Laboratuvar şartlarında yapılan araştırmalarda mikrodalga teknolojisini kullanarak transesterifikasyon reaksiyon süresinin azaltıldığını, ürün ve dönüşüm veriminin arttırıldığını ve çökelme süresinin kısaltıldığını aktaran bazı çalışmaları özetlersek:

Lertsathapornsuk vd. [18] ev tipi mikrodalga fırını modifiye ederek atık hurma yağından biyodizel üretimi gerçekleştirmişlerdir. 78 °C sıcaklık, 12:1 etanol:yağ molar oranı, %3 NaOH ve 30 sn sürede %97'nin üzerinde etil ester içeriği elde edilebildiğini belirtmişlerdir. Duz vd. [19] mikrodalgada ısıtma kullanarak, 1:100 NaOH:yağ ağırlık oranı, 1:10 yağ:metanol molar oranı ve 6 dakika reaksiyon süresinde gerçekleştirdikleri transesterifikasyon prosesi sonucunda aspir yağından %98.4 metil ester içeriğine sahip biyodizel elde etmişlerdir. Sherbiny vd [15]., mikrodalga sentez ünitesinde jatropha yağından reaksiyon şartları: 1:7.5 yağ:metanol molar oranı, %1.5 (a/a) KOH, 65 °C reaksiyon sıcaklığı olan transesterifikasyon yöntemiyle 5.8 mm^2/s viskoziteye ve 39.632 MJ/kg ısıl değere sahip biyodizeli %99.8 dönüşüm verimiyle üretmişlerdir. Çalışma sonucunda konvansiyonel ısıtma sistemleriyle 150 dakika süren reaksiyonun mikrodalga sentez ünitesiyle 2 dakikada gerçekleştiğini belirtilmişlerdir. Kumar ve arkadaşları [20] laboratuvar koşullarında pongamia pinnata yağından mikrodalga ısıtma sistemi kullanarak 1:6 yağ:alkol molar oranında, 60 °C reaksiyon sıcaklığında ve farklı katalizör oranları ve reaksiyon sürelerinde biyodizel üretimi gerçekleştirilmişlerdir. Araştırmacılar, ağırlıkça %1 KOH kullanımı ve 10 dakikalık reaksiyon süresinde %97 oranında, %0.5 NaOH kullanımı ve 5 dakikalık reaksiyon süresinde ise %96 oranında dönüşümün elde edilebildiğini belirtmişlerdir. Azcan ve Danışman kolza yağından mikrodalga ısıtma sistemi kullanarak transesterifikasyon metoduyla biyodizel üretiminde katalizör oranı (NaOH, KOH), reaksiyon sıcaklığı ve süresinin etkileri araştırmışlardır. KOH kullanımı ile biyodizel verimi ve ester içeriği sırasıyla, %90.8 ve %99.4 olur iken NaOH kullanımında %91.7 ve %99.4 olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen çalışma sonuçlarına göre mikrodalga ısıtma sisteminin kullanımıyla aynı şartlarda konvansiyonel sistemlerin kullanıldığı çalışmalara göre biyodizel veriminin arttığını reaksiyon süresinin ise azaldığını görülmüştür. Azcan ve Danışman [22] mikrodalga sentez ünitesi ile 60°C sıcaklık, % 1.5 katalizör:yağ oranı ve 7 dakika sürede %99.8 saflıkta pamuk yağından biyodizel elde edilmiş bu özellikteki yakıtı aynı metanol ve KOH oranlarında geleneksel ısıtma yöntemi kullanarak 30 dakikada sürede elde ettiklerini belirtmişlerdir. Encinar vd. [23] soyafasulyesinden biyoddizel üretiminde konvansiyonel ısıtma ve mikrodalga ışımayla gerçekleştirilen transesterifikasyon reaksiyonlarını karşılaştırmışlardır. Araştırmacılar ısıtıcılı tabla üzerinde 6:1 molar oranında metanol, %1 KOH kullanarak 60 dakika sonunda %96.6 saflıkta, 8.79 g/cm^3 yoğunlukta ve 4.23 mm^2/s viskoziteye sahip biyodizel üretirken, mikrodalga ünitesinde 200W çıkış gücüyle 3 dakikalık reaksiyon sonucunda benzer özelliklerde: %96.5 saflıkta, 8.81 g/cm^3 yoğunlukta ve 4.41 mm^2/s viskoziteye sahip biyodizel üretmeyi başarmışlardır.

5. PİLOT TİP MİKRODALGA ISITICI BİYODİZEL REAKTÖR TASARIMI VE İMALATI

Literatürde görüldüğü üzere mikrodalga ısıtma sistemi transestrerifikasyon reaksiyon süresini 10 dakikanın altına düşürmeyi başarmış ayrıca verim artışı da sağlamıştır. Ancak bu performans artışı laboratuvar koşullarının dışına çıkıp endüstride katma değere dönüştürülememiştir. Çalışmadaki amcımız endüstriyel ölçekte biyodizel üretimine örnek teşkil edebilecek pilot

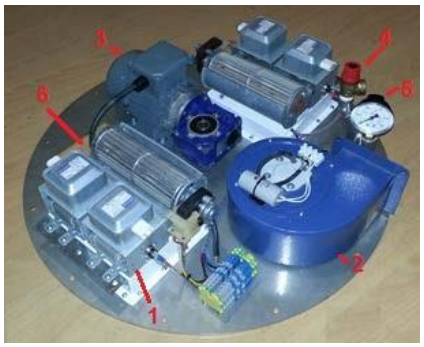
bir mikrodalga destekli biyodizel reaktörü tasarımı ve imalatıdır.

5.1. Tasarım

Kendi yakıtını üretmek isteyen çiftçi ve küçük-orta ölçekli işletmecilere yönelik olarak, reaktör hacmi 60 litre olarak belirlenmiştir. Mikrodalga ışınımının sağlanması için 2450 MHz frekansa sahip 0.9 kW gücündeki magnetronlar kullanılmıştır.



Şekil 9. 60 L hacimli reaktör tankı tasarımı.



1-Magnetron, dalga klavuzu ve soğutma fanından oluşan sistem 2-Emiş fanı 3-Elektrik motoru ve redüktör 4- Tahliye vanası 5- Manometre 6-Yağ girişi

Şekil 10. Reaktörün kapak kısmı.

Yüksek dalga boyuna sahip 915 MHz frekaslı magnetronların kullanılmamasının nedeni endüstriyel mikrodalga fırın üreticilerinin belirttiği üzere yaşanılan sık arıza ve hassas mekanizmalarıdır. 2450 Mhz frekansa sahip magnetronlar için magnetron üreticisi firmanın önerdiği max. penetrasyon derinliğinin 30 cm'dir, reaktör tankının tasarımın da bu özellik dikkate alınmıştır. Sistemde iki adet ısıtma sistemi mevcuttur. Birincisi ,PLC devresi üzerinden gücü ayarlanabilen ve 4 adet magnetrondan oluşup toplamda 3.6 kW'lık güce sahip mikrodalga ısıtma sistemi; ikincisi ise 2.7 kW gücündeki elektrik rezistanslı ısıtma sistemidir. İki adet ısıtma sisteminin de aynı reaktörde kullanılması, bu sistemlerin mukayesesi içindir. Sistemde sıcaklık kontrolü için iki adet pt100 sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Birinci sensör tank içerisinde ikincisi ise sürkülasyon hattı üzerindedir. Metoksit ve yağın homojen karıştırılması için 56 d/d hızında dönen mekanik karıştırıcı ve 60 L/dak debili sürkülasyon pompası kullanılmıştır.

5.2. Politetrafloroetilen Kaplama

Metaller mikrodalgaları yansıtır ve yansıtma yapan materyallerin mikrodalga ışınlar ile etkileşimi sonucunda ark oluşma ihtimali ortaya çıkar. Bu yüzden fırın/ısıtıcı iç hacimleri ya koruyucu (yansıtıcı) boya ile boyanmalı ya iletken malzemeyle kaplanmalıdır. Biyodizel üretimi için gerekli metanol ve asit/baz katalizörler boyanın çözünüp metal yüzeyden ayrılmasına neden olur, bu yüzden reaktörde boya kullanımı uygun değildir. Tasarlanan reaktöe DKP DD11 çelik saçtan imal edilmiş ve iç kısmı ark oluşumunun engellenmesi için piyasada "teflon" adıyla bilinen politetrafloroetilen polimer malzeme ile kaplanmıştır. Kaplanacak malzemenin/sistemin türüne ve kullanım alanına göre politetrafloroetilen malzemenin de çeşidi ve karakteristik özellikleri değişmektir. Reaktörümüzün iç hacmi, dış yüzeyi parlak ve kaygan, yüksek mekanik ve kimyasal aşınma direncine sahip, 205℃ sıcaklığa kadar dayanıklı ve metallere iyi derece tutunabilen Whitfort Xylan® cf 8840 ile kaplanmıştır.

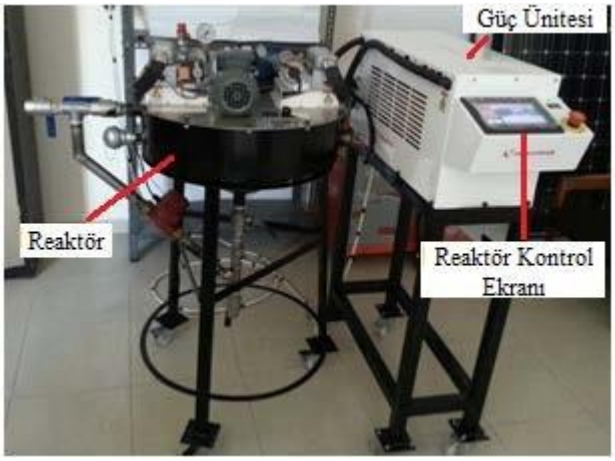


Şekil 11. PTFE kaplı reaktör parçaları.

Böylece reaktör içindeki sıvı ile çelik malzemenin temas noktalarında oluşabilecek ark engellenmiştir. Ayrıca reaktörde korozyon oluşumu engellenerek sistemin ömrü uzatılmış ve politetrafloroetilen malzemenin kaygan yüzeyiyle sıvı akışı kolaylaştırılarak karıştırma işleminin daha verimli yapılabilmesi sağlanmıştır.

Reaktörün kontrolü için PLC devre hazırlanmış ve dokunmatik ekrandan sistemin kumanda edilebilmesi sağlanmıştır. Ekrandan sistemde bulunan tüm mekanizmaların kontrolü yapılabilmekte ve çalışma süresince kullanılan işletme koşulları sistem hafızasında kaydedilebilmektedir. Kullanıcının seçimine göre ısıtma sistemi 2.7 kW gücündeki elektrikli rezistans ya da gücü 0-3.6 kW arasında ayarlanabilen mikrodalga ısıtıcı olarak seçilebilmektedir. Yüksek frekanslı mikrodalga ışın üretimi için yüksek gerilim değerlerine çıkılması gerekmektedir (4000 V). Sistemin güç ünitesinde yüksek gerilim trafoları, soğutma sistemleri, kontaktörler, yüksek gerilim kondansatörü ve PLC devresi bulunmaktadır.

Şekil 12. Biyodizel reaktörü ön görünüş.



6. BİYODİZEL ÜRETİMİ

Biyodizel üretiminde atık kızartma ayçiçek yağı kullanılmıştır. Firmalardan toplanan yağın öncelike yağ asit kompozisyonuna bakılmıştır. Ağırlıklı olarak Linoleik asit (%57.4) ve Oleik asitten (%28.58) oluştuğu tesipit edilen yağın ortalama mol kütlesi 879.14 g/mol olarak hesaplanmıştır. Biyodizel üretiminde yağın %SYA değeri 0.5'ten düşük ise direk transesterifiksayon reaksiyonunu başlatılır, 0.5'ten büyük ise bu değer 0.5'in altına düşünceye kadar ön iyileştirme işlemi uygulanır daha sonra transesterifikasyon reaksiyonuna geçilir. Atık yağdan aldınan numunenin SYA değerine, TS EN 14104 yöntemine uygun olarak titrasyon ile bakılmış ve %0.2 olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuca göre öniyileştirme gerektirmeden transesterifikasyon reaksiyonuna geçilmesi uygun görülmüştür. Çanakçı ve Gerpen (2000), yağ içerisindeki su oranının % 0.5 (500 ppm)'i geçmesi durumunda, esterleşme veriminin % 90'nın altına düşeceğini bildirmektedirler. Bunun için yağ deposundan alınan numunenin su içeriği Karl Fischer titrasyon metodu ile ölçülmüş ve 356 ppm olarak bulunmuştur. Bu değer, yağa kurutma işlemi uygulamadan direk biyodizel üretimine geçilebileceğini göstermiştir. Transesterifikasyon reaksiyonunda; metanol molar olarak 6:1 (metanol:yağ); KOH ise ağırlıkça yağın %1'i kadar kullanılmıştır. Yağ ile alkol-katalizör karışımının, metanolün kaynama noktasına yakın bir sıcaklık değeri olan 60℃'de 40 dakika boyunca tepkimeye girmesi sağlanmıştır. 5'er dakika süre ile reaktörden numuneler alınmış ve bu numuneler ayırma hunilerinde çökelme için dinlendirmeye bırakılmıştır. Dinlenme prosesi sonrasında dibe çöken gliserin karışımdan ayrılmış, üst faz olan ham biyodizel ise hacminin yarısı kadar saf su ile (55℃) yıkanmıştır. Yıkama suyunun dibe çöküp karışımdan alınması için yeniden dinlendirme safhasına geçilmiştir. Yıkama işlemi bu şekilde 4 defa tekrarlanmış, son yıkamadan sonra biyodizel, içinde kalması muhtemel su, alkol gibi istenmeyen maddelerden arındırılması amacıyla 110℃'de atmosfere açık şekilde kurutulmuştur. Son aşama olarak filtre kağıdından geçirilen saflaştırılmış Atık Ayçiçeği Lokma Yağı Metil Esterlerinin (AAYME) yakıt özelliklerinden yoğunluk, viskozite, ester muhtevası, parlama noktası ve asit sayısı değerleri ölçülmüştür. Standartlar dahilinde yapılan analiz sonuçları tablo 1'de gösterilmiştir. Buna göre 8 adet numunenin de en önemli yakıt özellikleri olan yoğunluk ve viskoziteleri, ayrıca parlama noktası ve asit değerleri EN 14214 standartları dahilinde olduğu görülmüştür. Atık ayçiçek yağından 5 dakikalık reaksiyon süresinde bu özelliklere sahip metil ester üretimi, konvansiyonel üretim metotları ile kıyaslandığında reaksiyon süresinde ciddi bir azalma sağlamıştır.

Tablo 1. AAYME'nin yakıt özellikleri.

Reaksiyon Süresi (Dakika)	Yoğunluk (15℃, kg/m^3)	Viskozite (40℃,mm^2/s)	Ester Muhtevası (Küt. %)	Parlama Nok. (℃)	Asit Sayısı (mgKOH/g)
EN 14214	**860 min. 900 max.**	**3.5 min. 5 max.**	**96.5 min.**	**101 min.**	**0.50 max.**
5	0.885	4.64	90.44	178	0.36
10	0.885	4.59	90.60	174	0.34
15	0.883	4.61	91.14	173	0.38
20	0.884	4.63	91.13	175	0.29
25	0.884	4.60	91.29	176	0.32
30	0.883	4.58	91.60	171	0.33
35	0.884	4.60	91.42	172	0.31
40	0.884	4.61	90.70	174	0.35

Bunun yanında, yapılan analizlere göre tüm numuler için ester içeriği % 96.5 seviyesinin altındadır. Reaksiyon süresi 5 dakika olan metil ester numunesi ile 40 dakika olanın ester içeriğinde çok küçük bir fark olduğu ve maksimum ester içeiğinin 30 dakikalık reaksiyon süresinde elde edildiği tespit edilmiştir. Artan reaksiyon süresiyle dönüşüm veriminin doğru orantılı olarak artmaması, atık yağ ile maksimum ester dönüşümüne erişildiği ya da karıştırmanın yeterli düzeyde yapılamadığını göstermektedir.

7. SONUÇLAR

Tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen pilot ölçekteki mikrodalga ısıtma sistemli biyodizel reaktöründe, 5 dakikalık kısa bir transesterifikasyon reaksiyon süresi sonunda atık ayçiçek yağından viskozite ve yoğunluk değerleri EN14214 Standartlarına uygun metil ester üretilmiştir. Konvansiyonel ısıtma sistemli biyodizel reaktörleri ile kıyaslandığında reaksiyon süresi önemli ölçüde azaltılmıştır. 5 ila 40 dakika aralığındaki reaksiyon sürelerine sahip 8 adet numune arasında eser miktarda ester içeriği farkları bulunmuştur. Ester içeriğinin artan süre ile yükselmemesi, literatürde de

görüldüğü üzere atık yağlarda dönüşüm veriminin rafine yağlara göre daha düşük olmasından ya da reaktörde yeterli düzeyde karıştırma işleminin gerçekleştirilemediğinden kaynaklandığı düşünülmektedir. İleriki çalışmalarda reaktör tasarımında yapılacak modifikasyonlarla reaktörün karıştırma yeteneği artırılarak daha yüksek ester içeriğine sahip biyodizel üretimi elde edilmeye çalışılacaktır. Bir ilk olarak tasarladığımız mikrodalga ısıtıcılı biyodizel reaktörü ile reaksiyon süresinde ve veriminde elde edilen kazançların, biyodizel yakıt maliyetinin düşürülmesini ve üretim hızının artmasını sağlayacağı öngörülmektedir.

8. KAYNAKLAR

[1] Bautista L.F., Vicente G., Rodríguez R., Pacheco M., Optimization of fame production from waste cooking oil for biodiesel use, Biomass and Bioenergy, 33, 862-872, (2009).

[2] Zheng S., Kates M., Dubé M.A., McLean D.D., Acid-catalyzed production of biodiesel from waste frying oil, Biomass and Bioenergy, 30, 267–272, (2006).

[3] Puhana S., Vedaramana N., Performance and emission study of mahua oil (madhuca indica oil) ethyl ester in a 4-stroke natural aspirated direct injection diesel engine, Renewable Energy, 30, 1269–1278, (2005).

[4] Şanlı H., Farklı alkol ve katalizör kullanımının biyodizel üretimindeki etkileri, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, (2005).

[5] Canakci M., Gerpen J.V., Biodiesel production via acid catalysis, Transactions of the ASAE, 42 (5),1203-1210, (1999).

[6] Gerpen J.V., Biodiesel processing and production, Fuel Process.Tech, 86, 1097–1107, (2005).

[7] Goodrum J.W., Daniel P.G., Thomas T.A., Rheological characterization of animal fats and their mixtures with 2 fuel oil, Biomass and Bioenergy, 24, 249-256, (2003).

[8] Canakci M., Gerpen J.V., Biodiesel production from oils and fats with high free fatty acids. Transactions of the ASAE, 44, 1429-1436, (2001).

[9] Yıldız M., Atık yağlardan biyodizel üretimi ve karakterizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Tekirdağ, (2008).

[10] Demir B., Küçük ölçekli bir biyodizel sisteminin oluşturulması, elde edilen pamuk yağı metil esterin motor performans testleri, enerjetik ve ekserjetik değerlendirilmesi, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi, İzmir, (2009).

[11] Güler K., Biyodizel teknolojisi, sistem tasarımı ve deneysel olarak biyodizel üretimi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta, (2008).

[12] İleri E., Biyodizele antioksidan eklenmesinin NO_x emisyonuna etkilerinin deneysel olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi, İzmir, (2012).

[13] Özsezen A.N., Atık palmiye yağından üretilen biyodizelin motor performans ve emisyon karakterleri üzerine etkisinin incelenmesi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, (2007).

[14] Luga Y., Optimization of biodiesel production process using recycled vegetable oil, MsC in Chemistry, Puerto Rico University, 19, (2010).

[15] Sherbiny S.A., Refaat A.A., Sheltawy S.T., Production of biodiesel using the microwave technique, Journal of Advanced Research, 1, 309-314, (2010).

[16] İnternet, Son Erş. 26/05/2015, http://www.ares.com.

[17] Bogdal D., Microwave assisted organic synthesis (p. 13). UK: Elsevier Publications, (2005).

[18] Lertsathapornsuk V., Pairintra R., Aryusuk K., Krisnangkura K., Microwave assisted in continuous biodiesel production from waste frying palm oil and its performance in a 100 kW diesel generator, Fuel Processing Technology, 89, 1330-1336, (2008).

[19] Duz M.Z., Saydut A., Ozturk G., Alkali catalyzed transesterification of safflower seed oil assisted by microwave irradiation, Fuel Processing Technology, 92, 308-31, (2011).

[20] Kumar R., Kumar G.R., Chandrashekar N., Microwave assisted alkali-catalyzed transesterification of Pongamia pinnata seed oil for biodiesel production, Bioresources Technology, 102(11), 6617-6620, (2011).

[21] Azcan N., Danisman A., Microwave assisted transesterification of rapeseed oil, Fuel, 87, 1781–1788, (2008).

[22] Azcan, N., Danisman A., Alkali catalyzed transesterification of cottonseed oil by microwave irradiation, Fuel, 86, 2639-2644, (2007).

[23] Encinar J.M., González J.F., Martínez G., Sánchez N., Pardal A., Soybean oil transesterification by the use of a microwave flow system, Fuel, 95, 386-393, (2012).

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF DIFFERENT INJECTION TIMINGS AND ALCOHOL-GASOLINE FUEL BLENDS IN A TWO STAGE DIRECT INJECTION HCCI ENGINE

Ali TÜRKCAN, Mustafa ÇANAKÇI, A. Necati ÖZSEZEN

Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Kocaeli University, 41380, Izmit, Turkey
Alternative Fuels R&D Center, Kocaeli University, 41275, Izmit, Turkey

Özet

Bu çalışmada, çift kademeli direkt enjeksiyonlu homojen doldurmalı sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorda püskürtme zamanlarının ve alkol-benzin karışımlarının yanma karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tek silindirli mekanik kontrollü bir dizel motoru elektronik kontrollü bir HCCI motora çevrilmiştir. Silindir içerisinde istenilen karışım oluşumunu sağlamak için her bir püskürtmede, püskürtme zamanı ve yakıt miktarı hassas olarak ayarlanmış ve yüksek eşdeğerlik oranlarında ve sabit motor devrinde yanma karakteristikleri incelenmiştir. İlk püskürtme, emme zamanı içerisinde, ikinci püskürtme ise sıkıştırma zamanı sonunda farklı püskürtme oranları kullanılarak yapılmıştır. Aynı enerji girişi şartlarında beş farklı yakıt karışımı (benzin, E10, E20, M10 ve M20) kullanılmıştır. Birinci püskürtme zamanının (SOI_1) erken krank açılarında yapılması ile alkol-benzin karışımlarının maksimum basınç artış oranı (MPRR) değerlerinin arttığı görülmüştür. İkinci püskürtme zamanı (SOI_2) HCCI yanma ve performans parametreleri üzerinde SOI_1 ile karşılaştırıldığında daha güçlü bir etkiye sahip olduğu tespit edilmiştir. SOI_2 ilemaksimum silindir gaz basıncı (P_{max}), indike ortalama efektif basınç (imep) ve termik verim doğrudan kontrol edilebilmektedir.

Anahtar Kelimeler: HCCI, püskürtme zamanı, etanol, metanol, benzin

Abstract

In this study, the effects of two stage direct injection (TSDI) strategy were investigated on the combustion of a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine fueled with alcohol-gasoline blends. A diesel engine was converted to an electronically controlled HCCI engine. For each injection, the injection timings and fuel quantity were adjusted to get desired mixture formation in the cylinder, and combustion characteristics were investigated at high equivalence ratio and constant engine speed. The first injections were selected to be during the intake stroke and second injections were at the end of the compression stroke by using different injection ratios. Five different fuels (gasoline, E10, E20, M10 and M20) were used at the same energy input conditions. The results showed that the maximum pressure rise rate (MPRR) increased as earlier start of first injection (SOI_1) timing by using alcohol-gasoline blends. It was found that start of second injection (SOI_2) timing has strong effects on the HCCI combustion and performance parameters as compared to the SOI_1 timing. The maximum cylinder gas pressure (Pmax), indicate mean effective pressure (imep) and thermal efficiency can be directly controlled by using the SOI_2 timing.

Keywords: HCCI, injection timing, ethanol, methanol, gasoline

1. Introduction

The HCCI engines have advantages such as lower NO_x emissions and higher thermal efficiency compared to conventional compression ignition (CI) and spark ignition (SI) engines. Because of these main advantages, researchers have significantly considered HCCI engines as an alternative engine to SI and CI engines. However, there are some obstacles to use HCCI engines in the practical applications, especially to control the start of combustion. Therefore, the operating range of HCCI engines cannot be extended over a range of engine load and speed.

HCCI combustion is an auto-ignition combustion process which is governed by chemical kinetics of the air-fuel mixture. For this reason, there is no a direct control mechanism in HCCI combustion. Two main parameters play important role in the control of auto-ignition timing and combustion rate in HCCI combustion. One of which is time-temperature history, and the other is auto-ignition characteristic of fuel [1]. Time-temperature history can be controlled by the methods such as intake temperature [2-4], intake pressure [5, 6], variable compression ratio [7, 8] and exhaust gas recirculation (EGR) [9-11]. After the intake valve closed, time-temperature history and fuel concentration can only be controlled by split and direct injection (DI) technique [12]. In order to form desired mixture in the cylinder, two stage direct injection (TSDI) technique can be used due to adjusting flexible injection timings and flexible fuel quantity. TSDI technique can be used in the engines with higher compression ratio, it has also lower fuel consumption (less heat loses) and higher volumetric efficiency compared with port fuel injection (PFI) technique [13, 14]. It is well known that using gasoline direct injection (DI) concept in SI engines produces high NO_x and PM emissions due to high local temperature and equivalence ratio when compared to PFI

technique. Wang et al. [15] simulated injection parameters such as start of the first injection (SOI_1), start of the second injection (SOI_2) and injection ratio (IR) on three dimensional (3D) gasoline direct injection (GDI) combustion by using computational fluid dynamics (CFD) code. They declared that if the optimal SOI_1 timing was used, better engine performance could be obtained. In addition, it was determined that brake mean effective pressure (bmep), brake specific fuel consumption (bsfc) and HC emissions were significantly affected by the SOI_2 timing and IR. Canakci and Reitz [16] applied double injection technique to a HCCI-gasoline engine by using high compression ratio (16.1) and elevated intake air temperature. They observed that double injection technique is very useful to control the start of combustion. They obtained higher thermal efficiency with optimal double injection timings and ratios. Turner et al. [17] worked on double and single injection techniques at direct injection spark ignition (DISI) gasoline engine fueled with different blending-ratios of bioethanol-gasoline blends under the conditions of part load and constant engine speed. They found much better improved combustion stability and engine efficiency. They also obtained reduction in the coefficient of variation indicated mean effective pressure (COV_{imep}), increase in maximum cylinder gas pressure (P_{max}) and engine efficiency with single injection for lower ethanol blends (< 30% vol). Hunicz and Kordos [18] observed that TSDI technique has more benefits compared with single stage injection. When using equal injection ratios, the lowest emission levels and cyclic variability were obtained. The cylinder gas pressure and heat release rate decreased when the SOI_2 timing was retarded. They also observed that some decrease in fuel amount injected at the SOI_2 timing resulted in a significant increase in indicate specific fuel consumption (isfc), decrease in imep and combustion duration when the SOI_2 timing was retarded from middle of the intake stroke towards to middle of the compression stroke.

Auto-ignition properties of engine fuels have significant effects on the control of combustion phases in HCCI engines. The auto-ignition properties of fuels can be changed by using different fuel mixing and additives [19, 20]. HCCI engines can be operated with using various fuels such as, gasoline, diesel, natural gas, dimethyl ether, biodiesel, bioethanol and methanol [21-24]. Alcohols such as methanol and ethanol have higher octane number than that of gasoline. Therefore, the alcohol-gasoline blends can be used in the engines with higher compression ratio. As a result, higher thermal efficiency can be obtained in the engine. At the same time, alcohols have excellent lean burn properties and good combustion characteristics in HCCI combustion [25, 26]. For these reasons, some researchers investigated the effects of alcohols on HCCI combustion in PFI engines [27, 28] or dual fuel engines (with PFI and DI injection systems) under different operating parameters [29, 30]. However, there is no enough study about the alcohol-gasoline fuel blends especially used with the TSDI technique in a high compression ratio DI-HCCI gasoline engine without spark ignition and EGR. Therefore, in our previous study [31, 32] alcohol-gasoline fuel blends were used in a DI-HCCI engine with high compression ratio to investigate injection parameters and equivalence ratios on HCCI combustion and emissions characteristics. The scope of this study is to investigate the effects of fuel injection timings (SOI_1 and SOI_2) on the DI-HCCI combustion and performance characteristics by using the TSDI technique and different alcohol-gasoline fuel blends.

2. Experimental Setup

In this study, a naturally aspirated, water-cooled, single cylinder DI diesel engine was converted to a DI HCCI gasoline engine. The engine specifications are shown in Table 1, schematic diagram of the test cell is shown in Fig.1. The test engine is coupled to a DC electrical dynamometer. K types thermocouples with digital temperature indicators were used to measure intake air, exhaust gas, fuel, oil and cooling water inlet and outlet temperatures. The intake charge temperature, engine coolant temperature and fuel temperature were controlled in closed-loop at 100 ± 2 ℃, 75 ± 2 ℃ and 30 ± 2 ℃, respectively, to eliminate their effects on HCCI combustion. During the experiments, an intake surge tank was also used to eliminate cyclic fluctuations, and air consumption was monitored using an orifice-meter and a differential pressure manometer. A swirl type, single-hole gasoline direct injector (Bosch, model HDEV 1.1) was installed on the engine cylinder head. Fuel injection pressure was fixed at 10 MPa with the use of a common rail system. First and second fuel injection timings and fuel quantity per cycle (Q_{cyc}) were controlled by designed electronic control unit, which was synchronized with crank angle sensor. The cylinder pressure was measured with a water-cooled pressure transducer (Kistler, model 6061B) which was installed on the engine cylinder head. The charge output from the transducer was converted to amplified voltage using a charge amplifier (Kistler, model 5011B). A shaft encoder on the engine crankshaft was used to acquire the in-cylinder gas pressure and top dead center (TDC) signal. The output of charge amplifier and the TDC signal from the magnetic pick-up were converted to digital signals and recorded by fast data acquisition card (National Instrument, PCIe 6251). To analyze the in-cylinder gas pressure, a combustion analysis program was written and in-cylinder gas pressure data of 50 cycles were averaged to eliminate cycle to cycle variation. Then, the pressure data was used to calculate the heat-release rate and main combustion characteristics.

Table 1. Engine specifications

Engine	Super Star 7716 Model Diesel Engine

Volume (cm^3)	770
Compression ratio	17:1
Intake valve open (bTDC)	22
Intake valve close (aBDC)	60
Exhaust valve open (bBDC)	66
Exhaust valve close (aTDC)	16

2.1. Experimental Procedure

After the engine oil temperature reached to 60 ± 2 °C, the combustion mode was switched to HCCI mode using TSDI strategy. Experimental studies were carried out at two stages. At the first stage, the SOI_1 was injected at different crank angles such as 100, 110, 120 and 130 °CA aTDC in the intake stroke to form homogenous charge. At the same time, the SOI_2 timing was constant at 30 °CA bTDC where the maximum engine moment was obtained. At the second stage, SOI_2 was variable in the compression stroke as 15, 20, 25 and 30 °CA bTDC, while the SOI_1 timing was constant at 120 °CA aTDCwhere MPRRs of the alcohol-gasoline fuel blends were lower than 1MPa/°CA. In the case of TSDI, the durations for the first and second injections are defined as DOI_1 and DOI_2, and injection rates were set at $IR=DOI_1/DOI_2=4/1=4$. The 80% of total amount of the fuel per cycle was injected during the first injection to form a homogenous charge in the cylinder. The rest of the fuel was injected during the second injection at the end of the compression stroke to control ignition timing. Gasoline fuel was blended with ethanol and methanol to prepare four different fuel blends on a mass basis. Those are E10 (10% ethanol + 90% gasoline), E20 (20% ethanol + 80% gasoline), M10 (10% methanol + 90% gasoline), and M20 (20% methanol + 80% gasoline). The engine speed was fixed at 1100 ± 20 rpm and EGR valve was closed at all test conditions. The engine tests were conducted for the same energy input per cycle: 710 J.

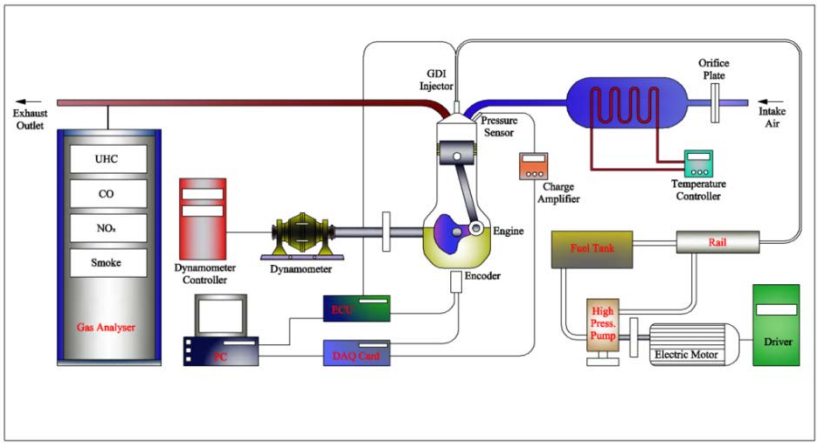


Fig.1. Schematic diagram of the engine test cell

3. Results and discussion

In this section, the effects of the SOI_1, SOI_2 timings and IR on combustion and engine performance characteristics were discussed at high equivalence ratios for all test fuels. Cylinder gas pressure, maximum rate of heat release (MRHR), MPRR, imep, total combustion duration (TCD) (defined the interval crank angle between the 10% and 90% the mass burn fraction), CA50 (defined the crank angle at which the mass burn fraction reaches to 50%) and thermal efficiency were investigated for all test fuels. The engine works very noisy and unacceptable when MPRR is greater than 1.0 MPa/°CA. On the other hand, the combustion efficiency reduced and the cycle to cycle variation of P_{max} increased when the COV_{imep} values reached to 10%. Therefore, in this study, upper load limit in HCCI combustion was defined to be MPRR of 1.0 MPa/°CA. The lower load limit was accepted as the value when coefficient of variation reached to 10% in imep. The first and second fuel injection timings at high equivalence ratios were limited by considering the upper load limits. If the SOI_1 and SOI_2 timings are selected at the earlier crank angles before 100 °CA aTDC and 30 °CA bTDC, respectively, the MPRR has higher value than 1 MPa/°CA. The COV_{imep} was obtained higher than 10% when the SOI_2 timings were selected at the later crank angles of 15 °CA bTDC. For these reasons, the SOI_2 timings were selected between 15 and 30 °CA bTDC with the increment of 5 °CA. At the same time, attainable high equivalence ratio condition was limited at 0.35 for gasoline fuel.

3.1. Effects of the first and second fuel injection timings

The effects of the SOI_1 (a) and SOI_2 (b) on the cylinder gas pressure and rate of heat release are shown in Fig. 2 for all test fuels. The changes in SOI_1 timing have important effect on the cylinder gas pressure and heat release rate of the alcohol-gasoline fuel blends compared with gasoline. Generally, the P_{max} decreased with increasing alcohol content in the fuel blends when SOI_1 timing was retarded.This situation may be explained with the high intensity of air motion at the retarding SOI_1

timing results in the collection of fuel spray near the cylinder wall [15]. In addition, the latent heat of vaporization of ethanol and methanol are 2.5 and 3.3 times higher than that of gasoline, respectively [26]. Therefore, the P_{max} and maximum rate of heat release (MRHR) of the alcohol-gasoline blends decreased and start of combustion delayed when the SOI_1 timing was at 130 °CA aTDC. As shown in Fig. 2, the MRHR of alcohol-gasoline fuel blends were obtained to be higher than that of gasoline at 100 and 110 °CA SOI_1 timing, and the MRHR values of M20 were highest in all test fuels due to increasing oxygen content in the fuel blends.

As shown in Fig.2, the SOI_2 timing had a significant effect on the cylinder gas pressure and heat release rate when compared with the SOI_1 timing. It can be clearly said that the start of combustion can be directly controlled by the SOI_2 timing despite the usage of different fuels with different auto-ignition characteristics. Generally, the P_{max} and MRHR decreased with the retarding SOI_2 timing, since the charge cooling effect increases with retarding the SOI_2 timing, which means there is no enough time for complete fuel vaporization. When compared to alcohols each other, laminar flame speed of methanol is greater than that of ethanol under fuel-rich conditions and ethanol has faster laminar flame speed than that of gasoline [33]. However, the higher latent heat of vaporization leads to decrease the in-cylinder temperature and obstacles improving laminar flame speed [12]. For this reason, the start of combustion timings of M10 and E20 were retarded compared with gasoline as seen in Fig. 2(b). The faster laminar flame speed for E10 and the richer mixture for M20, due to the same energy input conditions, improved the combustion initiation and chemical reaction speed. Therefore, the start of combustion for E10 and M20 occurred earlier relative to gasoline fuel at the SOI_2 30 and 25 °CA bTDC as shown in Fig. 2(b). Generally, the lowest P_{max} values were measured with the usage of E20 while the highest P_{max} was obtained by using M20. Increasing ethanol amount in the blends decreased the P_{max} at retarding SOI_1 and SOI_2 timings. Increasing methanol content in the fuel blend caused to increase in P_{max} and MRHR, due to the increase in the amount of fuel injected into the cylinder to provide same energy which means that the richer the mixture is, the greater the enhancement combustion and chemical reaction rate. As shown in Fig. 2(b), the location of maximum cylinder gas pressure (P_{maxloc}) delayed with the retarding SOI_2 timing for all test fuels. With the increase of ethanol content in the fuel blends, the P_{maxloc} retarded due to the increasing cooling effect. On the other hand, the increase of methanol content in the fuel blends advanced P_{maxloc} since more oxygen content of M20 leads to acceleration of the combustion process.

The effects of SOI_1 and SOI_2 on the combustion and performance parameters were illustrated in the Fig. 3. The effects of the SOI_2 timing on the combustion and performance parameters were found stronger than those of SOI_1 timing. Fig. 3 clearly indicates that the combustion and performance characteristics can be directly controlled by the SOI_2 timing for all test fuels. It was observed that the MPRR values of alcohol-gasoline fuel blends for the SOI_1 at 100 and 110 °CA aTDC were higher than the acceptable limit (1 MPa/°CA). The MPRR values for M20 were obtained to be higher than 1MPa/°CA for all SOI_1 timing. It can be clearly said that the variation in the SOI_1 timing is a notable parameter for alcohol-gasoline fuel blends. When the SOI_2 timing was retarded from 30 to 15 °CA bTDC, the MPRR decreased for all test fuels. The values of MPRR were found as the lowest for gasoline and highest for M20. It was observed that the MPRR values of M20 exceed the upper load limit at 30 and 25 °CA bTDC conditions. It can be clearly seen that the MPRR decreased with the increasing ethanol content, while it increased with the increasing methanol content in the fuel blends.

Fig. 3 shows that the SOI_2 timing had a strong impact on the imep while there was small difference in the change of imep for variations of the SOI_1timing. By retarding the SOI_2 timing from 30 to 15 °CA bTDC, the imep decreased for all test fuels. The imep of gasoline was significantly higher than those of alcohol-gasoline fuel blends although all test fuels had same energy input conditions. It has to be underlined that the operating range can be slightly extended by using alcohol-gasoline fuel blends due to the faster combustion process. The TCD was less sensitive to the variations in the SOI_1 timing. However, it showed intense sensitivity to varying SOI_2 timing as shown in Fig. 3. The TCD of alcohol-gasoline fuel blends were obtained to be shorter than that of gasoline. Fig. 4 shows that with the increase of ethanol content in the fuel blends, the TCD was prolonged due to higher latent of vaporization. At the same time, as the methanol content in the fuel blends increased, the TCD was shortened since methanol was more oxidizer than ethanol.

Crank angle position of the CA50 has an important effect on the thermal efficiency and it can be used for a robust parameter for controlling HCCI combustion. Therefore, this position is very important to predict about controlling HCCI combustion [33, 35]. Retarding the SOI_2 timing from 25 to 15 °CA bTDC leaded to a delay in the CA50 locations and a decrease in thermal efficiency while they were less affected from altering the SOI_1 timing for all test fuels. As shown in Fig. 3(b), the maximum thermal efficiencies for gasoline, E20 and M10 were obtained at around 3-4 °CA aTDC for the locations of CA50. On the other hand, the maximum thermal efficiencies of E10 and M20 were obtained to be earlier CA50 locations (0-2 °CA aTDC) due to higher laminar flame speed. Fig. 3 shows that with the increase of ethanol content in the fuel blends, the CA50 retarded and thermal efficiency increased. The CA50 advanced and thermal efficiency slightly increased with the increase of methanol content in the fuel blends.

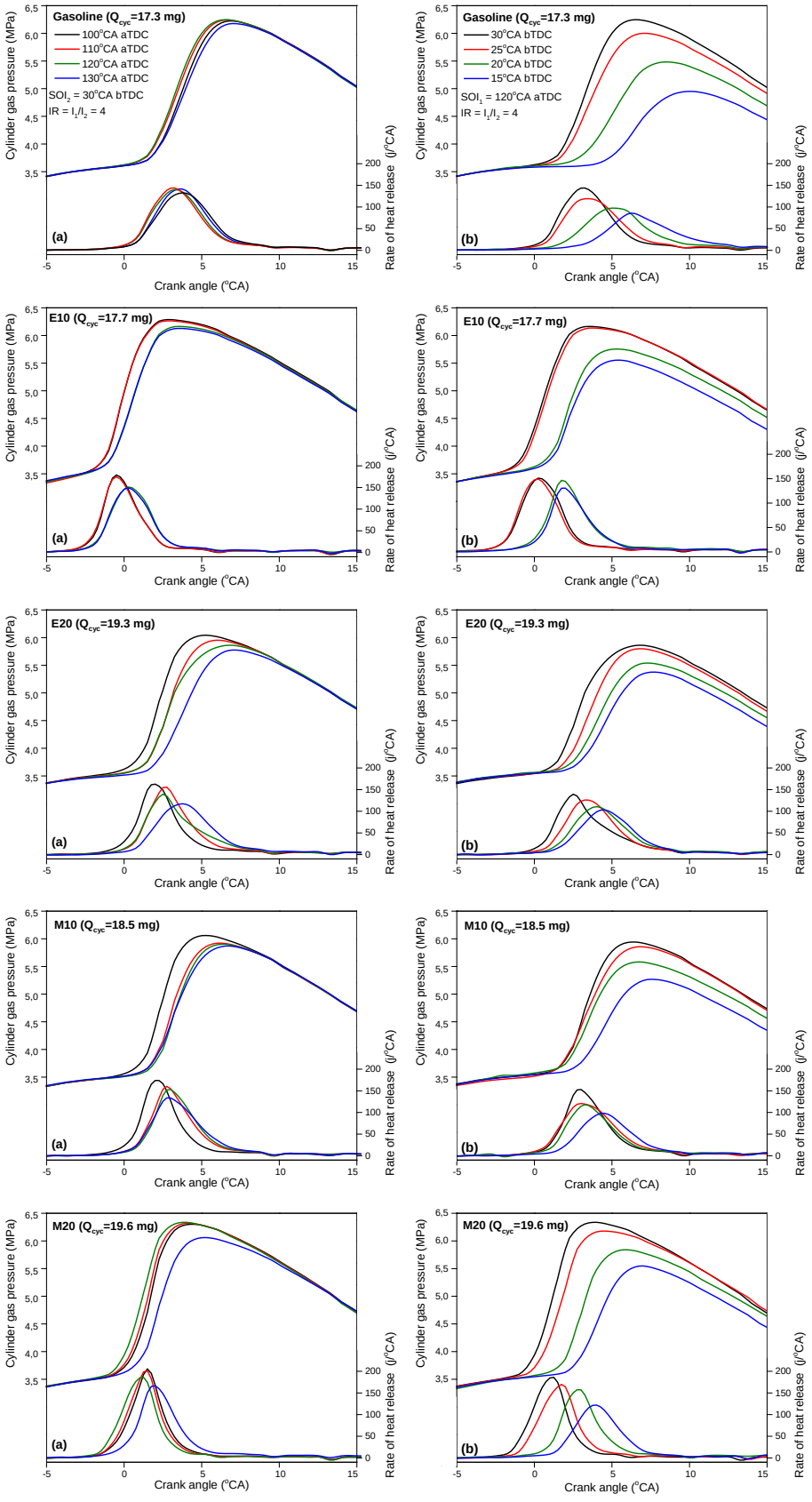


Fig.2. The effects of SOI_1 (a) and SOI_2 (b) timing on cylinder gas pressure and rate of heat release

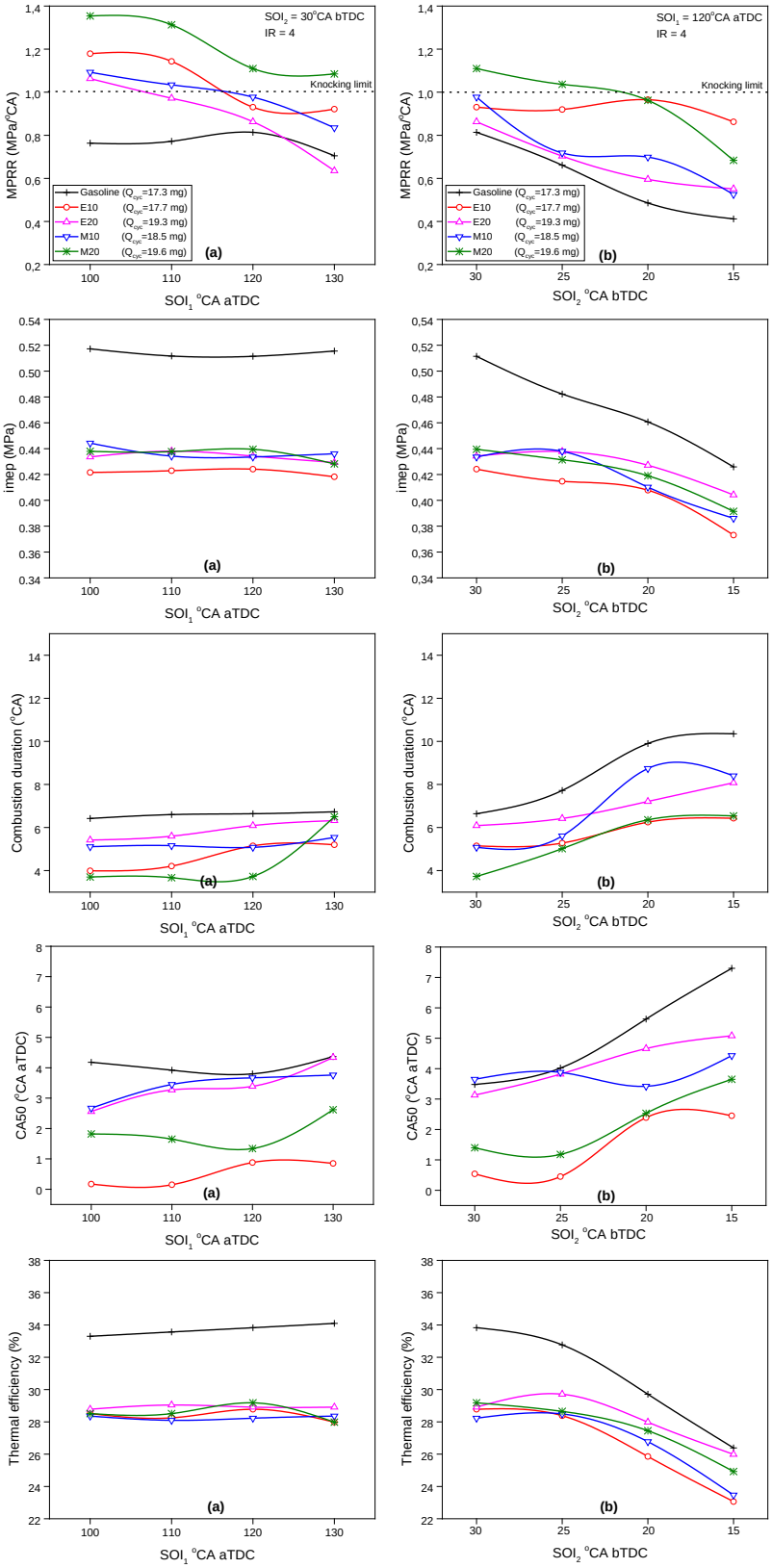


Fig.3. The effects of SOI_1 (a) and SOI_2 (b) timing on combustion and performance characteristics

Conclusions

In this study, to achieve the control of combustion phases and extension of the operating range of a DI-HCCI gasoline engine, TSDI technique was applied by using alcohol-gasoline fuel blends. At the end of the study, the following main conclusions were observed:

1) SOI_1 timing had significant effects on the in-cylinder gas pressure and heat release rate for alcohol-gasoline fuel blends while ithad slight effects on the in-cylinder gas pressure and heat release rate for gasoline. The MPRRs of alcohol-gasoline fuel blends were obtained to be higher than that of upper load limit at the earlier SOI_1 timing. There is no any significant difference in other combustion characteristics when varying the SOI_1 timing.

2) The SOI_2 timing had significant effects on the combustion and performance parameters compared with the SOI_1 timing. The start of combustion can directly be controlled by SOI_2 timing for all test fuels. Significant MPRR reductions were provided by means of controlling the SOI_2 timing without major drop in thermal efficiency for alcohol-gasoline fuel blends.

3) Increasing ethanol content in the fuel blends decreased P_{max} as compared to gasoline over the test conditions. Increasing methanol content in the fuel blend caused an increase in P_{max} and MRHR.

Acknowledgements

This study was supported by the Grants from TUBITAK (Project No. 111M180) and Scientific Research Foundation of Kocaeli University (Project Nos. 2011/22 and 2011/44). The authors would like to thank the individuals who were involved in making this work possible.

References

[1] Stanglmaier, R.H. C.E. Roberts, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications, SAE Technical Paper Series, 1999-01-3682, (1999).

[2] Maurya, R.K., Agarwal, A.K. Experimental investigation of the effect of the intake air temperature and air/fuel ratio on cycle-to-cycle variations of HCCI combustion and performance parameters, ApplEnerg, 88, 1153-1163, (2011).

[3] Lee, C.H., Lee, K.H., An experimental study of the combustion characteristics in SCCI and CAI based on direct-injection gasoline engine, ExpTherm Fluid Sci, 31, 1121-1132, (2007).

[4] Liu, H., Yao, M., Zhang, B., Zheng, Z., Influence of Fuel and Operating Conditions on Combustion Characteristics of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, Energ Fuel, 23, 1422–1430,(2009).

[5] Canakci, M., Combustion characteristics of a DI-HCCI gasoline engine running at different boost pressures, Fuel, 96, 546–555, (2012).

[6] Canakci, M. An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine, Fuel, 87, 1503–1514, (2008).

[7] Machrafi, H., Cavadiasa, S., An experimental and numerical analysis of the influence of the inlet temperature, equivalence ratio and compression ratio on the HCCI auto-ignition process of Primary Reference Fuels in an engine, Fuel Process Technol, 89, 1218-1226, (2008).

[8] Wagner, U., Anca, R., Velji, A., Spicher, U., An Experimental Study of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Various Compression Ratios, Intake Air Temperatures and Fuels with Port and Direct Fuel Injection, SAE Technical Paper Series, 2003-01-2293, (2003).

[9] Daw, C.S., Wagner, R.M., Edwards, K.D., Green, J.B., Understanding the transition between conventional spark-ignited combustion and HCCI in a gasoline engine, P Combust Inst, 31, 2887–2894, (2007).

[10] Xu, F., Wang, Z., Yang, D., Wang, J., Potential of High Load Extension for Gasoline HCCI Engine Using Boosting and Exhaust Gas Recirculation, Energ Fuel, 23 2444–2452, (2009).

[11] Kim, D.S., Lee, C.S., Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR, Fuel, 82, 695–704, (2006).

[12] Wang, Z., Wang, J.X., Shuai, S.J., Ma, Q.J., New gasoline homogeneous charge compression ignition combustion system using two-state direct injection and assisted spark ignition, IMechE Part D:J.Automobile Engineering, 22, 367-378, (2006).

[13] Yao, M., Zheng, Z., Liu, H., Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, ProgEnerg Combust, 35, 398-437, (2009).

[14] Wyszynski, L.P., Stone, C.R., Kalghatgi, G.T., The volumetric efficiency of direct and port injection gasoline engines with different fuels, SAE Technical Paper Series, 2002-01-0839, (2002).

[15] Wang, Y.J., Wang, J.X., Shuai, S.J., Lei, X.H., An, X.L., Study of Injection Strategies of Two-stage Gasoline Direct Injection (TSGDI) Combustion System, SAE Technical Paper Series, 2005-01-0107, (2005).

[16] Canakci, M., Reitz, R.D., Experimental optimization of a direct injection homogenous charge compression ignition gasoline engine using split injections with fully automated microgenetic algorithms, Int J Engine Res, 4, 47-60, (2003).

[17] Turner, D., Xu, H., Cracknell, R.F., Natarajan, V., Chen, X., Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine, Fuel, 90, 1999-2006, (2011).

[18] Hunicz, J., Kordos, P., An experimental study of fuel injection strategies in CAI gasoline engine. ExpTherm Fluid Sci, 35, 243-252, (2011).

[19] Yao, M., Zhang, B., Zheng, Z. and Chen, Z., Experimental Study on Homogenous Charge Compression Ignition Combustion with Primary Reference Fuel, Combust. Sci. and Tec., 179, 2539-2559, (2007).

[20] Starck, L., Lecointe, B., Forti, L., Jeuland, N., Impact of fuel characteristics on HCCI combustion: Performance and emissions, Fuel, 89, 3069-3077, (2010).

[21] Yao, M., Zheng, Z., Liu, H., Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, ProgEnerg Combust, 35, 398-437, (2009).

[22] Machrafi, H., Cavadias, S., Gilbert, P., An experimental and numerical analysis of the HCCI auto-ignition process of primary reference fuels, toluene reference fuels and diesel fuel in an engine, varying the engine parameters, Fuel Process Technol, 89, 1007-1016, (2008).

[23] Kim, H.J., Lee, K.S., Lee, C.S., A study on the reduction of exhaust emissions through HCCI combustion by using a narrow spray angle and advanced injection timing in a DME engine, Fuel Process Technol, 92, 1756-1763, (2011).

[24] Francisco J. Jiménez-Espadafor, M. Torres, José A. Velez, E. Carvajal, José A Becerra, Experimental analysis of low temperature combustion mode with diesel and biodiesel fuels: A method for reducing NOx and soot emissions, Fuel Process Technol, 103, 57-63, (2012).

[25] Zhao, F., Asmus, T.W., Assanis, D.N., Dec, J.E., Eng, J.A., Najt, P.M., Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines Key Research and Developments Issues, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 241-250, (2003).

[26] Xie, H., Wei, Z., He, B., Zhao, H., Comparison of HCCI Combustion Respectively Fueled with Gasoline, Ethanol and Methanol through the Trapped Residual Gas Strategy, SAE Technical Paper Series, 2006-01-0635, (2006).

[27] Zhang, Y., He, B.Q., Xie, H., Zhao, H., TheCombustionandEmissionCharacteristics of Ethanol on a Port FuelInjection HCCI Engine, SAE Technical Paper Series, 2006-01-0631, (2006).

[28] Maurya, R.K.,Agarwal, A.K., Experimentalstudy of combustionandemissioncharacteristics of ethanolfuelled port injectedhomogeneouschargecompressionignition (HCCI) combustion engine, ApplEnerg, 88, 1169-1180, (2011).

[29] Wu, H.,Wang, R., Ou, D., Chen, Y., Chen, T., Reduction of smokeandnitrogenoxides of a partial HCCI engine usingpremixedgasolineandethanolwithair, ApplEnerg, 88, 3882-3890, (2011).

[30] Yang, D., Wang, Z., Wang, J., S., Shuai, Experimental study of fuel stratification for HCCI high load extension, ApplEnerg, 88, 2949-2954, (2011).

[31] Turkcan, A. Ozsezen, A.N. Canakci, M. Effects of Second Injection Timing on Combustion Characteristics of a Two Stage Direct Injection Gasoline-Alcohol HCCI Engine, Fuel, 111, 30-39, (2013).

[32] Turkcan, A., Ozsezen, A.N., Canakci, M., Experimental investigation of the effects of different injection parameters on a direct injection HCCI engine fueled with alcohol–gasoline fuel blends, Fuel Processing Technology 126, 487–496,(2014).

[33] Veloo, P.S., Wag, Y.L., Egolfopoulos, F.N., Westbrook, C.K., A comparative experimental and computational study of methanol, ethanol, and n-butanol flames, Combust Flame, 157, 1989-1904, (2010).

[34] Lu, X., Shen, Y., Zhang, Y., Zhou, X., Ji, L., Yang, Z., Huang, Z., Controlled three-stage heat release of stratified charge compression ignition (SCCI) combustion with a two-stage primary reference fuel supply, Fuel, 90, 2026–2038, (2011).

[35] Maurya, Y.K., Agarwal, A.K., Statistical analysis of the cyclic variations of heat release parameters in HCCI combustion of methanol and gasoline, ApplEnerg, 89, 228-236, (2012).

KÖMÜR ve ATIK PAMUK YAĞININ BİRLİKTE PİROLİZİ SIVI YAKIT ELDESİ ve YAKIT ÖZELLİKLERİNİN TESPİTİ

Hüseyin AYDIN[1], Fırat ÖZEN[2]

[1]Batman Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, e-mail: huseyyinaydin@gmail.com
[2]TPAO A.Ş, Batman Bölge Müdürlüğü

Özet
Alternatif sıvı yakıt elde etmek için kullanılan tekniklerden biri de pirolizdir. Bu çalışmada atık pamuk yağı ile kömüre birlikte piroliz işlemi uygulanmıştır. Birlikte piroliz işlemiyle elde edilen piroliz sıvısı dizel yakıtına belirli oranlarda karıştırılarak numuneler oluşturulmuştur. Oluşturulan numunelerin azot (N), karbon (C), hidrojen (H) ve sülfür (S) içerikleri elementel analiz yoluyla ölçülmüştür. Bu numunelerin yoğunluk, parlama noktası, akma noktası, alt ve üst ısıl değerleri ve viskozite değerleri de laboratuvarda analiz edilmiştir. Oluşturulan numunelerin anilin noktaları bulunmuş ve bulunan bu değerlerden setan sayıları hesaplanmıştır. Yapılan ölçümlerden sonra elde edilen numunelerin dizel motorlarında kullanılabilir olduğu tespit edilmiştir. Bunun yanında elde edilen piroliz sıvısının kalitesinin ve kullanılabilirliğinin artması için yapılacak olan çalışmalar sıvı yakıtların kullanım alanlarını ve kullanım kalitesini arttıracaktır.

Anahtar Kelimeler: alternatif yakıt, birlikte piroliz, dizel motor, kömür, pamuk yağı.

LIQUID FUEL FROM CO-PYROLYSIS OF COAL AND WASTE COTTON OIL AND ANALYSES OF ITS FUEL PROPERTIES

Abstract
One of the techniques used to obtain alternative liquid fuel is pyrolysis. In this study, co-pyrolysis process was applied to waste cotton oil and coal. Samples were generated by mixing liquid fuel obtained from co-pyrolysis and diesel fuel at certain ratios. Nitrogen (N), carbon (C), hydrogen (H) and sulfur (S) content of samples were measured by elemental analyzes. The values of density, yield point, flash point and viscosity were analyzed in the laboratory. Aniline point of the samples were found and cetane number was calculated from these values found. After measurements, the obtained samples were found to usable in diesel engine. Nevertheless, liquid fuel usage and quality can be increased by further studies concerning with the enhancement in pyrolysis liquid quality and usage.

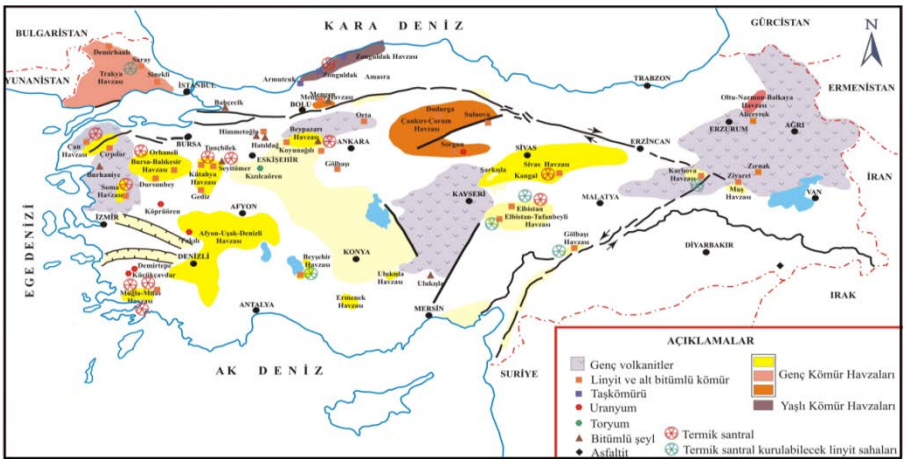
Keywords: alternative fuel, coal, co-pyrolysis, cotton oil, diesel engine.

1. Giriş

Dünya Enerji Görünümü (World Energy Outlook) yayınladığı raporda 2030 yılında fosil yakıtların temel kaynak olmaya devam edeceğini ve enerji ihtiyacının yaklaşık olarak %83'ünü de fosil yakıtların oluşturacağını belirtti [1].
Dünyanın en önemli enerji kaynakları karbon bazlı yakıtlardır. Bunlardan petrol ve doğalgaz rezervleri yerkabuğunun belirli coğrafi bölgelerinde yoğunlaştığı halde, yaklaşık 50 farklı ülkede çıkarılmakta olan kömür ise çok yaygın bir dağılım göstermektedir. Kömürün dünyadaki toplam rezervi 826 milyar tondur.
Yurdumuzda 1,32 milyar ton taşkömürü rezervi bulunmaktadır. Türkiye Taşkömürü Kurumu'nun 2013 yılı taşkömürü üretimi 1,366 milyon ton olarak gerçekleşmiştir. Üretim talebi karşılayamadığı için sorun 29,2 milyon ton taşkömürü ithalatı ile çözülmüştür. Buna karşın ülkemiz zengin linyit yataklarına sahiptir. Linyitlerimiz ev-endüstri ısıtması için ve termik santrallerde doğrudan yakılmaktadır. Ayrıca Kütahya Azot Sanayii tesislerinde gazlaştırılmaktadır. Günümüzde dünyadaki eğilim ise genellikle kömürlerin gazlaştırılması ve sıvılaştırılması ile elde edilen gerek sıvı yakıtların gerekse kimyasal ham maddelerin doğal gaz ve petrolden elde edilen ürünler yerine kullanılması yönündedir .
Yapılan bir araştırmaya göre; petrol, doğal gaz gibi fosil enerji kaynaklarının gün geçtikçe tükenmekte olması bunların yerini alabilecek alternatif kaynakların araştırılması yönündeki çalışmaları hızlandırmıştır. Sentetik sıvı yakıtlara ve organik kimyasal maddelere kaynak oluşturan petrol türevi hammaddelere gereksinim giderek artmaktadır. Bu gereksinimleri karşılayacak alternatif enerji kaynaklarından olan linyit ve bitümlü şistler, ülkemizde en büyük katı fosil yakıt rezervlerimizi oluşturmaktadır[2].

2. Türkiye'de Kömür Rezervi

Türkiye'de kömür olarak taşkömürü, linyit ve asfaltit üretilerek tüketilmektedir. Bu kaynaklardan taşkömürü, toplam 1,3 milyar ton rezervi ile Batı Karadeniz Bölgesinde (Zonguldak Havzası) yoğunlaşırken; toplam 9,3 milyar ton linyit rezervi ise, ülkemizin hemen hemen tüm coğrafi bölgelerine yayılmıştır. Asfaltit ise yaklaşık 80 milyon ton gibi sınırlı bir rezerv miktarı ile Güney Doğu Anadolu Bölgesinde bulunmaktadır [4]. Türkiye'de kömür rezervleri ve potansiyel kullanım alanları Şekil 1 'de verilmiştir.



Şekil 1. Türkiye'de Kömür Rezervleri ve Potansiyel Kullanım Alanları (www.mta.gov.tr)

Ülkemizde, doğal gaz ve petrol rezervleri oldukça sınırlı olmasına karşın, 515 milyon tonu görünür olmak üzere, yaklaşık 1,3 milyar ton taşkömürü ve 10,8 milyar tonu görünür rezerv niteliğinde toplam 11,8 milyar ton linyit rezervi bulunmaktadır. Bu miktar dünya kanıtlanmış işletilebilir kömür rezervlerinin %1,5'ini oluşturmaktadır. Linyit rezervlerimiz ise dünya linyit rezervinin %6'sı büyüklüğündedir [3].

3. Piroliz

Piroliz işlemi havasız ortamda gerçekleşen ısıl bozundurma işlemidir. Bu işlemde karbonizasyondan farklı olarak daha yüksek verimle sıvı ürün ve gaz ürün elde edilebilir. Karbonizasyon, kok veriminin daha yüksek olacak şekilde tasarlandığı bir yöntemdir[5].

Katı ürün karbonca zengindir, kükürt yüzdesi azalırken azot yüzdesinin arttığı belirtilmektedir. Sıvı ürün ise oldukça çeşitli hidrokarbonları içerir. Kömürleşme derecesi yüksek olan kömürlerin pirolizinden elde edilen sıvı ürün verimi de yüksek olmaktadır. Bununla birlikte karbon oksitler, su ve hidrokarbonlar ise azalmaktadır [6].

Pirolizde kömür havasız ortamda yüksek sıcaklıkta ısıtılır ve gaz, katran ve çar (katı ürün) meydana gelir. Gaz, yakıt olarak kullanılır. Katran hidrojenasyonla düşük kükürtlü sentetik yakıta dönüştürülebilir. Çar, buhar ya da buhar-hava karışımı kullanılarak sentez gazı ($CO + H_2$) elde etmek üzere gazlaştırılabilir. Sentez gazı, H_2S gibi kirleticileri uzaklaştırmak amacıyla ön işleme tabi tutulur ve ardından metanol ya da amonyak elde etmek için kullanılır. Toplam dönüşüm ve ürün kalitesi ısıtma hızı, sıcaklık ve piroliz atmosferindeki hidrojen içeriğine bağlıdır [7].

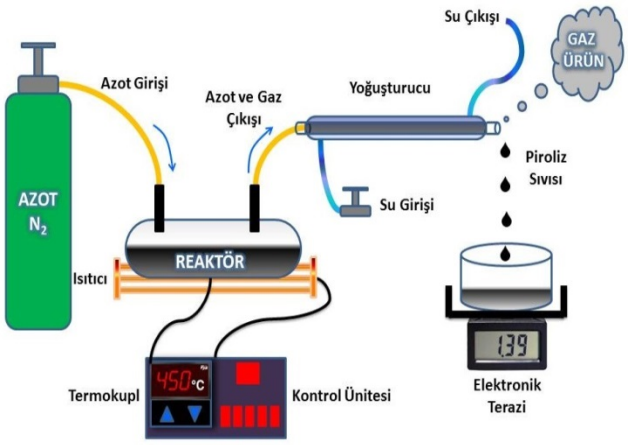
Pirolizi mümkün olan hammaddeler tek başlarına piroliz edilebileceği gibi başka maddeler ile karıştırılarak birlikte de piroliz edilebilirler. Katı, sıvı, gaz ürünler elde etmek amacıyla iki farklı materyalin inert ortamda ısıtılarak bozundurulmasına "birlikte piroliz" denir. Birlikte pirolizin amacı, farklı materyallerin birlikte kullanımıdır. Böylece hem hammadde açısından alternatifler oluşturulurken hem de farklı materyallerin birlikte pirolizi esnasında "sinerjik etki" gerçekleşmesi umulur. Bu kapsamda biyokütle, kömür, bitümlü şist, endüstriyel ve zirai atıklar, plastik atıkları gibi atıklar farklı karışım oranları ve kombinasyonlarda karıştırılarak "birlikte piroliz" işlemine tabi tutulabilirler [2].

4.Yakıt Üretimi Ve Analizi

4.1.Yakıt Üretimi

Yakıt üretimi, Batman Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü, Otomotiv Anabilim Dalı Motor Test Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiştir. Piroliz prosesi ile yakıt üretim düzeneğinin şematik

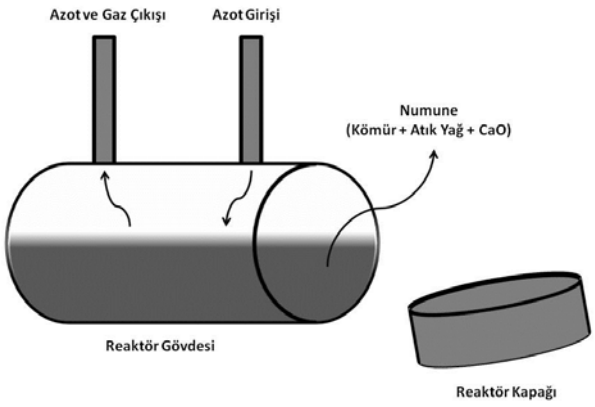
gösterimi Şekil 2.'de verilmiştir.



Şekil 2. Piroliz Deney Düzeneğinin Şematik Gösterimi

Yakıt üretimi için öncelikli olarak reaktör ve deney düzeneği hazırlanıp azot gibi temel eksiklikler giderildi. Bu aşamada krom-nikel alaşımlı malzemeden yüksek sıcaklıklara dayanıklı, açılabilir kapaklı ve sızdırmaz bir reaktör torna atölyesinde yaptırıldı. Bununla birlikte reaktörün giriş ve çıkışları bakır boruların takılıp çıkarılmasına uygun hale getirildi. Ayrıca reaktörün sızdırmazlığını sağlamak için sızdırmazlık malzemesi (klingrit conta) kullanılarak kapak ve gövde arasına uygun bağlantı yapılmıştır.

Reaktör, içerisine atık pamuk yağı ve kömür tozunun kalsiyum oksit (CaO) eklenerek yapılacak olan karışımların ısıtılacağı düzenektir. Reaktörün şematik gösterimi Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 3. Deneylerde Kullanılan Reaktörün Şematik Gösterimi

Deney düzeneğinin sıcaklığını sürekli sabit tutmak için kullanılan termokupl (thermocouple) düzeneği de elektronik kontrol ünitesinin içerisine entegre edildi. Deneyde ihtiyaç duyulan elektronik hassas terazi, azot tüpü ve yoğuşturucu Batman Üniversitesi'nde bulunan laboratuvarlardan temin edildi.

Malzemelerden ilk olarak ihtiyaç duyulan kömür yeteri kadar temin edilmiş, ardından Batman'da bir tuğla fabrikasında ufak parçalar haline getirilmiştir. Ufaltılan kömür, küçük parçacıkların tamamen ayrışması için süzgeçten geçirilerek tamamen toz haline getirilmiştir.

Batman'da özellikle tatlı imalatı yapan işyerlerinde bulunan atık pamuk yağı yeterli miktarda temin edilmiş ve iyice süzülerek içerisindeki pislik, parçacık gibi yabancı maddelerden arındırılmıştır.

Yakıt üretimi için ihtiyaç duyulan kalsiyum oksit (CaO) toz haline getirildi ve kullanıma hazır hale geldi.

Numuneleri hazırlamak için ihtiyaç duyulan tüm ürünler karışıma hazır hale getirildikten sonra %70 atık pamuk yağı, %25 kömür ve %5 oranında kalsiyum oksit (CaO) karıştırılarak numuneler oluşturuldu.

Deney düzeneği kuruldu ve reaktörün içerisine hazırlanan karışımdan konuldu. Gaz çıkışını engellememesi amacıyla reaktör tamamen doldurulmadı.

Azot tüpü de açılarak reaktörün içerisindeki karışım 400^0C' ye kadar ısıtılarak ve bu sıcaklıkta termokupl yardımıyla sıcaklığı bu noktada sabit tutarak düşük ısıtma hızıyla piroliz işlemleri gerçekleştirildi.

Termokupl ile yapılan ölçümlerin doğruluk derecesi, aynı zamanda farklı termometre ile yapılan ölçümlerde doğrulanmıştır. Termokupl ile yapılan ölçümde 343^0C elde edilmiş ve aynı anda farklı bir termometre ile yapılan ölçümde aynı sıcaklık değerinin ölçüldüğü tespit edilmiştir.

İlk deneyde karışımdan 200 gram alınarak reaktöre kondu ve çıkan piroliz sıvısının toplam ağırlığı 86 gram olarak ölçüldü. Ardından reaktör soğutulma - temizlenme işlemine tabii tutuldu ve aynı miktar karışım reaktörün içerisine konarak işlem tekrar 400^0C' de tekrar edildi. Bu piroliz işleminin sonucunda elde edilen sıvının ağırlığı ise 58 gram olarak ölçüldü. Üçüncü piroliz deneyinde ise 32 gram olarak ölçüldü. Yapılan deneylerden çıkan piroliz sıvısı miktarları Tablo 1.'de verilmiştir.

Deney düzenekleri mazot ve toluen ile yıkanmaya ve temizlenmeye çalışılsa da önceki deneylerden bir miktar kalıntının, özellikle giriş ve çıkışlarda tıkanıklığa sebep olduğu belirlenmiştir. Deney sonuçlarında elde edilen piroliz sıvısının miktarının zamanla düşmesi de buna örnektir.

Tablo 1. Yapılan Deneylerden Çıkan Piroliz Sıvısı Miktarları

Karışım Oranı	Deney No	Çıkan Piroliz Sıvısı
%70 Atık pamuk	1	86 gram

+ %25 Kömür	2	58 gram
+ %5 CaO	3	32 gram

4.2.Yakıt Analizi

4.2.1.Elementel Analiz

Elde edilen piroliz sıvısının ve yapılan karışımların içerisindeki Hidrojen (H), Karbon (C), Azot (N) ve Sülfür (S) içeriğini analiz edebilmek için Batman Üniversitesi Petro-Kimya Laboratuvarı'nda bulunan elementel analiz cihazıyla numunelerin elementel analizleri yapılmıştır.

CHNS-932 marka elementel analiz cihazı ile homojen ve az miktarda (~2mg) örnek kullanılarak karbon, hidrojen, azot ve kükürt elementleri eş zamanlı analiz edilir. Cihazın çalışma prensibi üç ayrı adımda tanımlanabilir;

İlk aşamada numune kalay (Sn) bir kapsüle konulur ve daha sonra yakılarak yükseltgenir. Sonuçta oluşan gaz karışımı, taşıyıcı inert bir gaz ile (He) bir kromatografi kolonuna gönderilir. Burada Oksijen (O_2) gazı ile yakılarak oluşan ve ayrılan karışım gazları bir termokondüktif dedektöre (TCD) yönlendirilerek ayrılan her bir gazın miktarı ile orantılı bir elektrik sinyali elde edilir. Bu elektrik sinyali daha sonra spektrumda elde edilen eğri alanlarıyla orantılı olarak örneğin elementel bileşim yüzdesini verir.

Elementel analiz cihazına numuneler;

- % 100 piroliz sıvısı
- % 7,5 piroliz sıvısı %92,5 eurodiesel
- % 5 piroliz sıvısı %95 eurodiesel
- % 2,5 piroliz sıvısı %97,5 eurodiesel
- % 100 eurodiesel

olarak konuldu ve analizler yapıldı. Numunelerdeki azot (N), karbon (C), hidrojen (H) ve sülfür (S) yüzdeleri ölçüldü. Analiz sonucu kaydedilen değerler Tablo 2'de gösterilmiştir.

Tablo 2. Batman Üniversitesi Petro-Kimya Laboratuvarı'nda Yapılan Elementel Analiz Sonuçları

No	Numune Adı – Karışım Oranı	Azot	Karbon	Hidrojen	Sülfür
1	%100 Piroliz Sıvısı	0,13	73,92	11,12	Ölçüm Aralığında Değil
2	%7,5 Piroliz Sıvısı % 92,5 Eurodiesel	0,30	83,97	13,18	
3	%5 Piroliz Sıvısı % 95 Eurodiesel	0,28	84,91	13,38	
4	%2,5 Piroliz Sıvısı % 97,5 Eurodiesel	0,23	85,18	13,46	
5	%100 Eurodiesel	0,17	85,31	13,52	

Kömür yapısında oldukça düşük bir kütle yüzdesine sahip azotun miktarı az olduğundan, bunun analizi de oldukça zor olmaktadır. Ancak kömür ekstraktlarının analizine bakıldığında, kömürleşme derecesinin artmasıyla azot miktarının da azaldığı görülmektedir. Buna sebep olarak da amino formundaki azotun ($-NH_2$) halkalı yapılarda heterosiklik hale dönüşmesi gösterilmektedir [2].

Azot (N) yüzdesine bakılacak olursa; %100 piroliz sıvısının azot içeriği %0,13 iken %7,5 piroliz sıvısı %92,5 eurodiesel karışımının azot içeriği %0,3 olmuştur. %5 piroliz sıvısı %95 eurodiesel karışımının azot içeriği %0,28 iken, %2,5 piroliz sıvısı %97,5 eurodiesel karışımının azot içeriği %0,23 olarak kaydedilmiştir. Azot içeriğinin kömürün pirolizinden elde edilen piroliz sıvısında düşük çıkması daha önceki araştırmaları destekler niteliktedir. Piroliz sıvısının oranının düşmesi de azot yüzdesini düşüren bir etki yaratmıştır.

Önceki araştırmalara bakacak olursak [7] yapmış olduğu çalışmada kömürün karbon içeriğinin %62 ile %76 arasında değiştiğini belirtmiştir. %100 piroliz sıvısının karbon yüzdesi %73,92 olarak analiz edilmiştir. Bu da önceki araştırmaları destekler nitelikte bir sonuç olmuştur.

Karbon (C) yüzdesindeki değerler ise %7,5 piroliz sıvısı %92,5 eurodiesel karışımının karbon içeriği %83,97 iken %5 piroliz sıvısı %95 eurodiesel karışımının karbon içeriği %84,91 olarak ölçülmüştür. %2,5 piroliz sıvısı %97,5 eurodiesel karışımının karbon içeriği ise %85,18 olmuştur. Karışıma piroliz sıvısı eklemek, karbon (C) yüzdesini düşürmüştür.

Kömürün oksijen yüzdesinin ve neminin fazla olması, sıvılaştırma reaksiyonları için bir dezavantajdır. Kullanılan hidrojenin büyük bir kısmı kömürdeki oksijen ile tepkimeye girerek su verir ve böylece hidrojen harcanmış olur[7]. Bu da pirolize tabii tutulmuş kömürün hidrojen içeriğinin düşük olmasını açıklar.

Yapılan elementel analiz sonuçlarına göre %2,5 piroliz sıvısı %97,5 eurodiesel karışımının hidrojen içeriği %13,46 iken %5 piroliz sıvısı %95 eurodiesel karışımının hidrojen içeriği %13,38 ve %7,5 piroliz sıvısı %92,5 eurodiesel karışımının hidrojen içeriği %13,18 olarak kaydedilmiştir. %100 piroliz sıvısının hidrojen içeriği ise

%11,12 olarak ölçülmüştür. Eurodiesel yakıtına piroliz sıvısı eklenmesi karbon (C) yüzdesinde olduğu gibi hidrojen (H) yüzdesini de düşürmüştür. Sülfür (S) içerikleri ise ölçüm aralığında olmamıştır.

4.2.2.Yoğunluk, Parlama Noktası, Akma Noktası ve Viskozite Analizleri

Elde edilen piroliz sıvısının ve yapılan karışımların dizel motorlarında kullanılabilirliğinin tayini için bazı analizlerin yapılması gereklidir. Bu analizler yoğunluk, parlama noktası, akma noktası ve viskozite değerlerini tayin ederek numunenin deneyler için uygunluğunu kontrol etmeye yarar.

TPAO Batman Bölge Müdürlüğü Üretim Müdürlüğü Rezervuar Laboratuvarı'nda 13.02.2014 tarihinde numunelerin analizleri yapılmıştır. Bu analizlerin sonuçları Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Yoğunluk, Parlama Noktası, Akma Noktası Ve Viskozite Analizi Sonuçları

No	Numune Adı Karışım Oranı	Yoğunluk (g/cm^3)	Parlama Noktası (^0C)	Akma Noktası (^0C)	Dinamik Viskozite (mPa.s)	Kinematik Viskozite (mm^2/s)
1	%7,5 Piroliz Sıvısı % 92,5 Eurodiesel	0,8350	82	<-40	4,6654	5,5871
2	%5 Piroliz Sıvısı % 95 Eurodiesel	0,8331	80	<-40	4,4250	5,3112
3	%2,5 Piroliz Sıvısı % 97,5 Eurodiesel	0,8312	78	<-40	4,1385	4,9791
4	%100 Eurodiesel	0,8292	77	<-40	4,0213	4,7893

4.2.2.1.Yoğunluk

Yoğunluk değerlerine göre; %7,5 piroliz sıvısı %92,5 eurodiesel karışımının yoğunluğu 0,8350 g/cm^3 iken %5 piroliz sıvısı %95 eurodiesel karışımının yoğunluğu 0,8331 g/cm^3 olmuştur. %2,5 piroliz sıvısı %97,5 eurodiesel karışımının yoğunluğu 0,8312 g/cm^3 iken %100 eurodiesel yakıtının yoğunluğu 0,8292 g/cm^3 olmuştur. Piroliz sıvısının yoğunluğu içerisindeki kömürden dolayı yüksektir ve bu yükseklik; piroliz sıvısının oranının artmasıyla karışımın yoğunluğunu da yükseltmiştir.

4.2.2.2.Parlama Noktası

Pirolize tabii tutulan hammaddelerden elde edilen piroliz sıvılarının parlama noktaları yüksektir. Çoğu biyodizel ve saf bitki yağları yüksek parlama noktası sıcaklığına sahiptir [8]

Parlama noktası tayini; ham petrol ya da petrol mahsullerinin Cleveland açık kap metodu ile parlama noktasının belirlenmesi işlemidir. Numune kabına belirlenen işarete kadar ham petrol numunesi konulur. Numune sıcaklığı sabit bir ısı verilerek düşük hızda yükseltilir. Belirlenen aralıklarda numunenin alevlenme noktası tahmini 120°C altında ise net 1°C´de bir, 120°C üzerinde ise 2°C de bir küçük bir alev, kabın üstünden geçirilir. Sıvının en düşük sıcaklıkta yüzeye buhar vermesi ve geçirilen alev ile tutuştuğu sıcaklığa parlama noktası denir.

Parlama Noktası Tayin Cihazı (TAB - 400) ile elde edilen parlama noktası değerlerine göre; %7,5 piroliz sıvısı %92,5 eurodiesel karışımının parlama noktası 82^0C iken %5 piroliz sıvısı %95 eurodiesel karışımının parlama noktası 80^0C olarak ölçülmüştür. %2,5 piroliz sıvısı %97,5 eurodiesel karışımının parlama noktası 78^0C iken %100 eurodiesel yakıtının parlama noktası 77^0C olarak kaydedilmiştir. Piroliz sıvısı eklenmesi parlama noktasını yükseltmiştir.

4.2.2.3.Akma Noktası

Numunelerin akma noktası tayini Akma Noktası Tayin Cihazı (WISD WiseCircu WCR P-30) ile yapılmış ve tüm numunelerin akma noktası değerleri 40^0C' den küçük çıkmıştır.

4.2.2.4.Dinamik Viskozite

Bitkisel yağların dizel motorlarında yakıt olarak kullanımıyla ilgili en önemli sorun yağın viskozitesinin yüksek olması; bunun yanında tutuşma sıcaklığının da yüksek olmasıdır [9]. Piroliz sıvısının oranının artmasıyla dinamik viskozitenin artması da önceki araştırmaları destekler niteliktedir. Viskozite tayini, Viskozite Tayin Cihazı (ANTON PAAR SVM 3000) ile yapılmıştır.

%7,5 piroliz sıvısı %92,5 eurodiesel yakıtı karışımının dinamik viskozitesi 4,6654 mPa.s iken %5 piroliz sıvısı %95 eurodiesel yakıtı karışımının dinamik viskozitesi 4,4250 mPa.s okunmuştur. %2,5 piroliz sıvısı %97,5 eurodiesel yakıtı karışımının dinamik viskozitesi 4,1385 mPa.s iken %100 eurodiesel yakıtının dinamik viskozitesi 4,0213 mPa.s olarak okunmuştur.

4.2.2.5.Kinematik Viskozite

Viskozimetre tayin cihazı; yağ ve yakıtların dinamik viskozitesini ve yoğunluğunu ASTM D7042'ye göre ölçer. Elde edilen bu sonuçları kullanarak, SVM3000 kinematik viskoziteyi otomatik olarak hesaplar

ve ISO 3104 veya ASTM D445'e denk ölçüm sonuçları verir. Kinematik viskozite değerlerinde ise dinamik viskoziteye benzer değişimler görülmüştür, piroliz sıvısının oranının düşmesi kinematik viskoziteyi düşürmüştür.

4.2.4.Isıl Değer Tayini

TPAO Batman Bölge Müdürlüğü Üretim Müdürlüğü Rezervuar Laboratuvarı'nda 16.06.2014 tarihinde numunelerin ısıl değer tayini yapılmıştır. Isıl Değer Tayin Cihazı olarak IKA Werke C200 kullanılmıştır. Alt ısıl değer ve üst ısıl değer analizi sonuçları Tablo 4'te gösterilmiştir.

Tablo 4. Alt Isıl Değer ve Üst Isıl Değer Analizi Sonuçları

No	Numune Adı – Karışım Oranı	Alt Isıl Değer (kcal/kg)	Üst Isıl Değer (kcal/kg)
1	%100 Piroliz Sıvısı	7305	7680
2	%7,5 Piroliz Sıvısı % 92,5 Eurodiesel	9980	10530
3	%5 Piroliz Sıvısı % 95 Eurodiesel	10055	10640
4	%2,5 Piroliz Sıvısı % 97,5 Eurodiesel	10120	10720
5	%100 Eurodiesel	10200	10800

4.2.3.Anilin Noktası Tayini

Elde edilen piroliz sıvısının ve yapılan karışımların setan sayılarını tayin edebilmek için bu numunelerin dizel indeksinin bilinmesi gerekir. Dizel indeksi değerleri için de anilin noktasını bilmek gerekir. Numunelerin anilin noktası tayinlerini yapabilmek için 1 lt Merck marka Anilin alındı ve Batman Üniversitesi Petrokimya Laboratuvarı'nda anilin noktası bulundu.

Anilin noktası, numunenin anilin ile berrak bir karışım oluşturduğu sıcaklığı tespit ederek, parafinik, naftanik ve aromatik yapılarını belirleyen test metodudur. Anilin noktası tayini; belirli hacimdeki numuneyi aynı hacimde anilin ile karıştırıp ısıttıktan sonra çözünmesi sıcaklığını belirlemektir.

Batman Üniversitesi Petrokimya Laboratuvarı'nda numunelerin anilin noktası tayinleri yapıldı.

Anilin noktası tayininden sonra API Gravite değeri bilinmelidir. API Gravite değerleri, aşağıdaki formülde (6.1) numunelerin yoğunluk değerleri yazılıp bulunur.

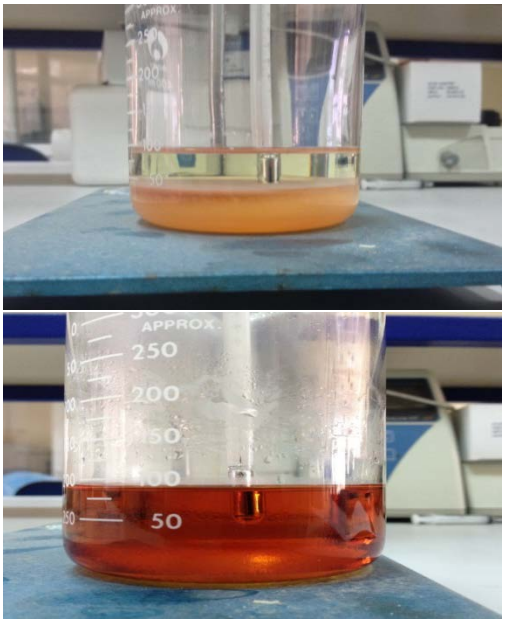
$$\text{API Gravite } (60°\text{F}) = \frac{141,5}{\text{Yoğunluk } (60°\text{F})} - 131,5 \qquad (6.1)$$

Bulunan API Gravite değerleri de aşağıdaki formülde (6.2) yerlerine yazılır. Yukarıda bulunan anilin noktası değerleri de yazılarak numunelerin dizel indeksi değerlerine ulaşılır.

$$\text{Dizel İndeksi} = \frac{\text{API Gravite } (60°\text{F}) \times \text{Anilin Noktası } (°\text{F})}{100} \qquad (6.2)$$

Bulunan dizel indeksi, setan sayısı ve anilin noktası değerleri Tablo 5'te gösterilmiştir.

Dizel yakıtların tutuşma özelliğini belirleyen setan sayısı, uzun düz zincirli doymuş hidrokarbonlarda yüksektir. Orta veya uzun zincirli doymuş hidrokarbonların setan sayıları yüksektir. Yüksek setan sayısı tutuşma gecikmesi süresini azaltır.



Şekil 4. Anilin Noktası Tayini

%100 eurodiesel yakıtının setan sayısı 51,06 iken %97,5 eurodiesel %2,5 piroliz sıvısı karışımının setan sayısı 51,47 olarak bulunmuştur. %95 eurodiesel %5 piroliz sıvısı karışımının setan sayısı 52,32 olarak kaydedilmiştir. %92,5 eurodiesel %2,5 piroliz sıvısı karışımının setan sayısı ise 53,62 olarak bulunmuştur. Piroliz sıvısının karışımdaki oranının artması; setan sayısını arttıran bir etki yapmıştır.

Tablo 5. Numunelerin Dizel İndeksi, Setan Sayısı ve Anilin Noktası Değerleri

No	Karışım Oranı	Dizel İndeksi	Setan Sayısı	Anilin Noktası
1	%100 Eurodiesel	51,76	51,06	56 °C (132,8 °F)
2	%2,5 Piroliz Sıvısı % 97,5 Eurodiesel	52,46	51,47	57 °C (134,6 °F)
3	% 5 Piroliz Sıvısı % 95 Eurodiesel	53,87	52,32	59 °C (138,2 °F)
4	%7,5 Piroliz Sıvısı % 92,5 Eurodiesel	56,68	53,62	63 °C (145,4 °F)

5. Sonuç ve öneriler

Fosil yakıtların tükenme tehlikesiyle karşı karşıya kalmasından dolayı alternatif sıvı yakıt elde etme yöntemleri geliştirilmiş ve araştırılmıştır. Yapılan bu araştırmalar sonucunda piroliz yöntemi kullanılmıştır ve yeterli sonuçlar alınmıştır.

Atık pamuk yağından ve kömürden birlikte piroliz yöntemi ile piroliz sıvısı elde edilmiş ve bu sıvı %2,5 , %5 ve %7,5 oranlarında eurodiesel yakıtı ile karıştırılarak numuneler oluşturulmuştur.

Karışımların elementel analizi yapılmış ve karışımların içerisindeki azot, karbon, hidrojen yüzdelerinin de; eurodiesel yakıtının element içerikleriyle birbirine yakın olduğu görülmüştür. Piroliz sıvısının karbon (C) içeriği eurodiesel yakıtına göre %13,35 düşük, azot (N) içeriği de %23,53 düşük çıkmıştır. Ayrıca hidrojen (H) miktarı eurodiesel yakıtından %17,75 düşük çıkmıştır. Anilin noktası tayininden sonra hesaplanan setan sayısı değerleri de eurodiesel yakıtının setan sayısıyla çok yakın olması da motorda kullanılmasının uygunluğunu desteklemektedir. %7,5 piroliz sıvısı %92,5 eurodiesel yakıtı karışımının setan sayısı %100 eurodiesel yakıtından %5 fazla çıkmıştır.

Piroliz sıvısı – eurodiesel yakıtı karışımlarının yoğunluk, parlama noktası, akma noktası, viskozite ve ısıl değer analizleri yapılmış, yapılan analizler sonucunda; piroliz sıvısı eklendikçe yoğunluğun, parlama noktasının ve viskozitenin arttığı ısıl değerlerin ise azaldığı tespit edilmiştir.

Kaynaklar

[1] Shafiee, S., Topal, E., An Econometrics View of Worldwide Fossil Fuel Consumption and The Role of US, *Journal of Energy Policy*, 36(2008), 775-786.

[2] Hayta, U., 2010. "Linyit Bitümlü Şist Karışımlarının Pirolizi", *Yüksek Lisans Tezi*, Ankara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

[3] TTK (Türkiye Taşkömürü Kurumu). 2012. Taşkömürü Sektör Raporu 2011. Mart 2012.

[4] Dandik, L. 1996. Kullanılmış yağların pirolizi ile organik kimyasallar ve yakıt üretimi, *Doktora Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[5] DEK (Dünya Enerji Konseyi) Türk Milli Komitesi , 2007, Kömür Çalışma Grubu Raporu, Aralık, 2007

[6] Uzun, D., 2002. "Linyit özellikleri, piroliz ve yakma koşullarının kükürtlü bileşiklerin davranışına etkisi," *Doktora tezi*, Marmara Üniversitesi, İstanbul.

[7] Tekeş, A.T., 2007, "Katı Yakıtların Şişme Özelliklerinin İncelenmesi ve Sıvılaştırılması", *Doktora Tezi*, Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,

[8] Hossain, A., Davies, P., Pyrolysis liquids and gases as alternative fuels in internal combustion engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 21(2013),165–189

[9] Demirbas, A. 2002. Analysis of liquid products from biomass via flash pyrolysis. *Energy Sources*, 24 (4); 337-345.

HAVA FAZLALIK KATSAYISININ DEĞİŞİMİNİN HCCI BİR MOTORDA PERFORMANS ve EGZOZ EMİSYONLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

E. USTA[1], U. DEMİR[2], H. YAŞAR

[1]İstanbul Tersanesi Komutanlığı
[2]Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Son yıllarda, yakıt ekonomisinin arttırılması, gürültü ve kirletici emisyon seviyelerinin azaltılması için içten yanmalı motorlar ile ilgili pek çok araştırma yapılmaktadır. Bu çalışmada, PRF yakıt ile çalışan bir HCCI motorda farklı emme havası basıncı ve sıcaklık değerlerinde motorun performansında ve egzoz emisyonunda (CO ve CO_2) meydana gelecek değişimler, SRM Suite yazılımı kullanılarak silindir içerisindeki yanma modellenmiştir. Yanma simülasyonları yapılırken PRF yakıtın yanmasını simüle edebilmek için program içine gömülü olarak bulunan 138 bilesen ve 633 reaksiyon içeren kimyasal kinetik mekanizma kullanılmıştır. Analiz dört zamanı içermekte olup; emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz anındaki verileri sunmaktadır. Krank açısına göre elde edilen egzoz emisyonları, silindir basıncı, yakıt sarfiyatı ve ısı yayılımı sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda programın analiz yeterliliği sunulduktan sonra deney anında ölçülemeyen birtakım kimyasal reaksiyonlar ve yanma ürünleri de yapılan çalışmada elde edilmiştir. 3-boyutlu yazılımlar yanma odası içerisindeki yanmanın görsel olarak gözlenmesine imkan sağlasa da hem kısa çözüm süresi hem de limitsiz kimyasal kinetik mekanizma nedeniyle 0-boyutlu yazılımlar daha çok tercih edilmekte ve aynı zamanda deneysel verilerle kıyasla oldukça iyi sonuçlar verdiği görülmektedir.

Anahtar Kelimeler: SRM Suite, Yanma Analizleri, HCCI Motor, Egzoz Emisyonları, Motor Performansı

THE EFFECTS OF EXCESS AIR COEFFICIENT ON THE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS OF AN HCCI ENGINE FUELLED WITH PRIMARY REFERENCE FUEL

ABSTRACT

In recent years, many research have been performed related to the internal combustion engines in order to increase fuel economy and reduce noise and pollutant emission levels. In this study, for primary reference fuelled (PRF) HCCI engine, the changes to occur in an engine's performance and exhaust emission (CO and CO_2) at different intake air pressure and temperature values and combustion inside the cylinder will be modelled by using SRM Suite software. Chemical kinetic mechanism, which contains 138 components and 633 reactions that are embedded into the program, is used to simulate the combustion of the PRF fuel, during the combustion simulations. The analysis covers the four cycles, and provides data about induction, compression, combustion and exhaust. The exhaust emission that are obtained according to the crank angle, cylinder pressure, fuel consumption and heat release results were compared with experimental data. Meanwhile, after the adequacy of program's analysis has been presented, some chemical reactions and combustion products which could not be measured during the experiment have also been acquired. Even the 3-dimensional software provide us to see the combustion inside the combustion chamber, the 0-dimensional software are more preferred because of both the short solution time and the unlimited chemical kinetic mechanism and it is also observed that quite good results were obtained compared with the experimental data.

Keywords: SRM Suite, Combustion Analyses, HCCI Engine, Exhaust Emission, Engine Performance

1. GİRİŞ

Yüksek karbonlu yakıtlar için geliştirilen detaylı kimyasal kinetik mekanizmalar genelde fazla sayıda bileşene ve kimyasal reaksiyona sahip olmaktadırlar. Zamana bağlı olmayan, sabit yanma şartlarına sahip analizlerde sıfır boyutlu çözücüler ile yüksek karbonlu yakıtlar için detaylı kimyasal mekanizmalar kullanılarak çözüm yapmak günümüz bilgisayarı ile dakika mertebesine kadar indirgenmiştir [1]. Son yıllarda geliştirilen, sıfır boyutlu yanma analizi yapabilen yazılımlara, içten yanmalı motorları doğru ve efektif olarak simule edebilme kabiliyeti kazandırılmaya çalışılmaktadır. Bu yazılımlardan biri olan SRM Suite [2] asıl geliştirilme amacı olan içten yanmalı motorlarda yanma ve emisyon analizlerini, stokastik çözüm metodu kullanarak yapabilmektedir. Stokastik çözüm denklemleri sayesinde yapılan içten yanmalı motor analizlerine göreceli olarak boyut kazandırmak mümkün olabilmekte ve bu sayede sonuçların gerçeğe daha yakın olduğu varsayılmaktadır. Yazılımın güvenilirliğini ve kabiliyetini inceleyen birçok yayın literatürde bulunmaktadır. Farklı motor konseptleri ve yanma koşullarında SRM yazılımının kullanılabilirliğini tespit etmek için yapılan çalışmalardan bazıları; manifolddan yakıt püskürtmeli HCCI motor modellemesi [3, 4], alternatif yakıt karışımlarının motor yanmasına etkilerinin modellenmesi [5, 6], erken ve tek enjeksiyonlu HCCI motor modellemesi [7], çift püskürtmeli HCCI motor modellemesi[8], çoklu-çevrimli sürekli olmayan simülasyon ve kontrolü [9-11], is oluşumu [12] ve CFD programı olan KIVA programı [13] ile ortak çalışarak yanma analizleri gerçekleştirmişlerdir.

Bu çalışmada SRM Suite yazılımı kullanılarak bir HCCI motor için iki farklı emme havası giriş sıcaklığı ve basıncında, her biri için dört farklı hava fazlalık katsayısında analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara olan yakınlıkları incelenmiştir. Analiz sonuçları, deneysel olarak mevcut olan basınç ve ısı yayılımı değerleri ile karşılaştırılmıştır. Bunun yanında deneysel olarak elde edilen yüzdesel değer olarak CO ve CO_2 yanma sonu ürünleri de analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca deneysel olarak ölçülmeyen NO_x analiz sonuçlarından elde edilen değerlerin iki farklı emme havası giriş sıcaklığı ve basıncındaki farklı hava fazlalık katsayılarına bağlı olarak değişimi SRM Suite programından elde edilen analiz sonuçlarıyla değerlendirilmiştir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu çalışmalar sonucunda elde edilen sayısal sonuçlar yazarın EU Marie Curie Transfer of Knowledge Scheme (FP6) destek programı kapsamında İngiltere'de Shell Araştırma Merkezinde "Improved engine efficiency-impact of deposits on HCCI" adlı proje çalışmaları esnasında gerçekleştirmiş olduğu deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Çalışmada temel alınan model, SHELL İngiltere Araştırma Enstitüsünde yapılan bir HCCI motorun yanma performansını araştırmak için kullanılan deney düzeneğidir [14].

Deney düzeneğinde tek silindirli Ricardo Hydra araştırma motoru 4 supaplı Typon yanma odası silindir kafası ile birlikte kullanılmıştır. Motor özellikleri ve supap zamanlamaları Tablo 1.'de görülmektedir.

Tablo 1. Ricardo Hydra motor özellikleri

PARAMETRE	DEĞER	BİRİM
Silindir Çapı	86	mm
Piston Stroku	86	mm
Biyel Kolu Uzunluğu	143.5	mm
Sıkıştırma Oranı	14.04	
Supap Sayısı	4	
Emme Supabı Açılma	340	^{0}KMA
Emme Supabı Kapanma	612	^{0}KMA
Egzoz Supabı Açılma	120	^{0}KMA
Egzoz Supabı Kapanma	332	^{0}KMA

Deneysel çalışmada yakıt piston üst ölü noktadayken, emiş ağzına ve kapalı olan emme supabının arkasına enjekte edilmiştir. Bu zamanlama yakıtın tamamen buharlaşmasını ve hava ile tamamen karışıp yanmasını sağlamak için düzenlenmiştir. Emiş supabına elektrikli kompresörle basınç uygulanarak giriş havasını ısıtabilecek bir düzenek geliştirilmiştir. Taze havanın sıcaklığı manifoldun tepe yüzüne yerleştirilmiş ısıl çift (termo-couple) ile ölçülmüştür.

Deneysel kurulumda HCCI şartlarını yakalayabilmek için piston tepesini yükselterek sıkıştırma oranı 14.04 değerine getirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmada emme manifoldundan silindir içine giren havanın basıncı 80 ^{o}C emme havası giriş sıcaklığı için 2 bar, 250 ^{o}C emme havası giriş sıcaklığı için ise 1 bardır. Hava fazlalık katsayısı değerleri; 80 ^{o}C emme havası giriş sıcaklığı için 4.1, 4.5, 4.75 ve 5, emme havası giriş sıcaklığı 250 ^{o}C için ise 3, 3.75, 4 ve 4.25 olacak şekilde ön karışım odasında hava yakıt karışımı hazırlanmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan PRF yakıt %85 i-oktan ve %15 n-heptan (PRF-85) karışımından oluşmaktadır.

2.1. Sıfır Boyutlu Modelleme

Sıfır boyutlu yanma modelleri 'ısının açığa çıkması' ampirik modelini kullanır. Burada tek bağımsız değişken zamandır. Bu yanma modeli ikisi yanmış gaz içeren şu üç bölgenin kullanılmasıyla yapılır; Yanmamış karışım, yanmış karışım ve yanma odasının cidarındaki yanmış gaz - ısıl sınır tabaka veya soğutma tabakası.

Yanma olayı, Wiebe fonksiyonu ile modellenir:

$$X_\theta = 1 - \exp\{-a[\,(\theta - \theta_0)/\Delta\theta_b]^{m+1}\} \qquad (1)$$

Burada,

θ	: Krank mili açısı
X_θ	: θ krank mili açısında yanmış kütle miktarı
θ_0	: Yanmanın başladığı krank mili açısı
$\Delta\theta_b$	: Yanma süresi
a ve m	: Değişken Sabitler

Isı transferi Woschni tarafından geliştirilen korelasyon ile hesaplanmaktadır. Woschni ısı transfer katsayısı denklemi aşağıda verilmiştir.

$$h_g(t) = \alpha_{scaling}\, B^{-0.2} p(t)^{0.8} T(t)^{-0.55} v(t)^{0.8} \qquad (2)$$

Burada $\alpha_{scaling}$ bir ölçekleme faktörü, belirli bir motor geometrisini eşleştirecek katsayısının ayarı için kullanılır, B silindir çapını (metre cinsinden), *p(t)* ve *T(t)* ise sırasıyla slindir içi basıncı ve silindir içi gaz sıcaklığını göstermektedir.
Karakteristik hız *v(t)* ise aşağıdaki denklem ile tanımlanır;

$$v = c_1 \bar{s}_p + c_2 \frac{V_s T_r}{p_r V_r}\left(p - p_{mot}\right) \qquad (3)$$

Buradaki $\left(p_{mot}\right)$ ise motor içerisindeki basıncı temsil eder ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$p_{mot} = p_r \left(V_r / V\right)^k \qquad (4)$$

Hız ifadesindeki, c_1 ve c_2 belirli bir motor tipine bağlı olarak değiştirilmesi gerekebilen sabitler , ortalama piston hızı (m/s) 'dir , V_s strok hacmi (m^3) , V_r , T_r ve p_r sırasıyla hacim, sıcaklık ve basıncı (m^3 K , bar) giriş valfi kapatılması gibi herhangi bir referans koşullarında ölçülen , V anlık silindir hacmi (m^3) ve k özgül ısılar oranıdır.

Bu ısı transferi modeli için yakıtın yanmasını temsil edecek bir kimyasal kinetik mekanizma gerekmektedir. Bu kimyasal kinetik mekanizma seçimi yakıtın bileşenlerine göre deneysel prosedürde kullanılan yakıtın yanmasını bilgisayar ortamında simüle edebilmek için uygun bir mekanizma seçilmelidir. Deneysel prosedürde kullanılan yakıtın PRF yakıt olması nedeniyle 138 bilesen ve 633 reaksiyon içeren PRF yakıt için Andrea ve ark. [1] tarafından geliştirilmiş kimyasal kinetik mekanizma kullanılmıştır.

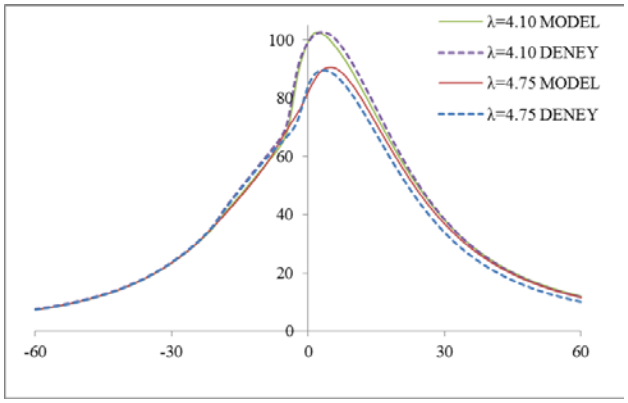
Bu model motor verimini hesaplamakta kullanıldığı gibi motor emisyonlarını hesaplamak için de kullanılır. Yanmış gazdaki karbon-oksijen-hidrojen konsantrasyonları denge termodinamiği kullanılarak hesaplanabilir [15].

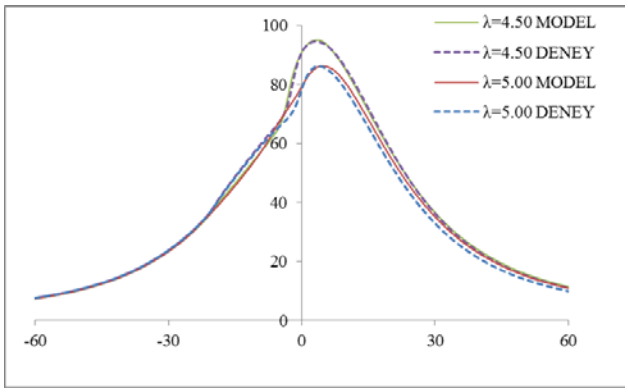
3. ANALİZ SONUÇLARI

Matematiksel modeller, daha güçlü bilgisayarların üretilmesiyle motor geliştirilmesinde tasarım ve optimizasyon aracı olarak artan biçimde kabul görmektedir. İçten yanmalı motorlardaki daha katı emisyon standartları, motor tasarımcılarını motordaki karmaşık yanma olgusunun anlaşılması için sayısal araçları kullanma zorunda bırakmıştır. Çok boyutlu bir kod kullanılarak elde edilen sonuçlar, çevrim sayısının bir ortalaması olarak düşünülebilir. Matematiksel bir modeli tasarım aracı olarak kabul etmeden önce deneylerle model sonuçlarının geçerliliğini kanıtlamak gerekmektedir [16].

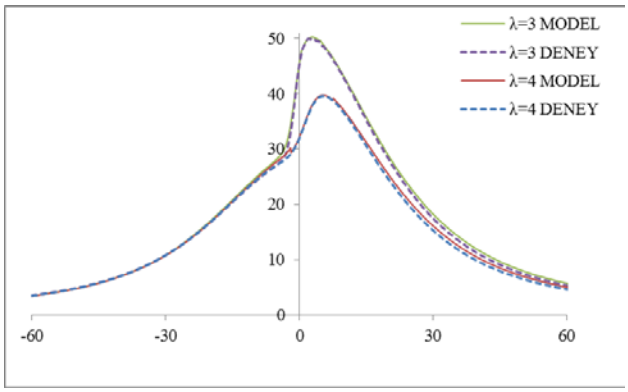
Bu çalışmada; homojen karışımlı sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorun, yanma analizi yapan program ile analizleri yapılarak programlardan elde edilen sonuçlar deney sonuçları ile kıyaslanmıştır. Analiz programı olarak 0 boyutlu program olan SRM Suite programı kullanılmıştır. Bu analiz sonuçlarından basınç, sıcaklık, emisyon (CO, CO_2, NO_x) ve ısı yayılım grafikleri deney verileriyle kıyaslanmıştır.

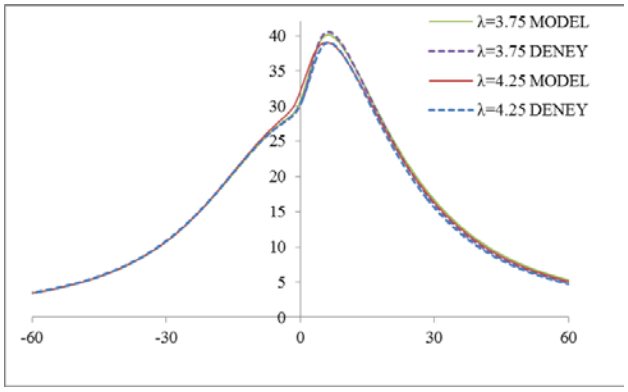
Ateşlemenin üst ölü noktaya 15 krank mili açısı kala gerçekleştiği modelde hava fazlalık katsayısının farklı olması durumundaki basınç değişimleri Şekil 1. ve 2.'deki grafiklerde görülmektedir. Basınç grafiklerine bakıldığında üst ölü noktanın sol kısmında iyi bir uyum görünmektedir. Yakıtın yanmaya başladığı anda uyum devam etmektedir. Farklı emme havası giriş sıcaklıkları için her dört basınç eğrisi deney verileriyle kıyaslandığında çok az miktarda yanma başlangıcında gecikme olduğu görülmekte ve daha sonrasında yine uyum içerisinde devam ettiği görülmektedir. Yakıt/hava karışımı fakirleştikçe silindir içerisindeki basıncın düştüğü gözlemlenmektedir. Emme hava giriş sıcaklığının artmasıyla hava fazlalık katsayısının silindir içerisindeki anlık basınç değişimini daha fazla etkilediği görülmektedir.





Şekil 1. Silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [P_{em}= 2 Bar, T_{em}= 80°C]





Şekil 2. Silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [P_{em}= 1 Bar, T_{em}= 250°C]

Analiz sonuçlarındaki maksimum basınçların deney sonuçlarıyla neredeyse aynı olduğu (%0,1-0,85 farkla) Tablo 2.'de görülmektedir. Max. basınç 80°C emme havası giriş sıcaklığı için farklı hava fazlalık katsayılarında 103-86 Bar aralığında, 250°C emme havası giriş sıcaklığı için ise 50-39 Bar aralığında 4-5 krank mili açısında gerçekleştiği görülmüştür. Emme hava giriş sıcaklığı arttığı halde basıncın düşmesi emme havası basınçlarının farklı olmasından kaynaklanmaktadır.

Tablo 2. Silindir içindeki max. basınç değerleri

HAVA FAZLALIK KATSAYISI	P_{max} *(bar)*	P_{max} *(bar)*	*% FARK*
	DENEY	*MODEL*	
4.10 [P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C]	102.90	102.66	0.24
4.50 [P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C]	94.80	95.17	0.39
4.75 [P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C]	89.52	89.16	0.40
5.00 [P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C]	86.39	86.48	0.10
3.00 [P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C]	50.19	49.92	0.55
3.75 [P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C]	40.56	40.22	0.85
4.00 [P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C]	39.09	39.06	0.08
4.25 [P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C]	39.59	39.32	0.69

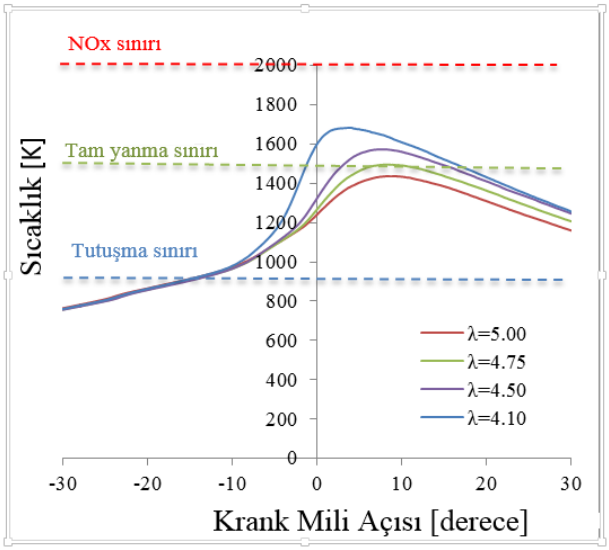
CFD analiz programlarının birçoğu günümüzde kullanılan standart yakıtlara uygun programlardır. Alternatif yakıt çalışmaları henüz yeni başladığı için deney sonuçları ile analiz sonuçları tam olarak birebir örtüşmemektedir.

İdeal HCCI motor çevriminde önceden karıştırılmış gaz halindeki yakıt ve hava, yüksek hava fazlalık katsayısı oranı ile yanma odasına girmektedir. Hava fazlalık katsayısının, yakıtın fakir alevlenebilirlik sınırından oldukça fazla olmasından dolayı alevin yayılması mümkün değildir. Homojen ancak fakir karışım piston hareketi sonucu meydana gelen sıkıştırma ile ateşlenir. Ateşleme tüm yanma odası boyunca aynı şekildedir.

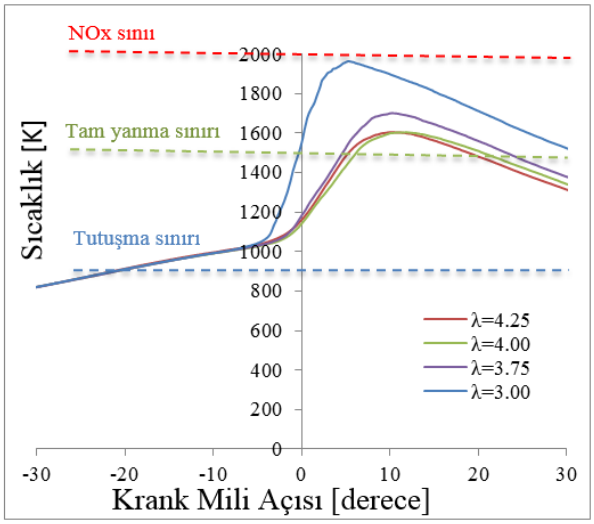
HCCI yanması hava yakıt oranının sınırlı bir aralığında, yalnızca fakir karışım olması durumunda mümkün olabilmektedir. HCCI yanmasında, yanma tepe sıcaklığı 1400-1600 K aralığındadır ve 1700-2200 K aralığında olan dizel yanması sıcaklığından daha azdır. Düşük silindir içi gaz sıcaklığı NO_x ve is oluşumunu engeller, fakat diğer taraftan, geleneksel dizel yanmasıyla kıyaslandığında, yüksek HC ve CO emisyonları ile sonuçlanan teklemeye (tutuşma hatası)

ve alev sönmesine sebep olan yavaş oksidasyon reaksiyonlarını ihtiva eder [17].

Şekil 3. ve 4. incelendiğinde maksimum sıcaklığın 4-10 krank mili açısı civarında olduğu gözlenmektedir. Yakıt hava karışımı zenginleştikçe sıcaklığın daha erken yükselmeye başladığı görülmüştür. Hava fazlalık katsayısı arttıkça maksimum sıcaklık ve basıncın düştüğü görülmektedir. Bunun yanı sıra anlık sıcaklık artışının da düştüğü gözlemlenmiştir.



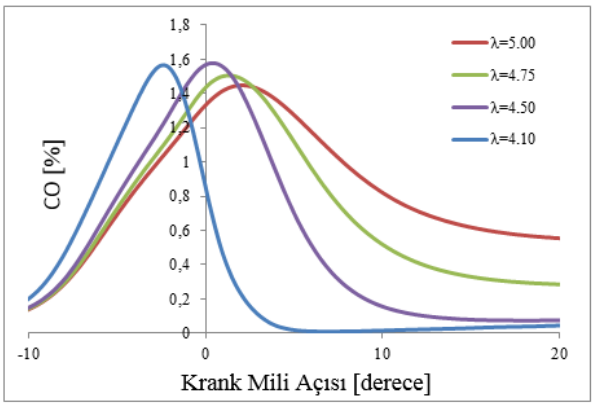
Şekil 3. Silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi [P_{em}= 2 Bar, T_{em}= 80°C]

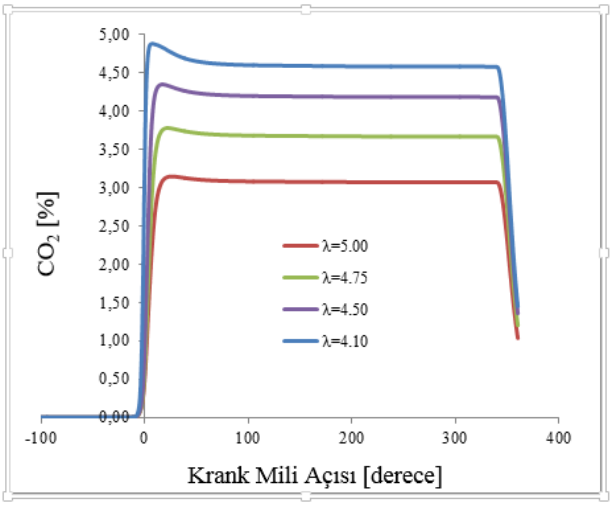


Şekil 4. Silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi [P_{em}= 1 Bar, T_{em}= 250°C]

CO ve HC emisyonları HCCI motorlarda ana problemlerdendir. HCCI motorların performansı modern gelişmiş dizel ve benzin motorlarının performansı ile karşılaştırıldığında, HCCI yanmasında özellikle düşük yüklerde HC ve CO emisyonlarında artış ile birlikte bazı dezavantajlar göstermektedir [Bressi ve ark, 2008]. Genelde CO emisyonlarının yaygın olarak yakıt/hava eşdeğerlilik oranı ve gaz sıcaklığına duyarlı olan CO'dan CO_2'ye dönüşüm reaksiyonları tarafından kontrol edildiği kabul edilmektedir. Bununla birlikte HC emisyonları yanma odası duvarlarında alev sönmesi, segman boşluklarında yağ tabakası üzerinde biriken ve tekrar yanma odasına salınan yakıttan kaynaklanmaktadır. Kısmi HCCI çalışma konumlarında da CO ve HC emisyonlarının HCCI ile aynı olması beklenir, çünkü oluşumları aynı temel sebeplere dayanır. HCCI motorlar ile karşılaştırıldığında direk enjeksiyon dizel motoru göreceli olarak daha düşük CO ve HC emisyonu yayarlar [18].

Şekil 5., 6. ve Tablo 3.'den görüldüğü üzere aynı deney ve model şartları kullanılmasına rağmen farklı reaksiyon mekanizmaları ile elde edilmiş olan CO emisyon değerlerinde farklılık oluşmuştur. Bu farklılığın nedeninin anlaşılması için CO oluşumu reaksiyonun doğrudan bağlantılı olduğu yanma sıcaklığı değişimi incelenmiştir.

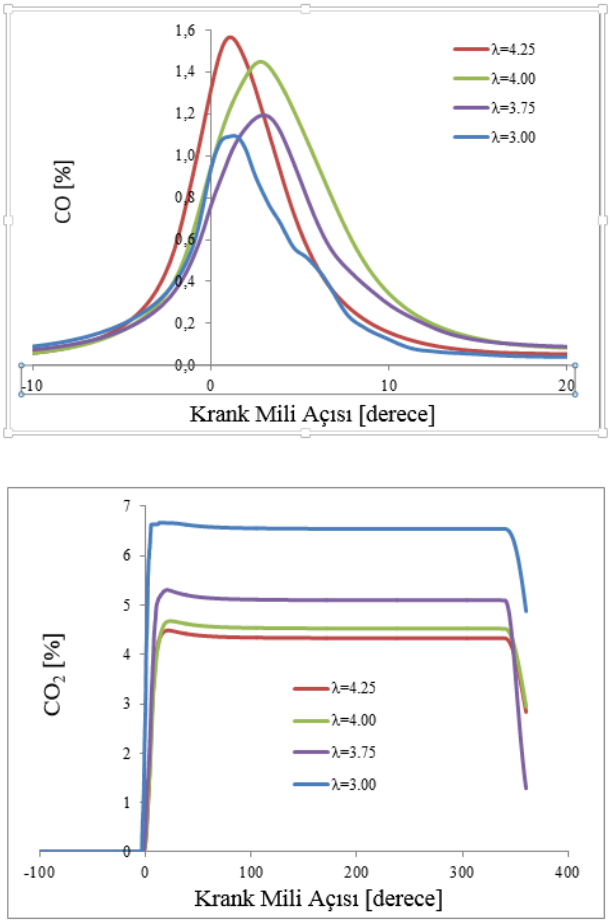




Şekil 5. Krank mili açısına göre karbonmonoksit ve karbondioksit oluşumu [P_{em}= 2 Bar, T_{em}= 80°C]

Sjöberg ve Dec, sıkıştırma oranı 18:1, 1200 1/dak.'da izo-oktan yakıtlı bir motor için CO emisyonları

açısından en yüksek sıcaklık değerinin minimum 1500 K olması gerektiğini ortaya koymuşlardır [19]. Tepe (maksimum) sıcaklığı 1500 K'in altında olan çalışmalarda CO oksidasyonu tamamlanmamaktadır. Bundan dolayı Şekil 4. ve 5.'de 1500 K değeri tam yanma sınırı olarak adlandırılmıştır. Ayrıca aynı çalışmalarda bu tepe noktasının yakıt tipinden ve kendi kendine tutuşma özelliklerinden bağımsız olduğunu tespit etmişlerdir. Bu durum CO oksidasyonu sürecinin son aşamalarının yakıtın moleküler yapısından bağımsız olarak gerçekleşmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 6. Krank mili açısına göre karbonmonoksit ve karbondioksit oluşumu [P_{em} = 1 Bar, T_{em} = 250°C]

Sıcaklık ve CO grafikleri tekrar incelendiğinde 1500 K altındaki koşullarda CO emisyonlarının yüksek olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık değerinin üzerindeki koşullarda CO emisyonları sert bir şekilde düşmektedir.

Sjöberg ve Dec, 2005'te benzer şekilde tek bölgeli modelle yaptıkları HCCI simülasyonunda Curran ve arkadaşlarınca geliştirilmiş olan PRF reaksiyon mekanizmasını kullanmıştır. Deney verileriyle karşılaştırıldığında CO emisyonlarının başlangıcının daha aşamalı olmasını sekman yarığı boşluğu ve ısıl sınır tabakadan kaynaklanan ısıl dağılıma bağlamışlardır [19-20].

Yanma başlangıcında CO yanma reaksiyonları içerisindeki tepkimelerden kaynaklı olarak en başta CO arttığı görülmektedir. Şekil 5. ve 6. incelendiğinde yaklaşık 5 krank mili açısında CO maksimuma ulaştığı görülmektedir ve bu noktadan sonra yanma reaksiyonları içinde CO'in, CO_2'e dönüştüğü ve CO miktarının giderek azaldığı görülmektedir.

CO emisyonunun değeri silindirdeki eksik yanmayı belirtir. Eksik yanma oldukça düşük sıcaklıklarda meydana gelmektedir. Özellikle CO'den CO_2'e dönüşüm reaksiyonları yanma sıcaklığına duyarlıdır.

Tablo 3.'de model ve deney verilerin farklı hava fazlalık katsayısı ve emme havası giriş sıcaklığı 120 krank mili açısında egzoz supabının açılmasından itibaren 360 krank mili açısına kadar ki yüzdesel olarak ortalama karbondioksit ve karbonmonoksit değerleri ve farkları gösterilmiştir. Karbonmonoksit emisyon değerleri incelendiğinde; emme havası giriş sıcaklığı 80°C için modelden elde edilen emisyon değerleri % 0.84-0.17 aralığında deney sonuçlarına yaklaşırken, emme havası giriş sıcaklığı 250°C'deki sonuçların nispeten daha iyi sonuçlar vererek deney sonuçlarına % 0.09-0.01 aralığında daha yakın olduğu görülmektedir. Karbondioksit emisyon değerleri incelendiğinde ise; emme havası giriş sıcaklığı 80°C için modelden elde edilen emisyon değerleri % 2.16-1.64 aralığında deney sonuçlarına yaklaşırken, emme havası giriş sıcaklığı 250°C'de deney sonuçlarına % 2.07-1.46 aralığında daha yakın olduğu görülmektedir.

Tablo 3. Karbonmonoksit ve karbondioksit emisyon değerleri

HAVA FAZLALIK KATSAYILARI	*CO (%)*	*CO (%)*	*CO2 (%)*	*CO2 (%)*
	DENEY	*MODEL*	*DENEY*	*MODEL*
4.10 [P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C]	0.26	0.094	2.87	4.51
4.50 [P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C]	0.76	0.106	2.06	4.09
4.75 [P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C]	1.12	0.278	1.46	3.62
5.00 [P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C]	1.29	0.508	1.10	3.03
3.00 [P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C]	0.07	0.032	4.40	6.47
3.75 [P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C]	0.17	0.076	3.23	5.04
4.00 [P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C]	0.22	0.205	2.87	4.48
4.25 [P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C]	0.20	0.164	2.83	4.29

Bu çalışmada Kriger ve Borman tarafından tanımlanan tek boyutlu model referans alınarak ısı açığa çıkış hızları hesap edilmiştir [21]. Yapılan modelde basınç dalgalanmaları, sıcaklık gradyanları, segmanlardaki

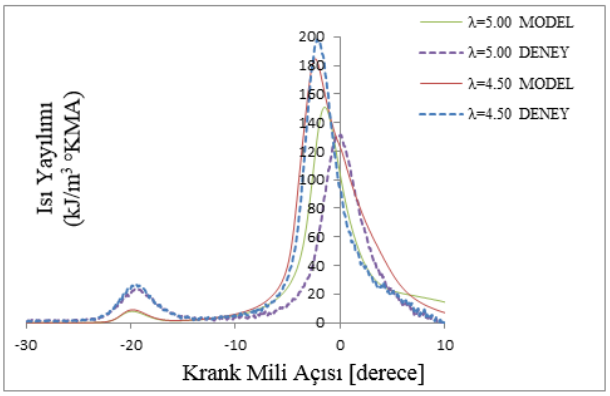
kaçaklar, yakıt buharı yüzdesi ve karışım oranları ihmal edilmektedir. Buna göre ısı yayılım denklemi aşağıda verilmiştir;

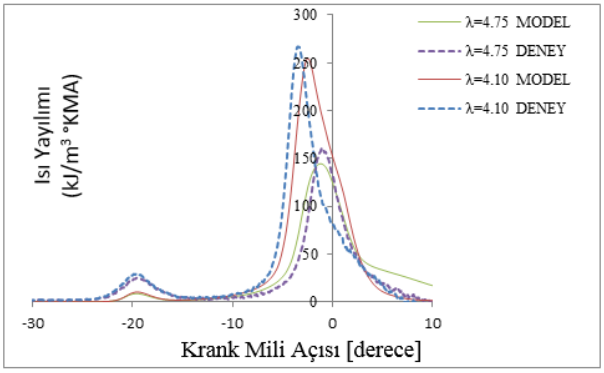
$$Q_\theta = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \qquad (5)$$

Burada Q_θ krank açısına bağlı olan ısı yayılımını (kJ/^{0}KMA), *P* silindir içi gaz basıncını (kPa), V toplam silindir hacmini (m^3) ve k ise özgül ısı oranını ifade etmektedir. Grafikler, ısı yayılımı birimi (kJ/m^3 – ^{0}KMA)'e dönüştürüldükten sonra oluşturulmuştur. İki farklı emme havası giriş sıcaklığı ve dörder farklı hava fazlalık katsayısı için model ve deney ısı yayılımı grafikleri Şekil 7 ve 8'de karşılaştırılmıştır.

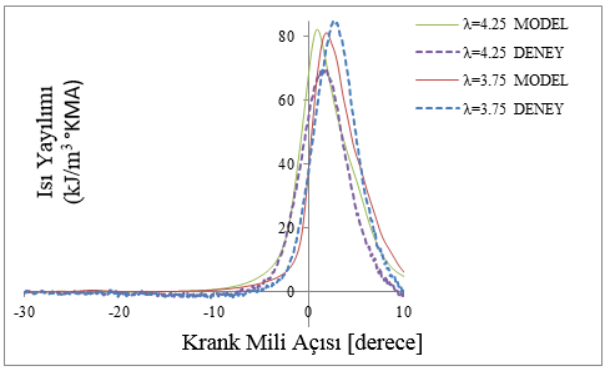
Şekil 7'de üst ölü noktaya 20 krank açısı kala düşük sıcaklık yanması (soğuk alev bölgesi) meydana gelmektedir. Daha sonra ön karışım yanma fazı meydana gelmekte ve yanmanın bu fazda tamamlandığı görülmektedir. Bu şekli ile tipik bir HCCI ısı dağılım eğrisi meydana gelmektedir. Düşük sıcaklık yanması 800 K civarında meydana gelirken ana yanma fazının 1000 K civarında başladığı bilinmektedir [22]. Düşük sıcaklık yanmasından hemen sonra Negatif Sıcaklık Bölgesi oluşmakta, bu bölgede sıcaklık artarken reaksiyonların tümünde bir azalma görülmektedir.

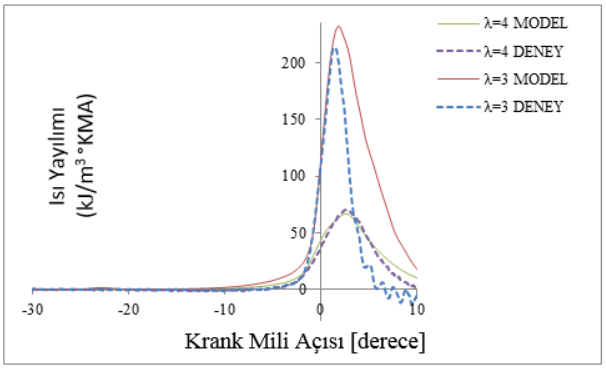
Şekil 7 ve 8 incelendiğinde hava giriş sıcaklığının artmasıyla maksimum ısının oluştuğu krank mil aşısının üst ölü noktanın sağına doğru kaydığı görülmektedir.





Şekil 7. Silindir içindeki ısı yayılımının krank mili açısına göre değişimi [P_{em} = 2 Bar, T_{em} = 80°C]





Şekil 8. Silindir içindeki ısı yayılımının krank mili açısına göre değişimi [P_{em} = 1 Bar, T_{em} = 250°C]

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Silindir içi yanma modelinde asıl amaç silindir içinde piston alt ölü noktada iken hali hazırda bulunan hava-yakıt karışımının sıkışma esnasında nasıl bir yanma rejimi izlediğinin incelenmesiydi. Yanma sonucu silindir içinde oluşan yüksek basınç ve sıcaklığın her bir krank mili açısına göre programda bulunması ve deneysel basınç verileri ile karşılaştırılması hedeflendi. Karşılaştırılan veriler sonucunda deneysel çalışma ile olan uygunluğa göre yanma esnasında ve sonucunda ortaya çıkan kimyasal tepkimeler ve ürünlerin incelenmesi amaçlandı. Her bir analiz sonucu deney sonuçlarıyla kıyaslanarak sunulmuştur.

- Karşılaştırma sonucunda deneysel basınç, sıcaklık, emisyon ve ısı yayılımı grafikleri ile SRM Suite programından elde edilmiş grafikler kıyaslandığında yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Program 0-boyutlu yanma analizi yapmasına rağmen deneysel verilere çok yakın sonuçlar vermiştir.

- Özellikle sıkıştırma anında ve yanma başlangıcına kadar büyük uyumluluk göstermektedir. Yanma esnasında da verilerin kabul edilebilir oranda uyumlu olduğu görülmektedir. Yanma sonunda ise basıncın deney verilerine göre biraz yüksek çıkması programın yanma odası hacmini tam olarak boyutlandıramamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.
- Basıncın yanında elde edilen sıcaklık ve yanma ürünlerinin yüzdesel oranlarının değerleri beklendiği gibi çıkmıştır. Yakıt hızlı bir şekilde tamamen tükenmiş, karbon monoksit beklenen anda türeyip, tükenmiş ve karbondioksit ise beklendiği oranda oluşmuştur. Yine de verilerin daha sağlıklı olması için model ve analiz için kullanılan tekniğin ve matematiksel modellerin geliştirilmesi gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

- SRM Suite programı stokastik reaktör model özelliğinden dolayı yani silindir içi hacimde kendi belirlediği noktalara partikül atayarak 3 boyutlu bir programdaki mesh mantığında çalışması nedeniyle deneysel sonuçlara yakın analiz sonuçları verebilmektedir. SRM Suite programında sınırsız büyüklükte kimyasal mekanizma kullanılabilir olması ve analiz süresinin de nispeten kısa sürmesi büyük bir avantajdır.

5. KAYNAKLAR

[1] J.C.G. Andrae T. Brinck, G.T. Kalghatgi HCCI experiments with toluene reference fuels modeled by a semidetailed chemical kinetic model. Volume 155, Issue 4, Pages 696–712, 2008.

[2] http://www.cmclinnovations.com/ da bulunabilir. Erişim Tarihi: 22.01.2015.

[3] Kraft, M., Maigaard, P., Mauss, F., Christensen, M., and Johansson, B. "Investigation of combustion emissions in a homogeneous charge compression injection engine: Measurements and a new computational model" Proceedings of the Combustion Institute, 28:1195–1201, 2000.

[4] Maigaard P, Mauss F, Kraft M, "Homogeneous charge compression ignition engine: A simulation study on the effects of inhomogeneities" Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Transactions of the ASME Volume: 125 Issue: 2 Pages: 466-471 April, 2003.

[5] A. N. Bhave, M. Balthasar, M. Kraft and F. Mauss, Analysis of a Natural Gas Fuelled HCCI Engine with Exhaust Gas Recirculation Using a Stochastic Reactor Model, Int. J. Engine Res., Vol. 5, No. 1, pp. 93- 104, 2004.

[6] Mosbach, S. M. Kraft, A. Bhave, F. Mauss, J. H. Mack, and R. W. Dibble. Simulating a homogenous charge compression ignition engine fuelled with a DEE/EtOH blend. SAE Paper No. 2006-01-1362, 2006.

[7] H. Su, A. Vikhansky, S. Mosbach, M. Kraft, A. Bhave, K.-O. Kim, T. Kobayashi, and F. Mauss. A computational study of an HCCI engine with direct injection during gas exchange. Combustion and Flame, 147(1-2):118-132, 2006.

[8] S. Mosbach, H. Su, M. Kraft, A. Bhave, F. Mauss, Z. Wang, and J.-X. Wang. Dual injection HCCI engine simulation using a stochastic reactor model. International Journal of Engine Research, 8(1):41-50, 2007.

[9] A. M. Aldawood, S. Mosbach, and M. Kraft. HCCI combustion phasing transient control by hydrogen-rich gas: Investigation using a fast detailed-chemistry full-cycle model. SAE Paper No. 2009-01-1134, 2009.

[10] J. E. Etheridge, S. Mosbach, M. Kraft, H. Wu, and N. Collings. A detailed chemistry multi-cycle simulation of a gasoline fueled HCCI engine operated with NVO. SAE Paper No. 2009-01-0130, 2009.

[11] S. Mosbach, A. M. Aldawood, and M. Kraft. Real-time evaluation of a detailed chemistry HCCI engine model using a tabulation technique. Combustion Science and Technology, 180(7):1263-1277, 2008.

[12] S. Mosbach, M. S. Celnik, A. Raj, M. Kraft, H. R. Zhang, S. Kubo, and K.-O. Kim. Towards a detailed soot model for internal combustion engines. Combustion and Flame, 156(6):1156-1165, 2009.

[13] L. Cao, H. Su, S. Mosbach, M. Kraft, and A. Bhave. Studying the influence of direct injection on PCCI combustion and emissions at engine idle condition using two dimensional CFD and stochastic reactor model. SAE Paper No. 2008-01-0021, 2008.

[14] Yasar H., Soyhan, H.S., Walmsley H., Head B. and Sorusbay C., "Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling", Applied Thermal Engineering, Volume 28, Issues 11-12, Pages 1284-1290, 2008.

[15] Stone, R., "Introduction to Internal Combustion Engines", Society of Automotive Engineers Inc, 1999.

[16] Das, S., Chmiel, D.M., York, N., "Computational and Experimental Study of In-cylinder Flow in a Direct Injection Gasoline (DIG) Engine", Proceedings of the 11th International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, Detroit, 2001.

[17] Arcoumanis ve Kamimoto, 2009 C. Arcoumanis, T. Kamimoto "Flow and Combustion in Reciprocating Engines|, Springer" Verlag Berlin Heidelberg 2009.

[18] J. Ma, X. Lü, L. Ji, Z. Huang., "An Experimental Study of HCCI-DI Combustion and Emissions in a Diesel Engine with Dual Fuel" International Journal of Thermal Sciences, 47, 1235–1242, 2008.

[19] Dec, J.E., Sjöberg, M., "A Parametric Study of HCCI Combustion – the Sources of Emissions at Low Loads and the Effects of GDI Fuel Injection Reprinted From : Homogeneous Charge Compression Ignition", SAE Paper, 2003-01-0752, 2003.

[20] Sjöberg, M., Dec, J.E., “Combined Effects of Fuel-Type and Engine Speed on Intake Temperature Requirements and Completeness of Bulk-Gas Reactions for HCCI Combustion”, SAE Paper, 2003-01-3173, 2003.

[21] KRIEGER R. B., BORMAN G. L., The computation of applied heat release for internal combustion engines, ASME paper 66, 1966.

[22] J. R. Zuehl, “Fuel Effects on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion”, M. Sc. Thesis, University of Wisconsin – Madison, 2009.

PİLOT PÜSKÜRTME YÖNTEMİYLE MODİFİYE EDİLMEMİŞ DİZEL MOTORDA 20HCNG GAZ YAKITININ PERFORMANS ve EMİSYONLARA ETKİSİ

Raif KENANOĞLU[1], Bahattin TANÇ[1], Şafak YILDIZHAN[2], M. Kaan BALTACIOĞLU[3], H. Turan ARAT[3], Hasan SERİN[2], Mustafa ÖZCANLI[2], Kadir AYDIN[4]

[1]İskenderun Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Müh. Böl., 31200/İskenderun
[2]Çukurova Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fak., Otomotiv Müh. Böl. 01300/Adana
[3]İskenderun Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Petrol ve Doğalgaz Müh. Böl. 31200/İskenderun
[4]Çukurova Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fak., Makine Müh. Böl. 01300/Adana
S. Yazar e-mail: rkenanoglu@mku.edu.tr

ÖZET

Dünyada fosil yakıt kullanımı çevresel faktörler, petrol rezervlerinin azalması ve buna bağlı olarak petrol fiyatlarının artmasıyla birlikte önemli bir sorun halini almaktadır. Bu sorun araştırmacıları alternatif yakıtlar üzerinde çalışmaya itmektedir. Bu çalışmada %20 Hidrojen + %80 sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) yakıt karışımı, emme manifoldu üzerinde oluşturulan karışım odası vasıtası ile motora enjekte edilmektedir. Yapısal değişiklik yapılmayan dizel motorda pilot püskürtme yöntemi ile yapılan deneylerde yakıtların performans ve emisyon değerlerine olan etkileri araştırılmıştır. Deneylerde, yakıt pompası plancır üzerinde akuple edilen step motor yardımıyla dizel yakıt püskürtmesi %20 düşürülerek pilot püskürtme gerçekleşmiştir.3.6 L, 4 silindir, 4 zamanlı, hava soğutmalı test dizel motoruna bağlı dinamometre ile testler 1300– 2600 dev/dak aralığında gerçekleşmiştir. Deneylerde; normal dizel yakıt ile 20HCNG gaz yakıt ile zenginleştirilmiş yakıt karşılaştırılmasında, performans bakımından sırayla tork, güç ve özgül yakıt tüketiminde; %5; %2,2 %17; düşüş gözlemlenmiştir. Egzoz emisyonlarında ise CO için %7,5 artış, CO_2 ve NO_x değerleri içinse %4 ile %21 azalış elde edilmiştir. Pilot püskürtme yöntemiyle emisyonlarda ciddi düşüşler elde edilmiş ve diğer çift-yakıt sistemlerine nazaran performansta da çok küçük düşüşler elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: **Hidrojen, CNG, Pilot Dizel Püskürtme, Performans, Emisyon**

EFFECTS OF ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS OF 20 HCNG GAS MIXTURE USING ON A NON-MODIFIED DIESEL ENGINE WITH PILOT DIESEL INJECTION TECHNIQUE

ABSTRACT

Using of fossil fuel is a major problem in the world cause of environmental factors, depending on the reduction of oil reserves and the increasing of oil prices. These problems are encouraged to researchers for working on alternative fuels. In this study, 20% hydrogen and 80% compressed natural gas (CNG) fuel mixture is injected by mixture chamber which is placed on the intake manifold. Beside, engine performance and emission were investigated of fuels on a non modified diesel engine with pilot injection technique. In the experiments, substituted diesel fuel injection occurred with the helped of stepping motor which stated on to the fuel pump plunger with 20%. 3.6 L, 4-cylinder, 4-stroke, air-cooled test diesel engine connected to a dynamometer that operated the tests in range of 1300- 2600 rev / min. In comparison with 20HCNG enriched gas fuel between regular diesel fuel, in order in terms of performance, torque, power and specific fuel consumption; 5%; 2.2% to 17%; decrease was observed. For emissions, 7.5% increase for CO while CO_2, NOx values were obtained 4% and 21% reduction respectively. Both serious reductions of emissions obtained from using pilot diesel injection technique and moreover other dual fuel systems; pilot injection observed less reduction in performance scale.

Keywords: **Hydrogen, CNG, Pilot Diesel Injection, Performance, Emissions**

1. GİRİŞ

Günümüzde yükselen teknoloji eğilimleri ve çevresel faktörlerinde etkinliğiyle otomotiv sanayinde, alternatif yakıtların önemi giderek artmaktadır. Petrol piyasalarındaki arz talep dengesizliği ve azalan petrol rezervleri araştırmacıları alternatif yakıtlı motor üretimlerine veya bu yakıtları günümüzdeki motorlarda kullanımı üzerinde çalışmaya itmiştir. Egzoz gazı salınımları açısından fosil yakıtların kullanımından fazla ziyade daha çevreci yakıtların kullanımı gün geçtikçe daha ehemmiyetli bir hal almıştır. Özellikle biyo-yakıt ve gaz yakıtların motor teknolojilerinde kullanılmaları hem yakıt tasarrufuna hem de sera gazı salınımına etkilerinden dolayı son dönemlerde tercih sebebi haline gelmiştir. Hidrojen, doğalgaz çeşitli hidrokarbonca zengin alkoller ve bio-yakıtlar alternatif yakıtlar arasında gösterilebilir.

Dünya üzerinde alternatif yakıtların kullanımının artması araştırmacıları bu konular üzerinde daha fazla araştırma geliştirme çalışmalarına zorlamıştır. Günümüz teknolojisiyle bu alternatif yakıtlar için hem farklı motorlar üretilmekte hem de bu yakıtların normal motorlar üzerinde kullanılması için gerekli olan araştırma-geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Son yıllarda bu yakıtlarla ilgili çalışmalar ve gelişmelerden bazılarına değinmek konunun önemi hakkında bize önemli bilgiler verecektir. Örneğin; doğalgazın fosil yakıt olmasına rağmen yanma prosesleri içerisinde alternatif bir yakıt olarak kullanılması ve çevreci olması bakımından; 2006 yılında ABD'de Westport şirketi kurulmuştur. Bu şirket özellikle büyük hacimli motorlarda doğalgazın doğrudan kullanılabilmesi için doğalgaz motoru uygulamasına geçmiştir. Özellikle kullandıkları yakıt enjektörlerinde pilot püskürtmeye benzer bir metotla dizel yakıt ile doğalgaz yakıtını aynı enjektörden püskürterek; daha net ifadeyle dizel yakıtını tutuşturucu olarak kullanarak doğal gazlı motoru kullanmışlardır. Diğer yandan farklı araştırmalara bakılacak olursa, dikkat çeken gaz yakıt karışımlarına örnek olarak HCNG (hidrojen ile zenginleştirilmiş sıkıştırılmış doğalgaz) verilebilir. Hidrojen ile doğal gazın mühendislik özellikleri yanma süreçlerinde motor performansı ve emisyonlara etkileri açısından bu gaz yakıtların kullanımını yaygınlaştırmıştır. İçten yanmalı motorlarda hidrojenin ve doğal gazın birlikte yakıt karışımı olarak kullanılmaları araştırmacılar tarafından ilgi odağı olmuştur. Yazarlar bundan önceki çalışmalarında [1] HCNG yakıntın dizel motorlarda kullanılması ile ilgili bir derleme çalışması yapmışlar ve HCNG' nin yakıt özellikleri, dizel motor performansı ve emisyonlara etkileri, kullanım aşamaları, avantaj ve zorlukları hakkında detaylı bilgiler vermişlerdir. Bazı araştırmacılar da [1-10] HCNG yakıtının içten yanmalı motorlarda kullanımı üzerinde çalışmalarını sunmuşlar; genel kanı olarak hidrojen ve doğalgazın tekli kullanımları halinde yanma prosesinde gösterdikleri dezavantajları beraber kullanıldıklarında birbirlerinin avantajlarına dönüştürdükleri yönündedir. Özellikle hidrojenin kendi kendine tutuşma sıcaklığının ve yanma hızının yüksekliği, doğalgazın düşük yanma hızı ile optimize edilerek dizel motorlarda kullanılabilir hale gelmektedir. Diğer yandan tek başına kullanılan hidrojen de NO_x salınımı artımının önüne doğalgaz kullanılarak geçilebilmektedir. Bunlarla birlikte doğalgazın tek başına kullanılması motor performansında ciddi düşüşlere sebebiyet verirken; bu gaz yakıtların birlikte kullanılması bu durumu en aza indirecek şekilde lehimize döndürmektedir. Hal böyleyken HCNG yakıtının özellikle dizel motorlarda birlikte kullanımı hem performans hem de emisyon değerleri açısından daha iyi neticeler verdiği literatürde saptanmıştır.

Bu deneysel çalışmada ise, dizel test motoru hiçbir yapısal değişikliğe uğratılmadan step motor ve ekipmanları yardımıyla dizel yakıt püskürtmesinin mekanik yakıt pompasının plancırı kısılarak; pilot enjeksiyona benzer şekilde 20 HCNG yakıtı ile denenmiştir. Yapılan deneylerde motor performansı ve egzoz emisyonları hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

2. DENEY DÜZENEĞİ VE YAKITLAR

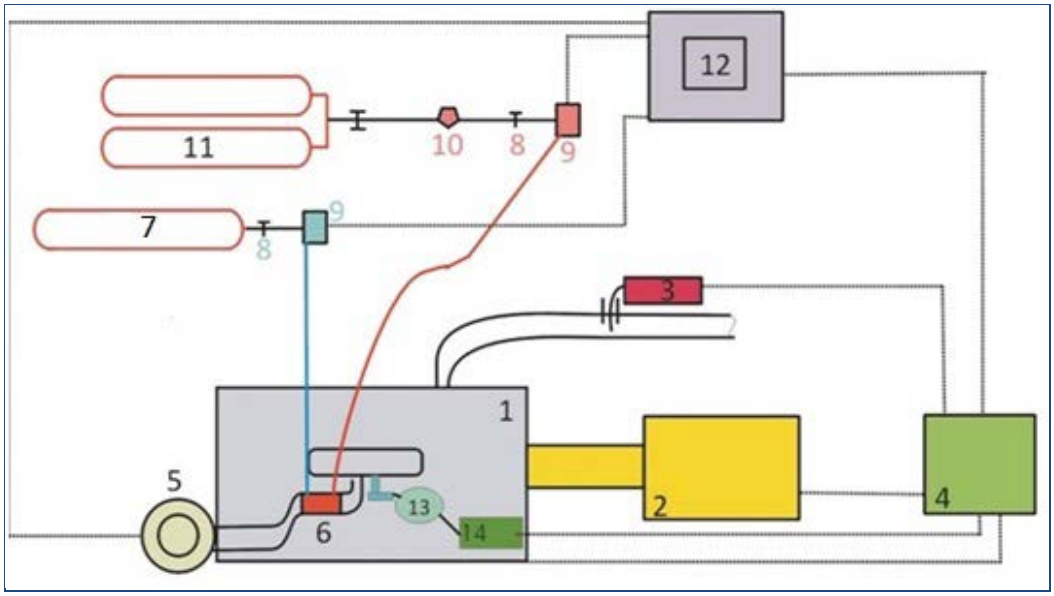
Bu deneysel çalışma; Çukurova Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği laboratuvarlarında bulunan, 3.6 L, 4 zamanlı, 4 silindirli, hava soğutmalı, mekanik yakıt pompasına sahip olan, Mitsubishi marka dizel motorda gerçekleştirilmiştir. Netfren marka hidrolik dinamometre yüklenmesi, tork ve güç verilerinin alınmasında kullanılmıştır. Yazarların diğer yayınlarında [11,12] dinamometre ve dizel motorun özellikleri belirtilmiştir.

Deney süresince kullanılan yakıtlar; Dizel, hidrojen ve CNG' dir. Gaz yakıtlarının optimum oranları literatürde araştırılmış ve bu deneyde hacimsel olarak %20 Hidrojen %80 CNG karışımı gaz yakıtlar olarak kullanılmıştır. Dizel yakıtının mekanik yakıt pompasında step motor (özellikleri için bkz. [12]) kullanılarak hassas şekilde; pilot püskürtmeye benzer uygulamayla %20 kısılması ve kısılan bu yakıtın yerine gaz yakıtların kullanılması çalışma konusunun temellerini oluşturmaktadır. Çalışmada kullanılan deney düzeneği Şekil 1.' de resmedilmiştir. 200 bar basınca sahip sıkıştırılmış doğalgaz ve 170 bar silindir basıncına sahip hidrojen (saflık: %99.99) yakıtları tanklardan alınmaktadır. Motorun hava filtresi ve emme manifoldu arasında uygun yerde konuşlandırılmış gaz yakıt karışım odacığı oluşturulmuştur. 200 Bardaki CNG, iki basamaklı regülatör (Lovato CNG kit) yardımıyla atmosferik basınca düşürülmekte, hidrojen ise tüp çıkışının hemen ardında bulunan geri-alevlenme valfinden sonra yine regülatör yardımıyla atmosferik basınca indirilmektedir. Gaz yakıtların sabit oranda motora verilebilmeleri için sistemde hidrojen ve CNG için ayrı ayrı iğne vanalar (Maxtor) ve akış-ölçerler (Alicat) kullanılmıştır. Kullanılan yakıt özellikleri ve hacimsel debileri Tablo 1.' de gösterilmiştir.

Tablo 1. Yakıt özellikleri ve hacimsel debiler

	Hacimsel debi (lt/dak)	Yoğunluk (kg/m^3)	Havadaki yanma aralığı	Tutuşma noktası °C	Alev hızı (cm/s)	Alt Isıl Değer (MJ/kg)
Dizel	0.12	840 (s)	-	254-285	128	42.31
Hidrojen	5.4	0.082(g)	4-75%	585	265-325	120.21
CNG	21.2	0.72(g)	4.4-17%	595	42	47.14

Karışım odacığındaki sabit oranda gaz yakıt karışımının sağlanması öncelikle iğne vanalardan gazın kontrolü daha sonra akış ölçerlerden gazın ölçümü ile kontrol edilmektedir. Sistemde kullanılan gaz yakıtların özellikleri yazarların diğer çalışmalarında mevcuttur. Akış ölçerlerden alınan veriler motordan alınan diğer verilerle beraber anlık olarak data logger üzerinden bilgisayara aktarılmış ve analizler buna göre yapılmıştır.



1: Test motoru, 2: Dinamometre, 3: Gaz Analizörü, 4: Bilgisayar, 5: Hava filtresi, 6: Gaz yakıt karışım odacığı, 7: Hidrojen Tüpü, 8: İğne Vana, 9: Akış ölçer, 10: CNG Regülatör, 11: CNG tüpü, 12: Datalogger, 13: Step motor, 14: Step motor sürücü

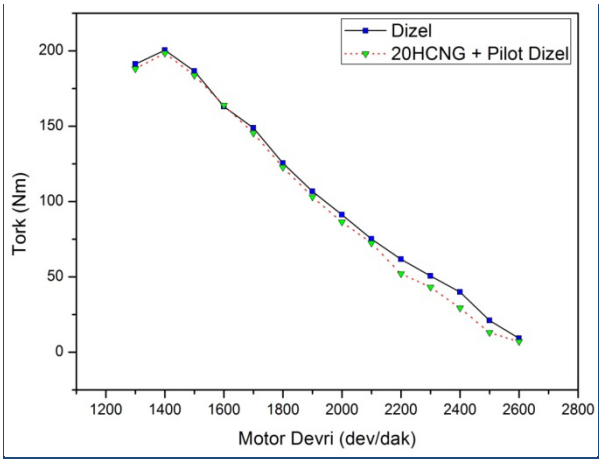
Şekil 1. Deney düzeneği

3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Deneylere başlamadan önce, motor standart çalışma sıcaklığına gelinceye kadar sadece dizel yakıt kullanılarak çalıştırılmıştır. Deneyde kullanılan yakıtlar, 100 dev/dak aralıklarla, 1300 ve 2600 dev/dak arasında tam yükte test edilmiştir. Deneysel hataları optimize etmek için her bir deney üç defa tekrar edilmiş ve sonuçlar için bu üç deneyin ortalaması alınmıştır. Motor iki farklı yakıt yüklemesi altında çalıştırılmıştır. Bunlardan biri normal dizel yakıtı bir diğeri ise 20HCNG+kısılmış dizeldir. Normal operasyon ve çift-yakıtlı operasyonlar birbiriyle karşılaştırılarak, deney verileri detaylı bir şekilde analiz edilmiştir.

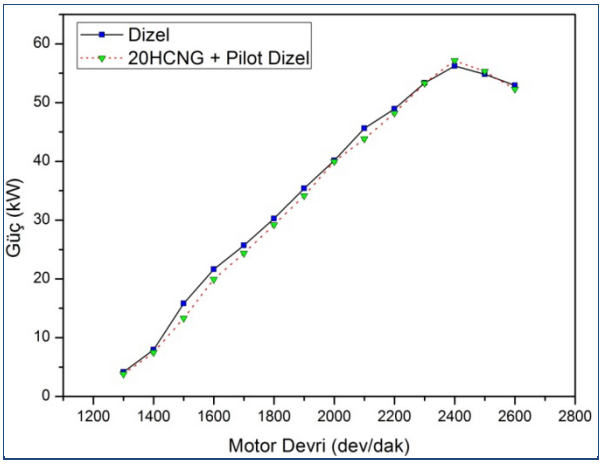
3.1 Performans Sonuçları

Motor performans verileri içerisinde motor torku, motor gücü ve özgül yakıt tüketiminin motor devrine göre karşılaştırılmaları irdelenerek grafikleştirilmiştir. Şekil 2'de motor torku – motor devri grafiği görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere hidrojence zenginleştirilmiş doğalgaz, orta devirlerden itibaren fakir yanmanın da etkisiyle normal dizel verilerine yakınlık göstermiştir. Genel ortalama olarak gaz yakıtların tork değeri normal dizel operasyonuna göre %5 düşüş göstermektedir. Sadece doğalgaz ile çalışan dizel motorlarda bu oran %8-10 arasında düşüş göstermekte olduğundan hidrojenin olumlu etkisi ile bu durum biraz daha iyileştirilmiştir.



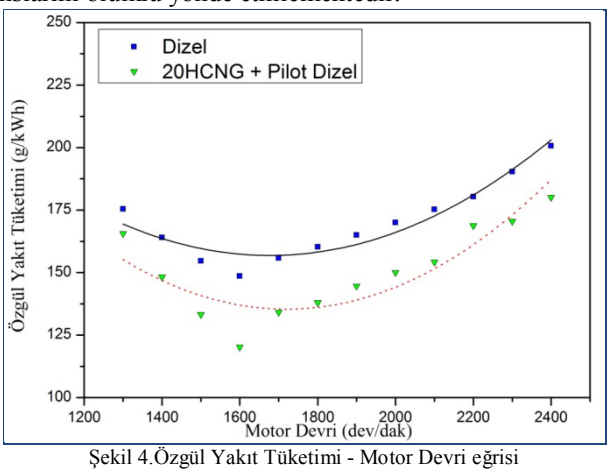
Şekil 2. Tork-Devir grafiği

Şekil 3'te motor gücü ve motor devri grafiği görülmektedir. 20 HCNG + pilot dizel yakıtı; normal dizel yakıtı ile karşılaştırıldığında %2.2 gibi düşük bir değer ile azalış göstermiştir. Hidrojenin yüksek yanma verimi ve silindir içerisindeki basınca etkisi sayesinde güç verilerinde çok fazla bir düşüş gözlenmemiştir.



Şekil 3. Güç - Devir grafiği

Özgül yakıt tüketimi – motor devri grafiği ise Şekil 4'te verilmiştir. Pilot dizel püskürtme sistemine benzer şekilde yakıt pompasından kısılan dizel yakıtın özgül yakıt tüketimine etkisi bu grafikten daha net anlaşılmaktadır. Kıyaslama yapıldığında özgül yakıt tüketimi %17 düşmüştür. Bu düşüş yakıt pompası üzerine monte edilen step motor ve ekipmanları sayesinde gerçekleştirilmiştir. Daha net bir ifadeyle, step motor yardımı ile plancır üzerinde yapılan kısılma neticesinde normal dizel yakıtı %17 oranında düşürülmüştür. ÖYT' de görülen düşüş dizel yakıtın kısılması ile elde edilen sıvı yakıt tüketimidir. Kullanılan gaz yakıtlar bu eksilmenin yerine dizel motor performanslarını olumlu yönde etkilemektedir.

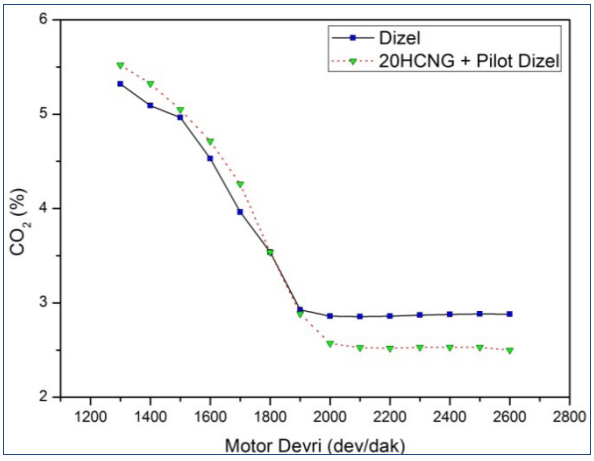


Şekil 4.Özgül Yakıt Tüketimi - Motor Devri eğrisi

3.2 Emisyon Sonuçları

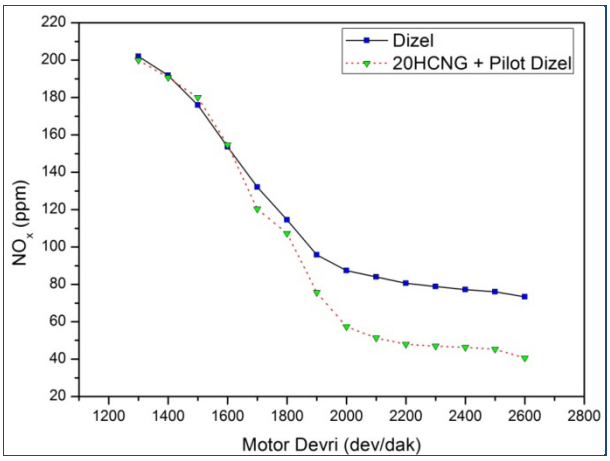
İçten yanmalı motorlarda en önemli olgulardan bir tanesi de egzoz emisyonlarının belirlenmesi ve çevreye olan etkilerinin araştırılmalarıdır. Temiz yanma sağlayan gaz yakıtların bu motorlarda kullanımları emisyonlar açısından önem teşkil etmektedir. Özellikle hidrojen ve CNG yakıt karışımlarının emisyon değerlerine olumlu etkileri bulunmaktadır. Bu çalışmada da bu etkileri görmek için egzoz emisyonlarından CO, CO_2 ve NO_x verileri MRU 1600 V egzoz emisyon cihazıyla ölçülmüş, sonuçlar normal dizel operasyonuyla karşılaştırılmıştır.

Şekil 5'te CO_2 – Motor Devri grafiği görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere özellikle yüksek devirlerde gaz yakıt karışımlarının dizel operasyona göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Genel ortalama olarak %4 CO_2 salınımı düşüş göstermiştir. Özellikle orta devirlerden önce yükselmenin sebebi CNG' nin sistemde oluşturduğu CO_2 salınımının sonucudur. Literatür verileri, tekil CNG yakıtı kullanılan bir dizel motorunda bu değerin çok daha yüksek olduğunu vurgulamaktadır.



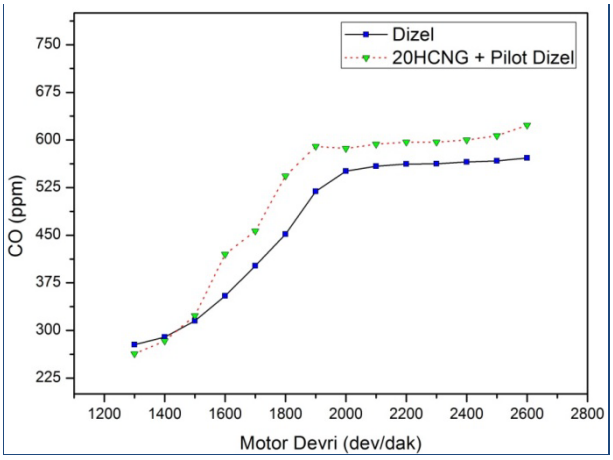
Şekil 5. CO_2 –Devir grafiği

NO_x – Motor devri grafiği Şekil 6' da verilmiştir. Egzoz emisyon salınımlarının en önemlilerinden bir tanesi olan NO_x in düşürülmesi için alternatif gaz yakıtların kullanımı son derece etkin rol oynamaktadır. Şekil 6'da görüldüğü gibi, %21 seviyelerinde NO_x salınımda düşüş görülmüştür. Burada da performansa olumlu etkiyen hidrojenin fazla NO_x salınımı CNG ile karıştırıldığında önemli seviyede düşüş gerçekleştirmiştir.



Şekil 6. NO_x –Devir grafiği

Şekil 7 de CO – Motor devri grafiği resmedilmiştir. Bu çalışma sonucunda gaz yakıtlar % 7,5 seviyelerinde CO salınımını arttırmıştır. Bu sonucun sebepleri arasında pilot dizelin daha fazla kısılamaması ve ortamdaki oksijen konsantrasyonu gösterilebilir.



Şekil 7. CO – Devir grafiği

4. SONUÇLAR

Çukurova Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği laboratuvarında gerçekleştirilmiş olan bu çalışmada %20 Hidrojen + %80 sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) yakıt karışımı, emme manifoldu üzerinde oluşturulan karışım odası vasıtası ile motora enjekte edilmektedir. Yapısal değişiklik yapılmayan dizel motorda pilot püskürtme yöntemi ile yapılan deneylerde yakıtların performans ve emisyon değerlerine olan etkileri araştırılmıştır. Deneylerde, yakıt pompası plancır üzerinde akuple edilen step motor yardımıyla dizel yakıt püskürtmesi %20 düşürülerek pilot püskürtme gerçekleşmiştir.3.6 L, 4 silindir, 4 zamanlı, hava soğutmalı test dizel motoruna bağlı dinamometre ile testler 1300– 2600 dev/dak aralığında gerçekleşmiştir.

Deneylerde; normal dizel yakıt ile 20HCNG gaz yakıt ile zenginleştirilmiş yakıt karşılaştırılmasında, performans bakımından sırayla tork, güç ve özgül yakıt tüketiminde; %5; %2,2 %17; düşüş gözlemlenmiştir. Egzoz emisyonlarında ise CO için %7,5 artış, CO_2 ve NO_x değerleri içinse %4 ile %21 azalış elde edilmiştir. Pilot püskürtme yöntemiyle emisyonlarda ciddi düşüşler elde edilmiş ve diğer çift-yakıt sistemlerine nazaran performansta da çok küçük düşüşler elde edilmiştir.

Özellikle büyük hacimli motorlarda, yapısal değişikliğe gidilmeden bu alternatif yakıtların kullanılması hem performans sonuçlarında çok az bir değişime sebebiyet vermesinden hem de egzoz emisyon salınımlarında olumlu etkilerinden dolayı tercih sebebi olabilmektedir. HCNG yakıtının Euro 6 emisyon standartlarını karşılaması sebebiyle [13] hidrojen ve CNG yakıtının kullanılmasındaki araştırmaların giderek arttırılması bundan sonraki çalışmalarda üzerine eğilinmeye devam eden araştırma konularından biri olacaktır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma TUBİTAK 114M798 numaralı proje ile desteklenmiştir. Ayrıca yazarlar, etkin tavsiyeleri ve yardımlarından ötürü Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU'na teşekkürlerini sunarlar.

KAYNAKLAR

[1] Arat HT, Aydın K, Baltacıoğlu E, Yaşar E, Baltacıoğlu MK, Conker Ç, Burgaç A. A review of hydrogen-enriched compressed natural gas (HCNG)-fuel in diesel engines. The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability 2013; 1: 115-122.

[2] Pichayapat K, Sukchai S, Thongsan S, Pongtornkulpanich A. Emission characteristics of using HCNG in the internal combustion engine with minimum pilot diesel injection for greater fuel economy. International Journal of Hydrogen Energy 2014; 39(23): 12182-12186.

[3] Xu J, Zhang X, Liu J, Fan L. Experimental study of a single-cylinder engine fueled with natural gas–hydrogen mixtures. International Journal of Hydrogen Energy 2010; 35(7): 2909–2914.

[4] Park C, Lee S, Lim G, Choi Y, Kim C. Full load performance and emission characteristics of hydrogen-compressed natural gas engines with valve overlap changes. Fuel 2014; 123: 101–106.

[5] Mtui, P. and Hill, P. Ignition Delay and Combustion Duration with Natural Gas Fueling of Diesel Engines, SAE Technical Paper 961933, 1996, doi:10.4271/961933.

[6] Papagiannakis RG, Rakopoulos CD, Hountalas DT, Rakopoulos DC. Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. Fuel 2010; 89(7): 1397–1406.

[7] Ma F, Wang Y, Liu H, Li Y, Wang J, Zhao S. Experimental study on thermal efficiency and emission characteristics of a lean burn hydrogen enriched natural gas engine. Int J Hydrog Energy 2007; 32: 5067–5075.

[8] Miyake M, Biwa T, Endoh Y, Shimotsu M, Murakami S, Komoda T. The development of high output, highly efficient gas burning diesel engines. 15th CIMAC Conference Proceedings 1983; A2: 1193–1216.

[9] Karim, G. A. (2003), "Combustion in Gas Fuelled Compression Ignition Engines of the Dual Fuel Type", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 125, pp.827-836.

[10] Liu, Z. (1995), “An Examination of the Combustion Characteristics in Compression Ignition Engines Fuelled with Gaseous Fuels”, Ph.D. thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Calgary.
[11] Arat HT, Baltacıoğlu M, Ozcanlı M, Aydın K. Effect of using hydroxy-cng fuel mixtures in a non-modified diesel engine by substitution of diesel fuel. 6th International Conference on Hydrogen Production 2015; 1: 423–430
[12] Baltacıoğlu M, Arat HT, Ozcanlı M, Aydın K. Experimental comparison of püre hydrogen and hho (hydroxy) enriched biodiesel (b10) fuel in a commercial diesel engine. 6th International Conference on Hydrogen Production 2015; 1: 431–438
[13] Tangoz S, et al., Effects of compression ratio on performance and emissions of a modified € diesel engine fueled by HCNG, International Journal of Hydrogen Energy (2015), http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.02.058

Görüş ve Öneriler:

1. Şekil 4'te verilen özgül yakıt tüketim eğrisinde %80 dizel pilot pükürtme+%20 hidrojen+doğal gaz grafiği sadece dizel yakıtına mı yoksa pilot dizel+%20 (hidrojen+doğalgaz) toplamına mı aittir? Bu durum daha açık bir şekilde metin içerisinde belirtilmelidir. Ayrıca yanma odasına gönderilen karışımların debileri ve karışımların ısıl değerleri de bir tablo halinde verilirse iyi olacaktır.
2. Kullanılan doğal gaz ve hidrojen karışımını motorun yük durumuna göre değiştirmek tam yüklere doğru bu oranı %80'lere çıkarmak dolayısıyla daha fazla oranda gaz yakıt kullanmak hedeftir. Bu çalışmada ise tam tersine gaz yakıt kullanımı %20 ile sınırlı kalmıştır. Neden? HCNG kullanımında genel eğilim bu ise uygun atıflarla izah edilmelidir.
3. Diğer emisyonlar verilirken HC emisyonlarının verilmediği bir motor performans bildirisi düşünülemez. Mutlaka verilmeli veya kabul edilebilir bir verilmeme gerekçesi sunulmalıdır.

Önerilere cevap:

1- Özgül yakıt tüketimi bölümüne eklenen cümle ile karmaşa çözülmüştür.
   a. "*Daha net bir ifadeyle, step motor yardımı ile plancır üzerinde yapılan kısılma neticesinde normal dizel yakıtı %17 oranında düşürülmüştür. ÖYT' de görülen düşüş dizel yakıtın kısılması ile elde edilen sıvı yakıt tüketimidir.*"
   b. *İlgili hakemin yararlı yaklaşımı sayesinde bildirinin deney düzeneği kısmına yakıtların özelliklerinin verildiği tablo 1 eklenmiştir.*

2- Bu çalışmada kullanılan gaz yakıt kullanımı %20 ile sınırlı kalmamıştır. 100 saniyelik deney periyotların da motor emme manifoldundan silindir içerisine gönderilen hava ile birlikte 26L/dak gaz karışımı (20HCNG) gönderilmiştir. Burada belirtilen %20 ifadesi gaz yakıtın kendi içerisindeki hacimsel oranı yani gaz yakıtın hacimce (HCNG) %20 hidrojen, %80 CNG oranında karıştırılmasıdır. Debileride tabloda verilmiştir. Literatürde bu karışım oranı %5-35 arasında değişmektedir. Hatta "Hythane" ($18H_2$-72CNG) isimli patentli alternatif yakıtın, birbirleri içerinde karışım oranı %18'dir. Uygulamanın bu yönde olduğu bildiri kaynakları içerisinde belirtilmiştir.

3- Daha önceki önerilere cevap bölümümde belirttiğimiz gibi; bu çalışmamızda HC değerleri alınmamıştır. "HC emisyonunun verilmediği bir performans bildirisi düşünülemez" kanınıza katılmadığımızı bildirmek durumundayız. Literatürde bulunan çokça yayında HC verisinin verilmediği, emisyon normlarında bile dizel motorlar için bu emisyon çeşidinin NO_x verisi ile birleştirildiği görülmektedir. (bkz. alttaki şekil)

	Zaman	CO		HC		NOx		HC+NOx		PM	
		Dizel	Benzin	Dizel	Benzin	Dizel	Benzin	Dizel	Benzin	Dizel	Benzin
Euro1	1994	5.17	5.17	-	-	-	-	1.40	1.40	0.19	-
Euro2	1998	1.25	4.00	-	-	-	-	1.00	0.65	0.12	-
Euro3	2001	0.80	4.17	-	0.25	0.650	0.180	0.720	-	0.07	-
Euro4	2006	0.63	1.81	-	0.13	0.330	0.100	0.390	-	0.04	-
→ Euro5	2010	0.63	1.81	-	0.13	0.235	0.075	0.295	-	0.005	0.005
→ Euro6	2015	0.63	1.81	-	0.13	0.105	0.075	0.195	-	0.005	0.005

Hafif taşıtlar için AB emisyon normları

Ki özellikle konu HCNG gibi bir yakıt karışımının HC emisyonuna gelince, [13]. Atıfta HCNG yakıtının THC değerleri Euro VI emisyon değerlerinin dahi altındadır. (20HCNG için 0,39 g/kWh). Ayrıca CNG yakıtının fakir yanmada emisyon düşürücü özelliği ile hidrojenin yanma sonunda (C ihtiva etmemesi sonucunda) HC oluşturmaması sonucu, böyle bir ek yakıtın HC emisyonu veri olarak verilmemiştir. Bu bilgiler dâhilinde bildirinin basılmamasını da ayrıca saygıyla karşılarız.

REVIEW OF FUEL CONSUMPTION AND CO_2 EMISSION STANDARDS FOR HEAVY-DUTY VEHICLES

Remzi ŞAHİN

KTO Karatay University, Faculty of Engineering, Mechanical Engineering Department, Konya

ABSTRACT

Reducing carbon dioxide (CO_2) emissions and fuel consumption from the heavy-duty vehicles used in the transport sector in the developing countries plays a major role to provide targeted emissions in Kyoto Protocol. The required standards on this subject is an important first step in solution of this problem. Necessary standards to reduce carbon dioxide (CO_2) emissions and fuel consumption from the heavy-duty vehicles in many countries that use large vehicles are available or under preparation. In this article; the main features and trends of CO_2 emission regulations in USA, Japan and Europe that today are implemented and will be implemented in the future were compared. Moreover, required test cycles have been briefly reviewed to compare the regulations.

Keywords: CO_2 emission reduction, Emission regulation, Fuel Consumption, Heavy-duty vehicles, Test Cycles.

AĞIR HİZMET ARAÇLAR İÇİN YAKIT TÜKETİMİ ve CO_2 EMİSYON STANDARTLARININ İNCELENMESİ

ÖZET

Gelişmekte olan ülkelerde ulaşımda kullanılan ağır araçlardan kaynaklanan karbon dioksit (CO_2) emisyonlarını ve yakıt tüketimini azaltmak, Kyoto Protololü çerçevesinde hedeflenen küresel emisyon değerlerini sağlamada büyük bir rol oynamaktadır. Bu konu ile ilgili gerekli standartlar bu sorunun çözümü için önemli bir ilk adımdır. Büyük araçların kullanıldığı birçok ülkede, özellikle ağır araçlardan kaynaklanan CO_2emisyonlarını ve yakıt tüketimini azaltmak için gerekli standartlar mevcuttur veya hazırlık aşamasındadır. Bu makalede ABD, Japonya ve Avrupa'da ağır araçlar için günümüzde uygulanan ve gelecekte uygulanacak olan CO_2 emisyon düzenlemelerinin temel özellikleri ve eğilimleri karşılaştırılmıştır. Ayrıca, bu düzenlemeleri karşılaştırmak için gerekli olan test döngüleri kısaca gözden geçirilmiştir.

Anahtar Kelimeleri: CO_2 Emisyonu azaltma, Emisyon düzenlemeleri, Yakıt tüketimi, Ağır-hizmet araçlar.

1. INTRODUCTION

During the years from about 1970 to 2010, the main focus had been on reducing of harmful exhaust emissions such as oxides of nitrogen (NOx), hydrocarbons (HC), carbon monoxide (CO) and particulate matter (PM). But, in the last 10-15 years, the growing anxiety over global warming in Europe, Japan, the United States and other developed nations has led to preparing a strategy for promulgation of legislation on Greenhouse Gas (GHG) and emissions and fuel consumption standards for Light-, Medium- and Heavy-Duty Engines and Vehicles [1].

CO_2 emissions and fuel consumption in most developing countries nowdays can be measured and observed according to existing type-approval legislations for light-duty vehicles (LDVs) including passenger cars and light trucks (vans) [2]. However, the situation is quite different in the heavy-duty vehicles (HDVs) market that is complicated. CO_2 emissions from HDVs are not measured

as to standard in the EU due to the fact that standard legislation is yet not available in the EU. In some other countries (like U.S., Canada, Japan and China), legislations of emission and fuel comsumption from HDVs are ready. Japan introduced HDVs fuel consumption legislation in 2007. The US regulated HDVs CO_2 emissions in 2011, followed, in 2012, by Canada. The US and Canadian legislation targets engine and chassis-cabin CO_2 emissions, implemented via simplified performance values and manufacturers' declarations. The US is currently preparing more ambitious legislation, focusing on the measurement of whole vehicle emissions. While the standards of the US and Canada are well aligned, these are very different from those in Japan and China. Mexico is now planning to implement a standard similar to that of the US and Canada, but Europe is planning another measurement method, which may lead to yet another standard design [3].

The carbon dioxide directive differs from the traditional Euro standards in that compliance is not required for a single vehicle but for the weighted performance of the entire fleet produced by a manufacturer (or a group of manufacturers) in a year.

The coming decade will see engine development focus on two main issues: in service conformity with Euro VI and CO_2 reduction. Another strand will be the utilization of alternative fuels and, in particular, natural gas which offers potential advantages in terms of CO_2 emissions, fuel price and energy security.

2.THE EUROPEAN APPROACH

Transport sector contributes to around 25% of the EU greenhouse gas (GHG) emissions, and the road freight sector for almost 6% (EC, 2013) [4]. In the future, significant increases in total GHG emissions especially CO_2 from Heavy Duty Vehicles (HDVs) are expected if no additional policies are implemented.

In Europe, regulations on carbon dioxide (CO_2) emissions and fuel consumptionare already available for light-duty vehicles (passenger cars and vans) but there are as yet no regulations for limiting CO_2 emissions from heavy-duty vehicles. Amongst other reasons, this may have resulted from the fact that the HDVs market is much more complicated (e.g. a wider variety of vehicle designs) than that of LDVs, which makes the design of a CO_2 standard more complex as well. As a result, policy makers in the European Union (EU) are currently preparing a strategy to handle the CO_2 emissions from HDVs.

The EU's Transport 2050 strategy, adopted by the announcement of the Transport Policy White Paper in the beginning of 2011[5] has established the first step in creating this strategy. In this paper, the European Commission adopted a roadmap for the next decade to build a competitive transport system that will increase mobility and reduce GHG emissions in all transport sectors. As a result, the proposals will dramatically reduce Europe's dependence on imported oil and cut carbon emissions in transport by 60% by 2050 with respect to 1990's level.

Through the implementation of the suggested roadmap, the main significant outcomes of the White Paper by 2050 will include:

1. No more conventionally-fuelled cars in cities.
2. 40% use of sustainable low carbon fuels in aviation; at least 40% cut in shipping emissions.
3. A 50% shift of medium distance intercity passenger and freight journeys from road to rail and waterborne transport.
4. All of which will contribute to a 60% cut in transport emissions by the middle of the century.

During 2012 and 2013, the European Commission (EC) gathered expert opinion from relevant stakeholders and is expected to publish proposals for control of CO_2 and fuel consumption for heavy-duty vehicles. In parallel, the EC has sponsored several research projects on the development of a methodology for measuring CO_2 emissions from a wide range of heavy-duty vehicles [6].

HDVs CO_2 emissions are not subject to EU legislation other than the measurement of CO_2 emissions from engines under Regulation (EC) No 595/2009 (Euro VI) which comes into effect in 2014. HDVs CO_2 emissions are not measured, certified and recorded when new vehicles are registered. Due to the diversity of HDVs models and tasks (e.g. trailers, trucks, buses etc.) it is not appropriate to carry out HDVs CO_2 testing in the same way as for cars and vans. A knowledge gap resulting from these facts should be firstly eliminated.

As a short-range strategy to eliminate this technical gap and to improve knowledge and transparency of HDVs CO_2 emissions, the EC, since 2009, in cooperation with industry stakeholders, has been developing a computer simulation tool, VECTO (Vehicle Energy Calculation Tool) [7], to predict whole vehicle HDVs CO_2 emissions and fuel consumption.

VECTO can simulate the performance of each vehicle produced based on input data relating to certain vehicle components taking into account all aspects of the HDV, i.e. including emissions due to vehicles' motor and transmission, aerodynamics, rolling resistance, and auxiliaries [8].While other countries such as the US and Canada have recently adopted HDVs CO_2 emission legislation based on engine and vehicle chassis/cabin emissions, VECTO is expected to be the first industry-wide methodology geared to estimate whole vehicle, including trailer, HDVs CO_2 emissions. Based on the use of this tool, it seems appropriate that the CO_2 values per vehicle produced can be generated by the manufacturers of the

vehicles themselves, taking into account the final specifications of the vehicles. A downloadable and executable version of the VECTO simulations tool would be used for this purpose.

On 21 May 2014, the European Commission has officially adopted using VECTO for the fuel consumption and CO_2 emissions from new HDVs and a system for the certification and reporting of CO_2 emissions [9].
The European Union (EU) has adopted a strategy to lead developing suitable standards for reducing greenhouse gas (GHG) emissions from the heavy-duty vehicle (HDVs) sector. The strategy consists of three phases:
The first (short term) phase (LOT 1) itemized the potential fuel efficiency improvement technologies that may be applied to various HDVs segments and assessed their fuel consumption and CO_2 reduction benefits and their costs [10].
Technologies were applied, as appropriate, to eight vehicle segments: Service, Urban Delivery, Municipal Utility, Regional Delivery, Long Haul, Construction, Bus, and Coach. The GHG reductions in each segment were calculated based on the benefits offered by applying the technologies to today's vehicles.
The second (medium range) phase (LOT 2) deals with development and validation of a methodology for monitoring and certification procedures for CO2 emissions and fuel consumption of HDVs resulted in a proposal based on component testing combined with a simulation tool to calculate the CO_2 emissions of the entire vehicle [11].
The third (long term) phase (LOT 3) will test the procedures suggested by LOT 2. Although a lot of progress was made in LOT 3 still some open points exist which are not solved yet. Solving these issues shall further improve the quality of the CO_2 certification process for HDVs in Europe. The EC will ultimately utilize this work to support the development of future legislation to curb CO_2 emissions of heavy-duty vehicles.
Following this strategy, the European Union will have a regulatory program - most probably - by the year 2020 [12] with the following feature:

1. Have mandatory limits on average CO_2 emissions for newly registered HDVs like those now available for passenger cars and vans. Those limits will be either engine-only CO_2 limits or whole vehicle limits.
2. Have a new Directive on the type approval of Heavy-duty vehicles. Or amend the currently available Directive (2007/46/EC)
3. Have a clear methodology for determining fuel consumption and CO_2 emissions which is a necessary step for implementing CO_2 standards.
4. Oblige the Member States to certify the fuel consumption and CO_2 emissions of their new-produced HDVs.
5. Oblige the Member States, by way of a new legislative act, to inform the Commission about the VECTO data. The collection and submission of VECTO data for all HDVs enables a comparison between the individual vehicle models of the HDVs-manufacturers, the respective technologies for fuel consumption and the different vehicle bodies.

3.THE USA APPROACH

The transportation sector is responsible for about 28 percent of U.S. GHG emissions, making it the country's second-largest emissions source (power plants are the first) and 30 percent of the total world's transportation GHG emissions. Tackling emissions from transportation is therefore a key part of the government's plan to reduce emissions 17 percent below 2005 levels by 2020 [13]. Heavy-duty vehicles are major players in the U.S. transport sector. Although these vehicles collectively represent only 7 percent of all registered vehicles on the road, they contribute one-fifth of transport sector emissions and account for over 25 percent of the fuel used to travel those roads [14].
The US government already set GHG emissions and fuel efficiency standards for passenger cars and light trucks (vans) through model year 2025 [2]. As a result of these rules, new light-duty vehicles sold in 2025 will emit half the GHG emissions of vehicles sold in 2010 and go nearly twice as far on one gallon of fuel.
The first (phase 1) US GHG emission and fuel consumption standards for heavy- and medium-duty vehicles were adopted on August 9, 2011 [15,16]. The regulation was jointly developed by the Environmental Protection Agency (EPA), the National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) and Department of Transportation (DOT).
The GHG program includes CO2 emission standards, as well as emission standards for nitrous oxide (N_2O) and methane (CH_4) and provisions to control hydrofluorocarbon leaks from air conditioning systems.
The regulation covers model years (MY) 2014 through 2018. The affected heavy- and medium-duty fleet incorporates all on-road vehicles rated at a GVW $\geq$ 8,500 lbs, and the engines that power them.
The two agencies (EPA and NHTSA) are now developing the next phase ("Phase 2") of the program, which is expected to apply to vehicles starting with the 2019 or 2020 model year. A preliminary exploration of existing and emerging technologies indicates that further reductions of

about 25 % are possible, as discussed below. This could lead to additional oil savings of 820,000 barrels per day by 2035[17].

3.1. Categories of Heavy-Duty Vehicles (HDVs)

The U.S. Department of Transportation (DOT) uses the system of vehicle classes shown in Table 1 to group light-, medium-, and heavy-duty vehicles [18]. This classification system is based on Gross Vehicle Weight Rating (GWVR), which is the weight of the vehicle while empty plus the maximum allowed weight from a cargo load.

The classification of the vehicle types into similar 'segments' is quit crucial aspect of the standards program. A 'segment' is a set of vehicles that, due to similarities in design and /or usage are treated in the same way under the program.

Table 1: The U.S. Department of Transportation system of vehicle classes

Class	Gross Vehicle Weight Rating (GWVR)	Characteristics & Commercial uses
Class 1 Class 2	Less than 10,000 lb	Light-duty vehicle, most have gasoline engines, most are for personal use, e.g. Pickups, small vans, SUVs
Class 3	10,001 – 14,000 lb	Medium-duty vehicle, gasoline or diesel engine, single rear axle, e.g. delivery trucks, ambulances, small buses
Class 4	14,001 – 16,000 lb	
Class 5	16,001 – 19,500 lb	
Class 6	19,501 – 26,000 lb	Heavy-duty vehicle, gasoline or diesel engine, two or more rear axles, e.g. tractor trailers, school buses, and trucks.
Class 7	26,001 – 33,000 lb	Heavy-duty vehicle, almost all have diesel engines, two or more rear axles, e.g. dump and refuse trucks, fire engines and city buses, tractor-trailers or semitrailer
Class 8	33,001 – 80,000 lb	

The U.S. CO_2 and fuel consumption standards program is designed to be applicable to three categories (segments) of vehicles: combination tractors, heavy-duty pickups and vans, and vocational vehicles [19]:

1. For combination tractors (the semi trucks that typically pull trailers), the adopted engine and vehicle standards begin in MY 2014 and would achieve from 7 to 20% reduction in CO_2 emissions and fuel consumption by MY 2017 over the 2010 baselines.
2. For heavy-duty pickup trucks and vans, the standards phase-in starting in MY 2014 and would achieve up to a 10% reduction in CO_2 emissions and fuel consumption for gasoline vehicles and 15% reduction for diesel vehicles by MY 2018.
3. For vocational vehicles, the engine and vehicle standards start in MY 2014 and would achieve up to a 10% reduction in fuel consumption and CO_2 emissions by MY 2017.

3.2 CO_2 and Fuel Consumption Standards

For combination tractors:

Differentiated standards were adopted for nine subcategories of combination tractors based on three attributes: weight class, cab type and roof height. EPA has established CO_2 standards in terms of g/ton-mile (Table 2). The NHTSA has set average standards for fuel consumption that are equivalent to EPA's standards in terms of g/1000 ton-mile (Table 3). These standards would phase in over model yeara (MY) 2014 through MY 2018.

Table 2: EPA final CO_2 emissions standards for combination tractors for MY 2017 vehicles [20]

Category	EPA CO_2 Emissions g/ton-mile		
	Low Roof	Mid Roof	High Roof
Day Cab Class 7	104	115	120
Day Cab Class 8	80	86	89
Sleeper Cab Class 8	66	73	72

Table 3: NHTSA final fuel consumption values for combination tractors for MY 2017 [20]

Category	NHTSA Fuel Consumption gal/1,000 ton-mile

	Low Roof	Mid Roof	High Roof
Day Cab Class 7	10.2	11.3	11.8
Day Cab Class 8	7.8	8.4	8.7
Sleeper Cab Class 8	6.5	7.2	7.1

In addition to vehicle standards, engine-based standards must be met by heavy-heavy-duty (HHD) and medium-heavy-duty (MHD) diesel engines used in combination tractors. (see Table 4)

Table 4: Engine standards for engines installed in combination tractors[20]

Category	Year	CO_2 Emissions	Fuel Consumption
		g/bhp-hr	gallon/100 bhp-hr
MHD Engines	2014	502	4.93
	2017	487	4.78
HHD Engines	2014	475	4.67
	2017	460	4.52

For heavy-duty pickup trucks and vans:

EPA has established CO_2 standards in the form of a set of target standard curves, based on a "work factor" that combines a vehicle's payload, towing capabilities, and whether or not it has 4-wheel drive. The standards will phase in with increasing stringency in each model year from 2014 to 2018. NHTSA has set corporate average standards for fuel consumption that are equivalent to EPA's standards.

For Vocational Trucks.

This vehicle segment has been divided into three regulatory subcategories—Light Heavy (Class 2 through 5), Medium Heavy (Class 6 and 7), and Heavy Heavy (Class 8) - which is consistent with engine classifications. The respective vehicle standards are depicted in Table 5. The corresponding engine standards for light heavy-duty (LHD), medium heavy-duty (MHD), heavy heavy-duty (HHD) diesel engines and for heavy-duty gasoline engines are shown in Table 6.

Table 5: Final (MY 2017) vocational vehicle standards [20]

Category	EPA CO_2 Emissions	NHTSA Fuel Consumption
	g/ton-mile	*gal/ 1,000 ton-mile*
Light Heavy Class 2-5	373	36.7
Medium Heavy Class 6-7	225	22.1
Heavy Heavy Class 8	222	21.8

4. THE JAPANESE APPROACH

Japan introduced its first fuel economy standard for HDVs in November 2005. The standard applies to all commercial vehicles with gross vehicle weight rating (GVWR) >3.5 metric tons (Buses with carrying capacity > 11 people). Fuel economy standards is regulated in km/liter unit. The target fuel consumption standards is 2.01 km/l for tractor trailers [21].Targets disaggregated by vehicle type, class, and weight. Manufacturers must meet targets starting in MY 2015. Efficiency technologies incorporated into vehicles must be displayed prominently in catalogs starting in 2006.

5.CERTIFICATION TESTS

Emissions are measured using a standardized test cycle that is designed to simulate real driving. CO_2 emissions are tested on the same engine that is tested for pollutant emissions—typically the highest rated engine within an engine family. While this is the "worst case" rating for meeting pollutant emission standards, it is typically the rating with the lowest specific CO_2 emissions within the engine family.

Table 6: Engine standards for engines installed in vocational vehicles [20]

Category	Year	CO_2 Emissions	Fuel Consumption
		g/bhp-hr	gallon/ 100 bhp-hr
LHD Engines	2014	600	5.89
	2017	576	5.66
MHD Engines	2014	600	5.89
	2017	576	5.66
HHD Engines	2014	567	5.57
	2017	555	5.45
HH Gasoline Engines	2016	627	7.06

The requirements for "Phase 1" regulations for tractors trailers and vocational vehicles include both engine and vehicle standards. Testing is conducted over one test cycle - which are the cycles used for criteria pollutant certification - :

- Tractor engines are tested over the steady-state SET test,
- Vocational engines are tested over the FTP transient test.

Chassis manufacturers are subject to the vehicle standards. Vehicle standards compliance is typically determined based on a customized, sophisticated vehicle simulation model, in the U.S called the Greenhouse gas Emission Model (GEM), developed by EPA specifically for this regulation [22] and in EU it is called VECTO [7].

The regulation does not require a complete chassis testing due to the large variety of vehicle configurations and the scarcity of heavy-duty chassis test facilities. The standards for these vehicles are component based, focusing on engines, aerodynamics features, weight reductions, tire rolling resistance. The program also sets full-vehicle standards for heavy-duty pickup trucks and vans (generally tested on a chassis dynamometer).

In Phase 1, engines are subject to GHG and fuel efficiency standards, expressed respectively in grams of carbon dioxide (CO_2) per brake horsepower-hour and gallons of fuel per brake horsepower-hour.

For phase 2 program, there are at least three structural options for expressing the required standards are under still investigation:

A. Separately regulating engines and the rest of the vehicle, as Phase 1 did
B. An integrated full-vehicle standard.
C. A combination of Options A and B.

6. CONCLUSION

Regulations of fuel consumption and CO_2 emission reduction from HDVs are new but tend to develop rapidly. Japan and the U.S. have adopted their first standards in 2006 and 2011 respectively. In the U.S. these "Phase 1" standards will phse-in through model years 2014–2018 and will reduce vehicle fuel consumption and CO_2 emissions in model year 2018 by 6 to 24%, depending on vehicle type. The agencies in the U.S. are now developing the next phase of the program (phase 2), which will apply to vehicles in later model years starting from MY 2020. A preliminary exploration of existing and emerging technologies indicates that further reductions of about 25% are possible. In the EU, a preliminary certification procedures have been developed, and it is anticipated to have a regulatory program in place by 2020. Each HDV regulatory program will have at least five elements: metrics for the standards, vehicle segmentation, test cycle, test methods and stringency of standards. It is very clear that those standard programs are not identical in all regions. Simulation modeling is an important element of the heavy-duty regulation program but, in addition, some physical testing cycle will be needed to validate the results of simulation and complete the process of vehicle certification.

7. REFERENCES

[1] Andy Noble, Chris Such, ''Ways to reduce CO_2 emissions from on-highway, heavy duty diesel engines '', Transport Research Arena, Paris,2014.

[2] Şahin, R., ''World trends of CO_2 emission regulations and reduction techniques for light-duty vehicles '', OTEKON 2014, 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA, 26 – 27 Mayıs 2014.

[3] Fontaras, G.,''Developent of a CO_2 certification and monitoring methodology for HDVs – Proof of concept report,'' Joint Research Center (JRC), Italy, 2014.

[4] EC, 2013 Website European Commission (EC), Climate Action : Towards a strategy to address CO_2 emissions from Heavy-Duty Vehicles http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/heavy/index_en.htm

[5] European Commission, ''White Paper on transport - Roadmap to a single European transport area - Towards a competitive and resource-efficient transport system'', Luxembourg, 2011.

http://ec.europa.eu/transport/strategies/2011_white_paper_en.htm
[6] Hausberger, S.,"Progress in CO_2 and Fuel Efficiency Goals and Measurement Methodologies." Presented at 9th Diesel Emissions Conference & AdBlue Forum Europe 2013, Duesseldorf, Germany, June 18th - 20th, 2013.
[7] Aarnink, S. Schroten, A., Van Essen, H. ''CO_2 standards and labels for HDVs: A comparative analysis of design options'', Delft, CE Delft, Nov. 2013.
[8] Study by CE Delft, Marginal Abatement Cost Curves for HDVs, 2012, http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/heavy/docs/hdv_2012_co2_abatement_cost_curves_en.pdf
[9] EC,"Strategy for reducing Heavy-Duty Vehicles' fuel consumption and CO_2 emissions", Brussels, COM285 Final, 2014.
[10] Hill, N., S. Finnegan, J. Norris, C. Brannigan, D. Wynn, H. Baker, I. Skinner. "Reduction and Testing of Greenhouse Gas (GHG) Emissions from Heavy Duty Vehicles – Lot 1: Strategy." Prepared by AEA and Ricardo for European Commission – DG Climate Action, DG ENV. 070307/2009/548572/SER/C3. February 22, 2011.
[11] TU Graz, 2012, Reduction and Testing of Greenhouse Gas Emissions from Heavy Duty Vehicles LOT 2 - Development and testing of a certification procedure for CO_2 emissions and fuel consumption of HDV, Graz : University of technology Graz, Institute for Internal Combustion Engines and Thermodynamics, 2012.
[12] Schuckert, M., ''Towards concepts for a world-wide harmonization of GHG reduction strategies for HDV – think globally but incorporate regional aspects,'' Presented at Diesel Emissions Conference and Diesel Exhaust Fluid Forum 2011, Atlanta, USA, 2011.
[13] David L. Greene, D. L., Baker, H. H., Plotkin, S. E., ''Reducing Greenhouse Gas Emissions from U.S. Transportaion'', January 2011.
[14] Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Transportation energy data book, Edition 32. Online at http://cta.ornl.gov/data/index.shtml, August 28, 2013.
[15] EPA and NHTSA , "Greenhouse Gas Emissions Standards and Fuel Efficiency Standards for Medium- and Heavy-Duty Engines and Vehicles: Final Rule." US Federal Register, Volume 76, No. 179, Sep. 15th, 2011.
[16] Regulatory Impact Analysis (RIA), Final Rulemaking to Establish Greenhouse Gas Emissions Standards and Fuel Efficiency Standards for Medium- and Heavy Duty Engines and Vehicles, 2011. http://www.epa.gov/otaq/climate/documents/420r11901.pdf
[17] Khan, S. and Langer T., ''Structural Options for Phase 2 Heavy-Duty Vehicle Fuel Efficiency and Greenhouse Gas Standards'', ACEEE White Paper, 2014.
[18] National Research Council (NRC), Technologies and Approaches to Reducing the Fuel Consumption of Medium- and Heavy-Duty Vehicles, 2010.
[19] ACEEE, "Further Fuel Efficiency Gains for Heavy-Duty Vehicles." Fact sheet, 2013. http://aceee.org/fact-sheet/heavy-duty-fuel-efficiency
[20] DieselNet.com, ''Heavy-Duty Vehicles: GHG Emissions and fuel economy'', http://www.dieselnet.com/standards/us/fe_hd.php
[21] ICCT, **"**Fact Sheet: Japan's 'Top Runner' Fuel Economy Standards for Heavy-duty Vehicles, The International Council on Clean Transportation**"**, Feb. 2008.
[22] EPA, ''Greenhouse Gas Emission Model (GEM) User Guide'', EPA-420-B 11-019, 2011.

8. List of abbreviations

ACEEE = American Council for an Energy-Efficient Economy
DOT = The U.S. Department of Transportation
EC = European Commission
EU = European Union
EPA = Environmental Protection Agency
FTP = Federal Transient Test Cycle
ICCT = International Council on Clean Transportation
GHG = Greenhouse Gas
HDVs = Heavy-duty Vehicles
LDVs = Light-Duty Vehicles
NHTSA = National Highway Traffic Safety Administration
SET = Supplementary Emission Test Cycle

GEREKLİLİK ANALİZİ ve MEKANİZMA İNDİRGEME

Hakan Serhad SOYHAN[1], Vedat DEMİRTAŞ[2,*], Cem SORUŞBAY[3], Hüseyin KARADENİZ[4], Gökhan COŞKUN[2]

[1]Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya Üniversitesi, Sakarya/Türkiye
[2]Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya Üniversitesi, Sakarya/Türkiye
[3]Makine Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul/Türkiye
[4]Kataliz Araştırma ve Teknoloji Enstitüsü, Karlsruhe Teknoloji Enstitüsü, Karlsruhe/Almanya
*Sorumlu yazar: vedaddemirtas@gmail.com

Özet

Artan enerji ihtiyacı ve tüketilen enerji kaynaklarına bağlı olarak alternatif enerji kaynakları ve enerji verimliliğinin önemi her geçen gün daha çok artmaktadır. İçten yanmalı motorlar açısından bu konuda yapılan çalışmalardan biri de yanmanın iyileştirilmesidir. Yanma prosesinin optimize edilmesi suretiyle içten yanmalı motorlarda yakıt sarfiyatı azaltılabilmekte ve aynı zamanda emisyonlar iyileştirilebilmektedir. Bu optimizasyon yapılırken gerçekçi bir simülasyon elde etmek için, 0-boyutlu HAD yazılımlarda detaylı kimyasal kinetik mekanizmaların kullanımı gereklidir. Fakat, detaylı kimyasal kinetik mekanizmalar çok fazla bileşen ve reaksiyon sayısına sahiptirler ve 3-boyutlu CFD yazılımlarında kullanılamazlar. Bu yüzden, içten yanmalı motorların geliştirme çalışmalarında indirgenmiş mekanizmalar kullanılmalıdır. Bu çalışmada detaylı mekanizmanın indirgenmesi için kullanılan yöntemlere alternatif olarak "Gereklilik Analizi" metodu geliştirilmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak metodun performansı irdelenmiştir.

Anahtar kelimeler: Detaylı kimyasal kinetik mekanizma, İndirgeme yöntemleri, Gereklilik Analizi ve SRM yaklaşımı.

NECESSITY ANALYSIS AND MECHANISM REDUCTION

Abstract

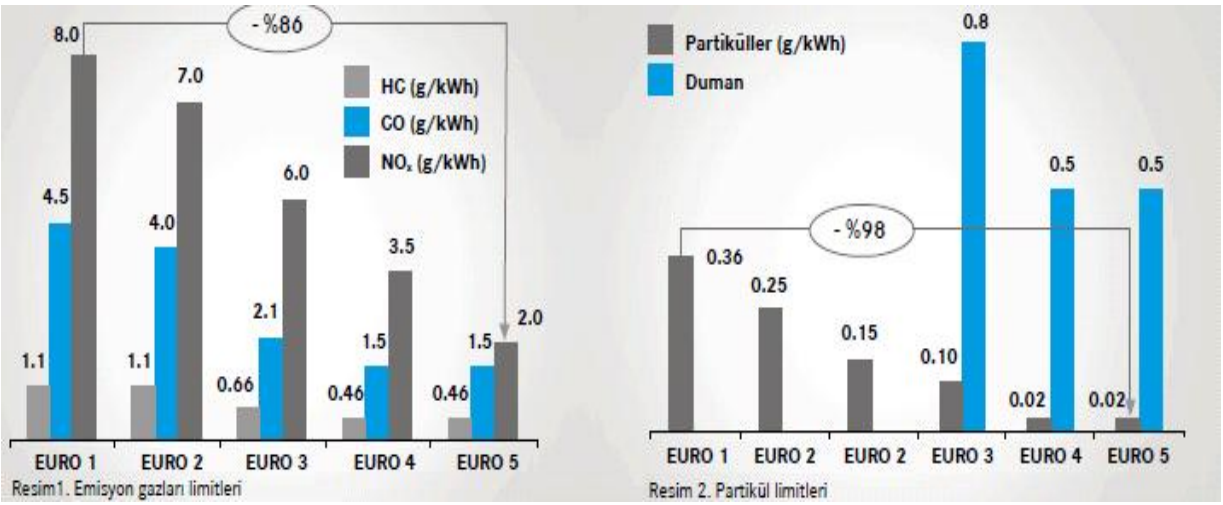
The importance of alternative energy sources and energy efficiency are rapidly increasing day by day, depending on increasing energy demand and consumption of energy sources. In terms of the internal combustion engine, one of the studies on this issue is to improve the combustion. The fuel consumption can be reduced and the exhaust emissions can be improved by optimizing the combustion process. While this optimization is made, the use of detailed chemical kinetic mechanisms is required in 0-dimensional CFD softwares to achieve a more realistic simulation. But, the detailed chemical kinetics mechanisms have many numbers of species and reactions and cannot be used in 3-dimensional CFD softwares. So, the reduced mechanisms must be used to develop the internal combustion engines. In this study, “Necessity Analysis” method has been developed as an alternative to methods used for reducing the detailed mechanism and the performance of the method was investigated by comparing with experimental results.

Keywords: Detailed chemical kinetic mechanism, Reduction methods, Necessity analysis and SRM approach.

1.Giriş

Dünyadaki ekonomik gelişmeler ve hızlı nüfus artışı sebebiyle, enerji tüketimi ve talebi giderek artmaktadır. Ülkeler, dünyadaki birincil enerji maddelerinin hızla azalan kapasiteleri ve artan fiyatları karşısında, özellikle 1970'li yıllarda ortaya çıkan enerji krizlerinden sonra, bu maddelerin dışa bağımlılığını azaltmak için çeşitli girişimlerde bulunmuşlardır. Mevcut enerji kaynaklarının hızla tükenmesi karşısında yenilenebilir enerji kaynaklarının araştırılması ve enerji verimliliği öne çıkan konulardan biridir [1-2].

Bununla birlikte, yıllar itibariyle sürekli artış gösteren motorlu taşıt sayısına bağlı olarak artan, taşıtlardan kaynaklanan egzoz emisyonları da artık tehlike boyutların üzerine çıkmaktadır. Başta metropol kentler olmak üzere yaşanan hava kirliliği problemi küresel ısınma boyutunda etkiler ortaya koymaktadır. Neticede dünyada pek çok bölgede, yönetimlerce emisyonları kısıtlayıcı yasal düzenlemeler yapılmakta ve bu düzenlemeler gün geçtikçe daha da daralan limitler ortaya çıkarmaktadır (Şekil 1.) [1-3].

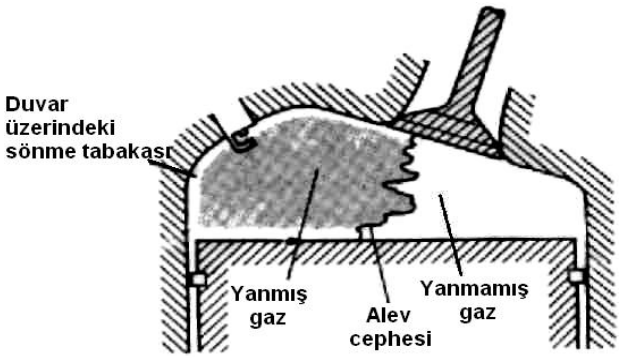


Şekil 1. Euro emisyon kısıtlamaları [3]

Enerji güvenliğini sağlamayı hedefleyen Türkiye, çevresel etkileri gözeterek enerji ihtiyacının mümkün olduğu kadar yerel kaynaklardan karşılanmasına önem vermek zorundadır. Bu bağlamda ileri, daha etkin, maliyet açısından makul ve yenilenebilir enerji kaynaklarının devreye sokulması yoluyla enerji kaynaklarının çeşitlendirilmesine katkı sağlanabilir. Ayrıca mevcut enerji kaynakların verimli bir şekilde kullanılması da önemli bir çözüm olarak görülmektedir. Enerji verimliliği açısından, kaynakların özenilerek tüketilmesiyle çok ciddi tasarruflar elde edilebilir.

İçten yanmalı motorlara bakılacak olursa, kullanılan yakıtın enerji verimliliği açısından en önemli parametrelerden biri silindir içerisinde gerçekleşen yanmadır (Şekil 2.). Yanma prosesi hakkında tam bilgi edinilmesi çok önemlidir. Çünkü yanma prosesinin iyileştirilmesi suretiyle enerji tasarrufu ve problemin kaynağından çözülmesi sağlanabilir [3-5].

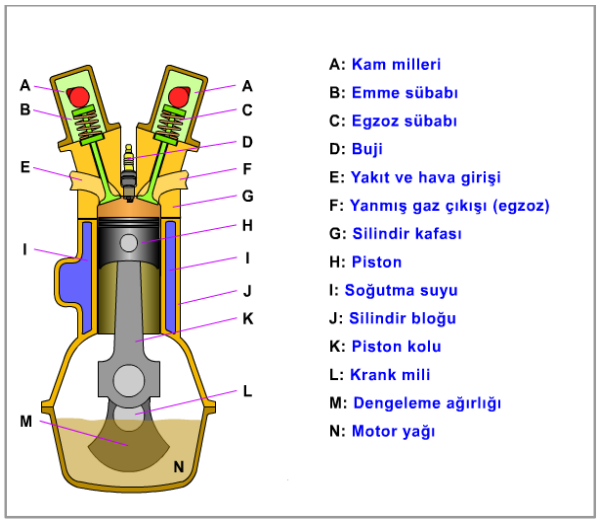
Yanma prosesi oldukça kompleks bir konudur. Fakat geliştirilen yanma modelleriyle yanma prosesi çok daha kolay incelenmektedir. Gerçekçi bir yanma modeli, tasarımcılara içten yanmalı motorların yanma odasında gerçekleşen prosesleri tam olarak anlamaları ve bu doğrultuda yeni inovatif öneriler sunmaları konusunda çok yardımcı olmaktadır [4-6]. Şekil 3.'te dört zamanlı içten yanmalı motoru oluşturan temel elemanlar gözükmektedir.



Şekil 2. İçten yanmalı motorlarda silindir içerisinde yanma

Günümüzde kimyasal kinetik modelleme, içten yanmalı motorlardaki yanma prosesini geliştirme ve motorları

optimize etme açısından önemli bir araç görülmektedir. Bu yüzden, içten yanmalı motorlarda meydana gelen yanma prosesinin daha gerçekçi bir simülasyonunu elde etmek için, detaylı bir kimyasal kinetik mekanizmaya ihtiyaç vardır [4-6].



Şekil 3. Dört zamanlı bir benzinli motor ve elemanları

Detaylı kimyasal kinetik mekanizma ve HAD kodlarının kombinasyonuyla, içten yanmalı motorları geliştirmek çok daha mümkün olmaktadır. Detaylı mekanizmayı, yüksek bir CPU maliyeti olsa da, 0 boyutlu yanma analizlerinde kullanmak mümkündür, ancak 3 boyutlu HAD simülasyonlarında kullanmak imkansızdır. Dolayısıyla bazı basitleştirmelerin yapılması zorunlu olmaktadır. [7-10].

Detaylı kimyasal kinetik mekanizma, modellenen şartlar için reaksiyonun önemini dikkate almaksızın, yakıtın yanmasında kullanılan mümkün olan her bir kimyasal yolu içermektedir. Bu yüzden analiz edilen şartlarla ilgili olmayan, bütün bileşen ve reaksiyonları elimine etmek gerekmektedir. Böylece daha az hesaplama kaynakları kullanılarak doğru sonuç elde etmek mümkün olmaktadır. Bu problemi çözmek için kullanılan en yaygın teknik detaylı kimyasal kinetik mekanizmadan türetilen indirgeme mekanizmalarıdır [7-10].

Bu çalışmada, detaylı mekanizmanın indirgenmiş mekanizmaya dönüştürmesi için 'Gereklilik Analizi' yöntemi önerilmektedir. Bu yöntem temel olarak duyarlılık, reaksiyon akış ve ömür analizlerinin eş zamanlı kullanımını öngörmektedir.

Bu şekilde geliştirilen indirgenmiş mekanizmalar tanımlanan problemin başlangıç ve sınır değerleri ile araştırmanın yapılacağı parametre aralığı için geçerli olmaktadır. Böylece, motor tasarım ve performans analizleri için 3 boyutlu sayısal akışkanlar dinamiği yazılımlarında kullanılabilmektedir.

Ancak geliştirilecek olan mekanizmaların doğruluğundan emin olmak gerekmektedir. Bunun için HAD programlarından elde edilen yanma verileriyle deneysel veriler karşılaştırılmakta ve bu süreçte şok-tüp deney verileri de validasyon için kullanılmaktadır.

Bu çalışmanın temel amacı, yakıtların kinetik davranışlarını yeteri kadar sağlayan indirgeme mekanizmalarını, gereklilik analizini kullanarak SRM yaklaşımı ile üreten bir metot geliştirmektir. Ayrıca, indirgeme işleminin önceden belirlenen ölçütler çerçevesinde, çalışma kapsamında geliştirilecek olan bilgisayar yazılımı ile dışarıdan müdahale olmaksızın gerçekleştirilmesinin sağlanmasıdır.

Böylece, hiçbir deneysel işleme veya manüpülasyona ihtiyaç duyulmadan, incelenmek istenen karışımın yanma prosesi ile ilgili gerekli bilgiler elde edilmiş olacak ve optimizasyon çalışmaları çok daha kolay yapılabilecektir. Bunun dışında, deneysel olarak incelenmesi zor ya da imkansız olan parametrelerin 3 boyutlu olarak modellenmesi mümkün olacaktır.

2. Modelleme

Motorların analizinde kullanılan modeller ampirik bağıntılar ve yaklaşımlar kullanılarak geliştirilirler. Sıklıkla çevrimler sanki kararlı durum olarak düşünülürler. Modellemelerde akışkanlar mekaniği denklemleri kullanılır [11].

Yanma modellemesi, içten yanmalı motor çevrimlerinin bilgisayarlı simülasyonunda anahtar elemanlardan birisidir. Motorun çalışmasındaki bütün bileşenler doğrudan yanma proseslerini etkilemektedir. Yanma üç boyutlu, zamana bağlı türbülanslı akışta, hidrokarbon karışımı içeren yakıt ile ve az anlaşılmış yanma kimyasıyla oluşmaktadır. Yanma odaları farklı tasarım şekillerine sahiptirler ve bu tasarımlarda ısı transferini de hesaplamak zordur. Yanma modellerinde kullanılan üç yaklaşım vardır [12]:

(1) Sıfır boyutlu modeller: Bu modeller ampirik 'ısının açığa çıkması' modeli kullanılırlar; burada tek bağımsız değişken zamandır.

(2) Bir boyutlu (quasi-dimensional) modeller: Bu modeller ısının açığa çıkması modelini türeterek türbülanslı yanma için ayrı birer alt model kullanırlar.

(3) Çok boyutlu modeller: Bu modeller alev ilerlemesini hesaplamak için üç boyutlu kütle, momentum, enerji ve

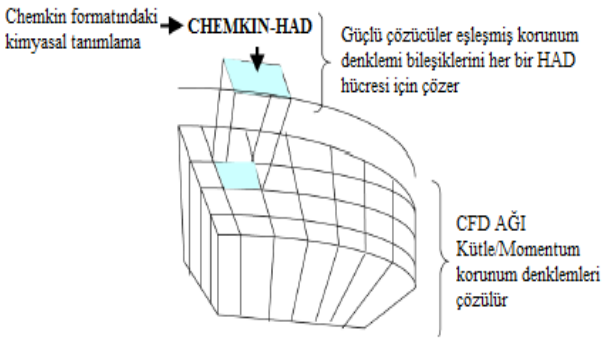
bileşenlerin korunumu denklemlerini sayısal olarak çözerler.
Bütün modeller motor verimi, performansını ve emisyonlarını hesaplamak için kullanılırlar. Sıfır boyutlu ve sanki boyutlu modeller tam motor modellerini içerirler, fakat yanma odası geometrisiyle açık bir bağlantı yoktur. Dolayısıyla, bu modeller motorların geliştirilmesiyle ilgili parametrik çalışmalarda kullanışlıdırlar. Yanma odası geometrisi önemli veya çokça değiştirilmesi gerekiyorsa, çok boyutlu modeller daha çok kullanılmaktadır [12].

Bunun yanı sıra, otomotiv endüstrisinde içten yanmalı motor geliştirme çalışmalarında daha çok üç boyutlu (3B) hesaplamalı akışkanlar dinamiği metotlarının kullanıldığı yazılımlar tercih edilmektedir. Bunun nedeni 3B modelleme ile geometri etkisi ve ısı transferi gerçek motor yapısına en yakın şekilde tanımlanabilmektedir. Yapılan simülasyonlarda gerçekçi bir sonuca varılmasında ısı transferinin etkisinin gerçek koşullara uygun bir şekilde incelenmesinin çok önemli olduğu görülmüştür. 3D modellerin dezavantajı ise büyük hidrokarbonlara, yüzlerce reaksiyon ve bileşenlere sahip çok detaylı mekanizmaların simülasyonu çok uzun işlemci süresi gerektirmesidir. Bu yüzden, içten yanmalı motorlarda meydana gelen yanma prosesini tam olarak anlamak ve geliştirmek için indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizmalara ve bunların 3B HAD programlarında kullanımına ihtiyaç duyulmaktadır [13-19].

3. Kimyasal Kinetik Modelleme

Kimyasal kinetik mekanizmalar, hidrokarbon yanmasında yaygın olarak kullanılmaktadır [20]. Hidrokarbon yakıtların yanmasını tanımlayan modeller çok sayıda bileşeni ve çok sayıda kimyasal reaksiyonu içermektedir. Bu tip modellerin, içten yanmalı motorlarda yanma odası içerisindeki olayları tanımlayan akışkana ait denklemlerle birlikte çözümü bilgisayar belleği ve çözüm süresi açısından sorun oluşturduğu gibi, sayısal hataların birikimi nedeniyle de güçlükler oluşturmaktadır. Ayrıca yanma mekanizmasında yer alan reaksiyonların "zaman ölçekleri" önemli farklılıklar göstermekte olduğundan sistemin kararlılığı da etkilenmektedir. Hidrokarbon yanmasını tanımlayan sistemler, belirtilen sorunlara çözüm sağlayabilmek amacıyla tanımlanan kısaltılmış kinetik modeller kapsamında ele alınmakta, çözülecek denklem sayısı azaltılarak çözüm kararlılığı sağlanmaktadır. Reaksiyon hızı oldukça yüksek olan reaksiyon gruplan için sanki-denge kabulü yapılarak sayısal basitleştirme sağlanmaktadır. Kompleks yakıtların reaksiyon mekanizmalarının oluşturulması ve bunların herhangi bir bilgi kaybı olmaksızın uygulamaya yönelik yanma sistemlerini içeren hesaplamalarda kullanılacak şekle indirgenmesi için çeşitli kimyasal kinetik indirgeme yöntemleri gerekmektedir. Yanma sistemlerinde kimyasal yapının basitleştirilmesi amacıyla çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemlerle geliştirilen indirgenmiş mekanizma tanımlanan problemin başlangıç ve sınır değerleri ile araştırmanın yapıldığı parametre aralığı için geçerli olmakta ve motor tasarımı amacıyla sayısal akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımlarında kullanılabilmektedir [4-6,13,20-21].

Deney düzenekleriyle karşılaştırıldığında maliyet ve zaman açısından HAD yazılımları çok faydalı bir yöntemdir. Geliştirilen kimyasal kinetik mekanizma ve HAD kodlarının kombinasyonuyla içten yanmalı motorları geliştirmek çok daha mümkün olmaktadır [5]. Şekil 4.'te sıfır boyutlu bir HAD programı olan Chemkin kodunun çalışma şeması gösterilmektedir.



Şekil 4. Chemkin kodunun çalışma şeması

Çok amaçlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodları, çok karmaşık reaktif akışı simüle etmek ve belirtilen koşulları için ateşleme süresi gibi özellikleri, mol kesri ve sıcaklık-basınç-emisyon seviyelerini tahmin yeteneğine sahiptir. Detaylı kimyasal reaksiyon mekanizmalarını kullanarak, yanma, oksidasyon ve ateşleme süreçleri için reaktif sistemlerinin temsil açısından son yirmi yılda büyük ilerleme yaşanmaktadır [22-28].

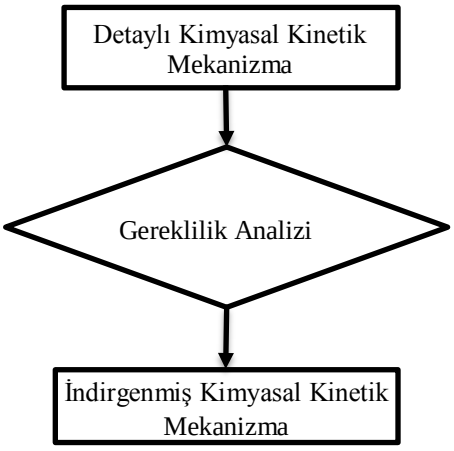
Detaylı kinetik mekanizmaların yüzlerce bileşen ve binlerce reaksiyonları içermesinden dolayı, HAD simülasyonları ile yapılan hesaplamalar muazzam hesaplama süresi gerektirmektedir. Doğrusalsızlık, çok sayıda kimyasal bileşen ve reaksiyon, aynı zamanda kimyasal reaksiyonların geniş bir zaman aralığı sergilemesi bu denklem sistemlerinin kararlılığının daha zor olmasına yol açmaktadır [29]. Türbülanslı akış bunun yanı sıra bazı laminer tepkimeli akış simülasyonları güncel sayısal algoritmalar ve işlem özellikleri ile çok fazla CPU zamanı gerektirir. Dolayısıyla, büyük tepkime mekanizmalarının azaltılması gerekir. Bu nedenle, detaylı reaksiyon mekanizmalarının bileşen ve reaksiyonlarının sayısını

indirgemek için mekanizmaları basitleştirme yöntemleri geliştirilmiştir.

4. İndirgeme Teknikleri

İskelet indirgeme teknikleri özel koşullar için bileşen sayısını ve önemsiz olarak düşünülen reaksiyonları elimine etmek içindir. Farklı iskelet indirgeme teknikleri vardır. Parametreler ve model sonuçları arasındaki ilişkiyi ortaya koyan duyarlılık analizi en eski indirgeme tekniklerinden biridir [30]. Duyarlılıklar, belirli bir zamanda küçük değişikliklerle kontrol parametreleri rahatsızlık vermesini modeli yeniden çalıştırmayı ve daha sonraki bir zamanda duyarlılıkları tanımlayarak hesaplanır. Hassasiyet analizi kimyasal kinetik açısından özellikle kullanılır: (1) belirli bir problemde reaksiyonların sayısını azaltır (2) sistemde oran sınırlayıcı adımlarının belirlenmesi ve (3) sistemde her bir reaksiyonun göreceli öneminin anlaşılmasıdır [30]. Reaksiyon akış analizi iki ana kategoriye ayrılabilir: Entegral tepki akış analizi ve yerel reaksiyon akış analizi. İntegral reaksiyon akış analizi yanma süreçlerinde tüm oluşum ya da tüketimi dikkate almaktadır. Bir reaksiyon belirli bir durum için gereksiz olarak kabul edilebilir. Bir satırdaki tüm girişleri belli bir sınırın altında ise, örneğin %1, yerel reaksiyon akış analizi, zamana bağlı problemlerde belirli zamanlarda ya da sürekli süreçlerinde belirli konumlarda, yani yerel bileşenlerin oluşum ve tüketimini dikkate almaktadır [32].

Yukarıda tanımlanan iki iskelet indirgeme tekniği, hassasiyet analizi ve reaksiyon akış analizi, eş zamanlı olarak birleştirildiğinde gereksiz bileşenleri elemek amacıyla kullanılmakta ve "gereklilik analizi" adıyla Soyhan ve arkadaşları tarafından önerilmiştir [21,33] (Şekil 5.).



Şekil 5. Hedeflenen kimyasal kinetik model

Saylam ve arkadaşları (2007) ise gereklilik analizine benzer bir yaklaşımla gereksiz reaksiyonları tanımlamak için reaksiyon hızı analizi ile duyarlılık analizi birleştirmiş, ancak tüm reaksiyonları farklı bir yöntem kullanarak yavaş ve hızlı olarak tanımlanan iki grupta toplamıştır [34]. Duyarlılık analizi de iki farklı gruba tüm reaksiyonları bölmek için kullanılmıştır; Hız sınırlama ve hız sınırlayıcı olmayan reaksiyonlar olarak. Hız sınırlayıcı olmayan ve yavaş bileşenleri tespit etmek için bu iki analiz sonuçları birleştirilmiştir. Sonuç olarak; indirgenmiş mekanizmalar, silinen reaksiyonlar ve silinen reaksiyonlarda yer alan bileşenler tarafından elde edilmiştir.

Yönlendirilmiş ilişki grafiği (DRG) [35-37] yöntemi iskelet indirgemesi için başka bir yaklaşım getirmektedir. Bu, hem hassasiyet hem de reaksiyon akış analizinden farklıdır. İskelet mekanizma önemsiz bileşenler belirlenerek bu yöntemle üretilir ve böylece önemsiz basit reaksiyonlar mevcut bir sayısal kritere dayanan bu bileşenlerle ilişkilidir. DRG metodundan geliştirilen diğer bir yöntem olan DRGEP [38-40] yoldan bağımsız hata gelişimini DRG'ye ek olarak içermektedir. Lu ve Law tarafından geliştirilen DRGASA [41] ise DRH indirgeme işleminde elenmeyen bileşenlere hassasiyet analizi uygulamışlardır. Niemeyer (2010) ise geliştirdiği DRGEPSA yönteminde DRGEP ve DRGASA yaklaşımlarını birleştirerek her iki yöntemin avantajlarını birleştirerek detaylı mekanizmadan daha fazla bileşen elemeyi başarmıştır [42].

Anlık elementel akış analizini kullanarak kinetik mekanizmaların indirgemesi [43] elementel akış analizine dayalı reaksiyon akış analizine benzer bir iskelet indirgeme tekniğidir [44]. C, H, O ve N bileşenleri arasında her bir atomun elementel akı analizi anlık olarak bu yöntemle hesaplanır. Kaynaklar ve havuzları arasındaki her atomun atom akıları azalan sırada sıralanır ve kullanıcı tanımlı bir eşik seviyelerine göre indirgenmiş mekanizmaları elde etmek için akı listesi uygulanır.

Ömür analizleri reaksiyon mekanizmalarının zaman ölçekleri dikkate alındığında, mekanizma indirgemesi için farklı bir yaklaşım vardır. Adi diferansiyel denklem kümesi sistemlerinde zaman ölçekleri reaksiyon kinetiği tasviri farklı oranlarda elementel reaksiyonların gelmesine bağlıdır [32]. Ömür analizi; Hesaplamalı Tekil Pertürbasyon (CSP) ve Düşük Boyutlu Manifoldlar yöntemi (ILDM) olarak iki ana gruba ayrılabilir. CSP hedef bileşenin kümesinin üretim ve tüketim için reaksiyonlarının önemini analiz etmek ve önemsiz bileşenler ve reaksiyonları kaldırarak iskelet mekanizmaları üretmek için kullanılır [41]. Ek olarak diğer

bir iskelet indirgeme yöntemi ise önem seviyesidir (LOI). Bu yöntem CSP yöntemine yakın bir yaklaşım olarak görülebilir. Bileşenlerin hassasiyeti ile bileşenlerin kimyasal ömrü birleştirilir [45]. Her bileşene kimyasal ömür ve bileşenlerin hassasiyet ürünü tarafından önemli bir değer atanır. Bu yöntemde LOI yöntemi ile bileşenler tanımlanmış bir cut-off düzeyinden daha düşük olduğu varsayılır. ILDM yöntemi, Maas ve Papa tarafından tanıtılan ve uygulanan ikinci büyük ömür analizi yöntemidir [7-8,46]. CSP'den farklı olarak, ILDM hızlı ve yavaş zaman ölçeklerini ayırır. Bunun içinde giriş olarak serbestlik derecesi sayısı ve sadece detaylı kinetik mekanizması gerekir. Bu kullanıcı deneyimine bağlı değildir ve hangi bileşenlerde tüketilmesi ya da üretilmesi hakkında varsayım olmaması gerekir. Aksine ILDM bu rejimi oldukça iyi kapsar ise de, QSSA düşük sıcaklık rejimlerini kapsayamaz olduğu belirtilmelidir. İskelet indirgeme teknikleri ve ömür analizleri birleştirilerek indirgeme yöntemlerinde birçok bilim adamı tarafından kullanılmıştır [9,21,41].

İndirgeme işleminin, önceden belirlenen ölçütler çerçevesinde geliştirilecek olan HAD kodlarıyla ile dışarıdan müdahale olmaksızın gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Gereklilik analizi yöntemi kullanılarak incelenecek olan güncel yakıtlara ait detaylı mekanizmalar indirgenerek 0 boyutlu ve çok boyutlu yanma simülasyonunda test edilerek validasyon işlemine tabii tutulur ve mekanizma indirgenir. Gereklilik analizinin stokhastik yaklaşım kullanılarak indirgemenin yapılması ise çok farklı bir çalışma alanı olacaktır. Bu sayede geliştirilen HAD kodları SRM programına yüklenerek ticari başarı elde edilebilir.

5. Gereklilik Analizi ve Stokhastik Reaktör Modeli (SRM)

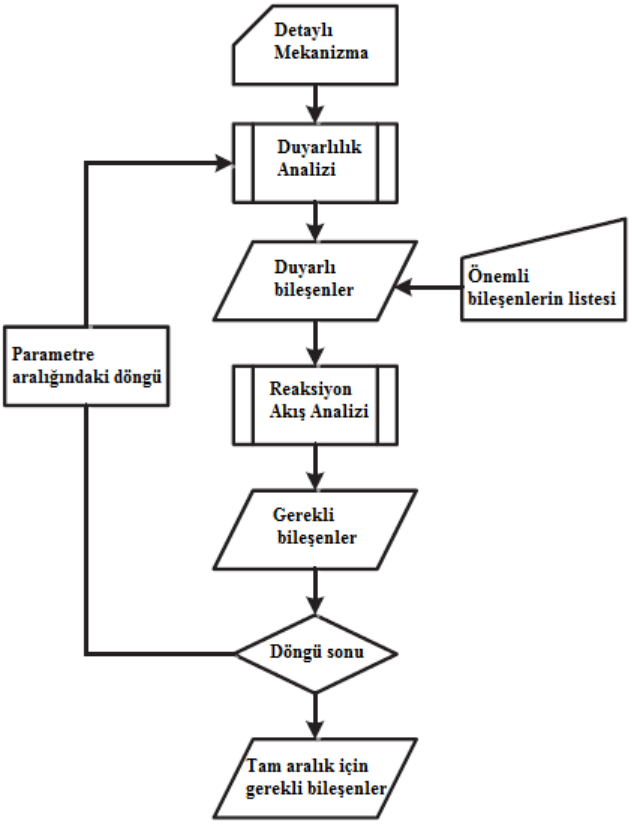
Yanma ortamındaki temel yakıtlar hidrokarbonlardır. Yanan hidrokarbonların kimyasal kinetik modelleri çok karışıktır. Yüzlerce alt reaksiyon içeren ve birçok kimyasal bileşiğin temel kimyasal mekanizma bilgisi ile bu şemalar sürekli gelişmektedir.

Bu kapsamda öncelikle yakıtın detaylı kimyasal kinetik mekanizmasının oluşturulması gerekmektedir. Geliştirilecek olan detaylı mekanizma HAD programlarında 0 boyutlu olarak simüle edilir ve elde edilen sonuçlar literatürde mevcut olan gerekli deneysel verilerle karşılaştırılarak mekanizmaların geçerliliği irdelenebilir. Bu süreçte şok-tüp deney verileri de validasyon için kullanılması çok faydalıdır.

Ardından oluşturulan detaylı mekanizma "Gereklilik Analizi" yöntemi kullanılarak, duyarlılık ve reaksiyon akış analizlerine tabii tutulup öncelikle "iskelet mekanizma" oluşturulur ve ömür analiziyle de "indirgenmiş mekanizmanın" elde edilmesi sağlanabilir.

Duyarlılık analizi tanımlanan problem koşullarında tüm yanma işleminde hassas olan bileşenleri taramaktadır. Bu bileşenlerin hesaplanmasındaki küçük hatalar tüm yanma karakteristiği üzerinde büyük hatalara yol açmaktadır. Reaksiyon akış analizi ise, yine tanımlanan problem koşullarında, diğer bileşenlerin oluşumunda ve tüketiminde etkin olmayan, önemsiz sayılabilecek bileşenleri saptamak için kullanılmaktadır. Bu iki analiz sonucunda istenilen koşullar için belirli kısıtlara göre önemsiz sayılabilecek bileşenler belirlenip bunlar detaylı mekanizmadan çıkarılmakta ve "iskelet mekanizma" elde edilmektedir.

Bu mekanizma ömür analizi tarafından son indirgemenin yapılacağı başlangıç mekanizması olarak kullanılmaktadır. Bu şekilde geliştirilen "indirgenmiş mekanizma" tanımlanan problemin başlangıç ve sınır değerleri ile araştırmanın yapıldığı parametre aralığı için geçerli olmakta ve motor tasarımı amacıyla sayısal akışkanlar dinamiği yazılımlarında kullanılabilmektedir (Şekil 6.).



Şekil 6. Gereklilik Analizi yönteminin akış şeması [10]

Mekanizmanın doğruluğu, benzer şekilde HAD programlarında 0 boyutlu ve çok boyutlu yapılan simülasyonlar ile deney sonuçlarından alınan veriler karşılaştırılarak yapılabilir. Bu amaçla, 0 boyutlu HAD analizleri için Chemkin'le beraber SRM programı ve çok boyutlu analiz içinse Ansys Fluent programı kullanılabilir. Karşılaştırma parametresi olarak daha çok "tutuşma gecikmesi, pik basıncı ve ısı yayılım oranları" tercih edilmektedir. Fortran programıyla da detaylı, iskelet ve indirgenmiş reaksiyon mekanizmalarını tek bir program vasıtasıyla deneysel verilerin analizini yapılabilir. Üç ayrı reaksiyon mekanizmanın tek bir programda kullanılarak karşılaştırılması ile tam olarak bir kıyaslama yapılabilecektir.

İskelet ve indirgenmiş mekanizmanın, detaylı mekanizmaya çok yakın sonuçlar vermesi için yapılan analizlerde ne tür eksikliklerin olduğu saptanarak detaylı mekanizmaya en yakın değerler elde edilene kadar bu analizler tekrar edilecektir. Her aşamada iskelet ve indirgenmiş mekanizma tekrardan geliştirilecektir. Bu sayede indirgenmiş mekanizmanın, detaylı mekanizmaya yakın sonuçlar vermesi sağlanacaktır. Elde edilen iskelet mekanizmalar ve başlangıç mekanizması olan detaylı mekanizma SRM yazılımında yanma analizinde karşılaştırıldıktan sonra basınç ve sıcaklık değişiminde en fazla 0.1 KMA hata veren mekanizma sonuç iskelet mekanizması olarak tespit edilecektir.

Böylece, geliştirilecek olan HAD kodlarıyla dışarıdan müdahale olmaksızın ilgili yakıtın yanma prosesi sırasında oluşabilecek sorunlar veya eksiklikler daha modelleme aşamasında görüp gerekli önlemlerin alınmasına imkan sağlanacaktır. Gereklilik analizinin SRM (Stokhastik Reaktör Modeli) yaklaşımıyla kullanılması ise dünyada ilk olma niteliğini taşımaktadır.

SRM yaklaşımı, silindir içerisinde hayali yakıt parçacıkları olduğu kabulü ile yanma karakteristikleri ve kirletici emisyonları incelemek için geliştirilmiştir. Bu yazılımda, olasılık yoğunluğu fonksiyonu temelli stokhastik reaktör modeli kullanılmaktadır [47-50].

Diğer mevcut 0 boyutlu modellerden farklı olarak stokhastik reaktör modelinde silindirin iç yüzey sıcaklığı modele eklenerek, silindir yüzey sıcaklığının artması ve bu sıradaki yanma değişikliklerinin daha gerçekçi bir şekilde modellenmesi sağlanmaktadır. Ayrıca diğer 0 boyutlu modeller ısı transferini göz ardı ettiği için simülasyon sonucunda bu modelleme metotları ile deneysel veriler karşılaştırıldığında büyük sapmalar ortaya çıkmaktadır. SRM yaklaşımı diğer sıfır boyutlu yaklaşımlara kıyasla bu konuda büyük avantaja sahiptir [47-50]. Gereklilik analizinin stokhastik yaklaşım kullanılarak indirgemenin yapılmasıyla geliştirilen HAD kodları, SRM programına yüklenerek bilimsel bir çalışmanın yanında ticari bir başarı da sağlanabilir.

6. Sonuçlar

Enerji kaynaklarının %74'ünü ithal etmekte olan ve bu nedenle öncelikle kendi enerji güvenliğini sağlamayı hedefleyen Türkiye, çevresel etkileri gözeterek enerji ihtiyacının mümkün olduğu kadar verimli şekilde karşılanmasına önem vermek zorundadır. Yakıt kullanımının yoğun olduğu enerji üretimi, ulaştırma ve imalat sektöründe yakıtların yanma verimliliği artırılarak tüketim azaltılabilmektedir.

Ayrıca, dışa bağımlı olduğumuz fosil enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması hava kirliliğinin azalmasına neden olacaktır.

Simülasyon tekniklerindeki gelişmeler, geçmişte uzun zaman alan ve oldukça yüksek maliyetlerle gerçekleştirilen deneysel çalışmalara ihtiyacı en aza indirmiştir. Ancak mevcut bilgisayarların kapasitesi hala detaylı kimyasal mekanizmaların simülasyonlarda kullanımına izin vermemektedir. Bu nedenle detaylı kimyasal mekanizmaları indirgeyecek metotların geliştirilmesi dünyada son yıllarda ağırlık verilen önemli bir araştırma alanıdır.

İndirgemenin "Gereklilik Analizini" kullanarak stokhastik bir modelde yapılması bugün için çok özgün bir çalışma olacaktır. Bu sayede, Chemkin gibi zonal modellemelerde özellikle ısı transferi hesabında görülen önemli sapmalar Stokastik yaklaşımla giderilecek ve gerçek koşullara daha yakın sonuçlar veren indirgenmiş mekanizmalar geliştirilecektir. Ayrıca, Stokhastik yaklaşıma Gereklilik Analizi'nin adaptasyonu dünya'da bir ilk olacaktır.

Kaynaklar

[1] Saraçoğlu, N., Enerji projelerinin Türkiye'nin enerji potansiyeline katkı olanakları, Türkiye Enerji Semp.,TMMOB, Ankara, 1996.

[2] Balo, F. vd., Bitkisel yağların dizel yakıt özellikleri, Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları, 2006.

[3] http://www.mercedes-benz.com.tr/content/turkey/mpc/mpc_turkey_website/tr/home_mpc/truck_home/home/trucks/actros/bluetec/legislation.html , 25.05.2015.

[4] Chen, W., Shuai, S. and Wang, J., A soot formation embedded reduced reaction mechanism for diesel surrogate fuel, Fuel, 88, 1927–1936, 2009.

[5] Hernández, J.J., Sanz-Argent, J. and Monedero-Villalba, E., A reduced chemical kinetic mechanism of a diesel fuel surrogate (n-heptane/toluene) for HCCI combustion modelling, Fuel, 133, 283–291, 2014.

[6] Bahlouli, K., Atikol, U., Saray, R.K. and Mohammadi, V., A reduced mechanism for predicting the ignition timing of a fuel blend of natural-gas and n-heptane in HCCI engine, Energy Conversion and Management 79, 85–96, 2014.

[7] Maas, U., Pope, S.B., Implementation of simplified chemical kinetics based on intrinsic low- dimensional manifolds, in: Twenty-Fourth Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, 103–112, 1992.

[8] Maas, U., Pope, S.B., Laminar flame calculations using simplified chemical kinetics based on intrinsic low-dimensional manifolds, in: Twenty-Fifth Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, 1349–1356 1994.

[9] Luche, J., Reuillon, M., Boettner, J.-C., Cathonnet, M., Combust. Sci. Technol. 176 (11), 1935–1963, 2004.

[10] Karadeniz, H., Soyhan, H.S., Sorusbay, C., Reduction of large kinetic mechanisms with a new approach to the necessity analysis method, Combustion and Flame 159, 1467-1480, 2012.

[11] Demir, Ü., İçten yanmalı motorlarda yanma modellemesinde 0 ve 3 boyutlu simülasyon yazılımlarının performans değerlendirmesi, Yüksek lisans tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.

[12] Scania fordonshistoria 1891-1991 |language=Swedish| isbn=91-7886-074-1}} (Translated title: Vehicle history of Scania 1891-1991, 1992.

[13] Westbrook, C.K., Mizobuchi ,Y., Poinsot, T.J., Smith, P.J., Warnatz, J., Computational combustion. Proc Combust Inst 30:125–57, 2005.

[14] Youngchul Ra, Rolf D. Reitz, A reduced chemical kinetic model for IC engine combustion simulations with primary reference fuels, Combustion and Flame 155, 713–738, 2008.

[15] Pang, K.M., Ng, H.K., Gan, S., Development of an integrated reduced fuel oxidation and soot precursor formation mechanism for CFD simulations of diesel combustion, Fuel 90, 2902–2914, 2011.

[16] Zhong, Bei-Jing, Zheng, D., A chemical mechanism for ignition and oxidation of multi-component gasoline surrogate fuels, Fuel 128, 458–466, 2014.

[17] Wu, Z., Bao, T., Zhang, Q., Deng, J., Li, L., Simulation study on spray combustion mechanism of diesel–gasoline blend fuels, Fuel 143, 301–307, 2015.

[18] An, H., Yang, W.M., Li, J., A skeletal mechanism for multi-component fuel combustion simulations, Fuel 134, 429–438, 2014.

[19] Ra, Y., Reitz, R.D., A combustion model for IC engine combustion simulations with multi-component fuels, Combustion and Flame 158, 69–90, 2011.

[20] Pilling, M.J. (editor), Comprehensive chemical kinetics, volume 35, low-temperature combustion and autoignition, Elsevier, University of Leeds School of Chemistry Leeds, England, 293-438, 1997.

[21] Soyhan, H.S., Amnéus, P., Løvås, T., Nilsson, D., Maigaard, P., Mauss, F., Sorusbay, C., Automatic reduction of detailed chemical reaction mechanisms for autoignition under SI engine conditions, SAE Paper 2000-01-1895, 2000.

[22] Dagaut, P., Phys. Chem. Chem. Phys. 4, 2079–2094, 2002.

[23] Naidja, A., Krishna, C.R., Butcher, T., Mahajan, D., Prog. Energy Combust. Sci. 29, 155–191, 2003.

[24] Chaos, M., Kazakov, A., Zhao, Z., Dryer, F.L., Int. J. Chem. Kinet. 39, 399–414, 2007.

[25] Battin-Leclerc, F., Prog. Energy Combust. Sci. 34, 440–498, 2008.

[26] Westbrook, C.K., Pitz, W.J., Herbinet, O., Curran, H.J., Silke, E.J., Combust. Flame 156, 181–199, 2009.

[27] Herbinet, O., Pitz, W.J., Westbrook, C.K., Combust. Flame 157, 893–908, 2010.

[28] Physical and Life Sciences Directorate, <http://www-pls.llnl.gov/?url=science_and_technology-chemistry-combustion>, LLNL-WEB-409815 Rev. 1.

[29] Deutschmann, O., Computational fluid dynamics simulation of catalytic reactors, Handbook of Heterogeneous Catalysis, 1811–1828, 2008.
[30] Turanyi, T., Math, J., Chem. 5, 203–248, 1990.

[31] Kuo, K.K., Principles of Combustion, in: Principles of combustion, second ed., John Wiley & Sons, Inc, 2005.

[32] Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R.W., Combustion: Physical and chemical fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1996.

[33] Soyhan, H.S., Mauss, F., Sorusbay, C., Combust. Sci. Technol. 174 (11), 73– 91. DOI: 10.1080/713712950, 2002.

[34] Saylam, A., Ribaucour, M., Pitz, W.J., Minetti, R., Int. J. Chem. Kinet. 39 (4), 181–196, 2007.

[35] Lu, T., Law, C.K., A directed relation graph method for mechanism reduction, in: Proceedings of the Combustion Institute, vol. 30, 1333–1341, 2005.

[36] Lu, T., Law, C.K., Combust. Flame 144, 2006.

[37] Xin, Y., Song, Z., Tan, Y.Z., Wang, D., Catal. Today 131, 483–488, 2008.

[38] Pepiot-Desjardins, P., Pitsch, H., Combust. Flame 154, 67–81, 2008.

[39] Nagy, T., Turányi, T., Combust. Flame 156, 417–428, 2009.

[40] Niemeyer, K.E., Sung, C.-J., Combust. Flame, doi:10.1016/ j.combustflame.2010.12.010, 2010.

[41] Lu, T., Law, C.K., Combust. Flame 154, 2008.

[42] Niemeyer, K.E., Sung, C.-J., Raju, M.P., Combust. Flame 157, 1760–1770, 2010.

[43] He, K., Androulakis, I.P., Lerapetritou, M.G., Chem. Eng. Sci. 65, 1173–1184, 2010.
[44] Revel, J., Boettner, J.C., Cathonnet, M.,Bachman, J.S., Chim, J., Phys. Phys. – Chim. Biol. 91 (4), 365–382, 1994.

[45] Løvås, T., Combust. Flame 156, 1348–1358, 2009.

[46] Maas, U., Pope, S.B., Combust. Flame 88, 239–264, 1992.

[47] Su, H., Stochastic reactor models for simulating direct injection homogeneous charge compression ignition engines, Churchill College, Doktora tezi, University of Cambridge, 2010.

[48] Benavides, P.T., Diwekar, U., Optimal control of biodiesel production in a batch reactor Part II: Stochastic control, Fuel 94, 218-226, 2012.

[49] Orbegoso, E.M., Silva, L.F. da, Study of stochastic mixing models for combustion in turbulent flows, Proceedings of the Combustion Institute 32, 1595–1603, 2009.

[50] Boretti, A.A., Stochastic reactor modelling of multi modes combustion with diesel direct injection or hydrogen jet ignition start of combustion, International journal of hydrogen energy 37, 13555-13563, 2012.

BİYODİZEL İÇERİSİNE ORGANİK ESASLI MANGAN KATKI MADDESİ İLAVESİNİN MOTOR PERFORMANSI ve EGZOZ EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Mehmet ÇELİK[1] H. Serdar YÜCESU[2] Emre YILMAZ[3] Hamit SOLMAZ[4]

[1]Öğr.Gör., Niğde Üni. Niğde Teknik Bilimler MYO, mehmetcelik@nigde.edu.tr.
[2]Prof.Dr., Gazi Üni., Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği.
[3]Arş.Gör., Gazi Üni., Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği.
[4]Arş. Gör. Dr., Gazi Üni., Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği

ÖZET

Fosil yakıtların tüketimi dünyada giderek artmaktadır. İklim değişikliği ve sera gazı emisyonlarının azaltılması için araştırmalar biyoyakıtlar üzerine yoğunlaşmıştır. Ayrıca geleneksel fosil yakıtların yaygın olarak tüketiminden kaynaklanan çevre kirliliği konusunda ki endişeler çevre dostu ve yenilenebilir yakıtlar üzerine çalışmaları arttırmıştır. Bu çalışmada tek silindirli bir dizel motorda kanola yağı metil esteri içerisine n-heptan ve organik esaslı mangan katkı maddesi ilave edilmiştir. n-heptan ilave edilen yakıtta moment ve güç artarken özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Organik esaslı mangan katkısı ilave edilen yakıtlarda en iyi sonuç 12 ppm karışım oranında elde edilmiştir. Kanola yağı metil esterine göre maksimum güç artışı KH4Mn12 yakıtında %7,81 olurken özgül yakıt tüketiminde ise %7,92 azalma olmuştur. Tam yükte CO, THC ve İs emisyonları KH4Mn12 yakıtında minimum olurken, NO_x emisyonları maksimum seviyeye ulaşmıştır.
Anahtar Kelimeler: Kanola Yağı Metil Esteri, Yakıt Katkıları, Yanma, Egzoz Emisyonları

EFFECT OF ORGANIC BASED MANGANESE ADDITION TO BIODIESEL ON ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS

ABSTRACT

The consumption of fossil fuels in the world gradually increases. Due to climate change and for decreasing greenhouse gas emissions, researches were concentrated on biofuels. Besides, concerns about environmental pollution due to prevalent consumption of traditional fossil fuels accelerated studies on renewable fuels. In this study n-heptane and organic based manganese was added to canola oil methyl ester in a single cylindered diesel engine. While moment and power increased in n-heptane addition to fuel, specific fuel consumption decreased. In organic based manganese added fuels, best result was obtained with 12ppm mixture ratio. While power increase compared to canola oil methyl ester in KH4Mn12 fuel was 7.81% a decrease of 7.92% was obtained in specific fuel consumption. While CO, THC and smoke emissions in KH4Mn12 fuel at full load was minimum, NOx emissions reached to maximum level.
Key words: Canola Oil Methyl Ester, Fuel Additives, Combustion, Exhaust Emissions

1.GİRİŞ

Dizel motorlar daha iyi yakıt ekonomisi sağlamasından dolayı toplu taşımacılıkta, ağır sanayide ve tarım sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır [1]. Ulaşım sektörü fosil yakıt tüketimi ve sera gazı emisyonlarına önemli katkıda bulunmaktadır. Artan yakıt maliyetleri ve sıkı emisyon standartları araştırmacıları motor erimliliğini arttırmak ve emisyonların azaltılması için alternatif yakıt çalışmalarına yönlendirmiştir [2].

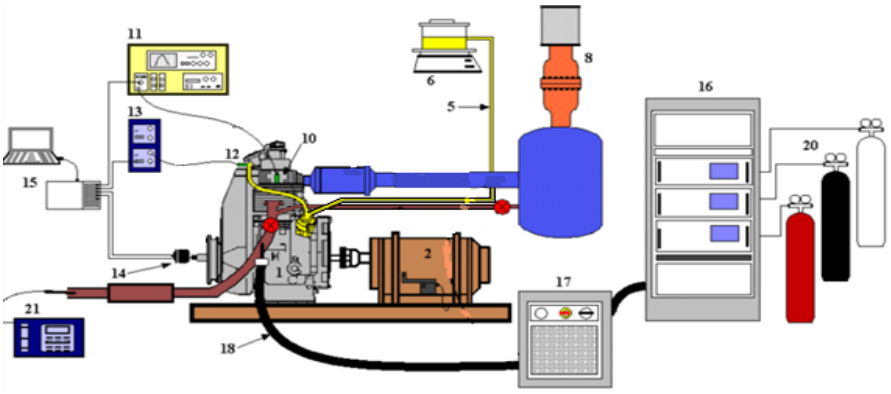
Alternatif yakıtlar azalan petrol rezervleri ve artan çevresel kaygılar nedeniyle çok ilgi görmektedir [3]. Birçok hükümet uluslararası enerji politikaları hedefleri doğrultusunda biyoyakıtlar özellikle biyodizelin kullanımı için çağrı yapmaktadır. Halen biyoyakıtların

kullanımı için otomobil ve yedek parça üretim şirketlerinin bazı itirazları olmaktadır. Bu itirazlar biyoyakıtların kullanımında ki artış hedeflerine ulaşımı etkilemektedir [4]. Biyodizel ve alkol gibi biyoyakıtlar, içten yanmalı motorlar için alternatif yakıt olarak önerilmiştir. Geleneksel dizel yakıta göre biyodizel yaşam döngüsü bazında CO_2 emisyonlarını %78 azaltabilmektedir. Amerika Birleşik Devletleri Çevre Koruma Ajansı (US EPA)'nın geleneksel dizel yakıtı ile yapmış olduğu karşılaştırma sonucunda saf biyodizel HC emisyonlarını %70, PM ve CO emisyonlarınında %50 azaldığını belirtmiştir [5]. Birçok araştırma biyodizel kullanımı sonucunda PM, HC ve CO emisyonlarında önemli bir azalma olduğunu göstermektedir. Ancak biyodizel kullanımında NOx emisyonlarının da arttığı belirtilmiştir. Biyodizel düşük emisyon içerikli bitkisel, hayvansal ve kullanılmış yağlardan üretilen yenilenebilir bir yakıttır [3].

2. MATERYAL METOT

Deneysel çalışmalar Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, İçten Yanmalı Motorlar Test Laboratuarında yapılmıştır. Çalışmada Şekil 1'de şematik resmi gösterilen Cussons P8160 motor deney düzeneği kullanılmıştır. İndikatör sistemi; Cussons marka P4100 model yanma analiz cihazı, AVL marka 3009 model şarj amplifikatörü, su soğutmalı piezoelektrikli AVL8QP500c silindir basınç sensörü ve National Instruments USB 6259 marka veri aktarım kartı ile enkoderden oluşmaktadır. Egzoz emisyonlarının ölçümü, Environnement-SA marka EGAS-2M model analitik emisyon ölçüm sistemi ve AVL 4000 DiSmoke model kısmi akışlı opazimetre kullanılarak yapılmıştır. Tablo 1'de deney motoru teknik özellikleri verilmiştir.

Deneyin birinci aşamasında kanola yağı metil esteri içerisine (KH0), hacimce %4 - %8 - %12 - %16 ve %20 n-heptan ilave edilerek yakıtların yakıt özellikleri belirlenmiştir. Özellikleri belirlenen yakıtların motor deneyleri yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda kanola yağı metil esteri n-heptan karışımlarında en iyi performans ve emisyon değerlerini veren n-heptan karışım oranı belirlenmiştir. Verilerin analizi sonucunda en iyi sonuçları kanola yağı metil esteri içerisine hacimce %4 n-heptan karışımı ilaveli (KH4) yakıtının verdiği belirlenmiştir. Deneyin ikinci aşamasında %4 n-heptan karışımlı (KH4) yakıt içerisine hacimce 4 ppm – 8 ppm – 12 ppm ve 16 ppm organik esaslı mangan katkısı ilave edilip yakıtların yakıt özellikleri belirlenerek aynı şartlarda motor performans ve emisyon karakteristikleri incelenmiştir. Tablo 2'de deney yakıtlarının isimlendirmesi ve içeriği verilmiştir. Tablo 3'de deneylerde kullanılan yakıtların kinematik viskozite, parlama noktası, yoğunluk ve alt ısıl değerleri verilmiştir.



1-Deney motoru **2**-DC dinamometre **5**-Dizel yakıt enjeksiyon sistemi ve yakıt hattı **6**-Hassas terazi **8**-Laminer akış metre **10**-Silindir basınç sensörü **11**-Yanma analiz cihazı **12**-Dizel yakıt hat basınç sensörü **13**-Hat basınç sensör şarj amplifikatörü **14**-Enkoder **15**-Bilgisayar ve veri aktarım kartı **16**-Emisyon ölçüm sistemi **17**-Emisyon örnek alma sistemi **18**-Isıtmalı emisyon örnekleme hattı **20**-Fonksiyon gazları (N_2, O_2, H_2/He) ve Spam gazları (C_3H_8, CO_2, CO, O_2) **21**-Opazimetre

Şekil 1. Deney sisteminin şematik görünümü [6]

Tablo 1. Deney Motoru Teknik Özellikleri

Motor Tipi	4 zamanlı, Direkt enjeksiyonlu
Silindir Sayısı	1
Silindir çapı (mm)	86
Kursu (mm)	68
Strok hacmi (cm^3)	395
Sıkıştırma oranı	18:1
Maksimum moment (Nm)	19.6 (2200 d/d'da)
Püskürtme Avansı (^oKA)	24

3. BULGULAR ve TARTIŞMA

Şekil 2 ve Şekil 3'de motor hızına bağlı moment ve güç değişimleri görülmektedir. Maksimum güç 2750 1/min'de KH4Mn12 yakıtında 5,64 kW elde edilirken KH4 yakıtına göre %5,20 KH0 yakıtına göre %7,81 güç artışı olmuştur. Diğer mangan karışımlarının 2750 1/min KH0 yakıtına göre güç değişimi ise sırasıyla KH4'de %2,48 - KH4Mn4'de %4,01 - KH4Mn8'de %6,69 ve KH4Mn16'da %3,25 artış olmuştur. Moment eğrisi incelendiğinde maksimum moment 2200 1/min'de KH4Mn12 yakıtı ile 21,98 Nm olarak elde edilmiştir. KH0, KH4, KH4Mn4, KH4Mn8 ve KH4Mn16 yakıtlarında 2200 1/min'de maksimum moment sırasıyla 20 - 20,65 – 21,26 – 21,67 – 21,01 Nm olduğu görülmüştür. 2200 1/min'de KH4Mn12 yakıtında KH4 yakıtına göre %6,44 KH0 yakıtına göre %9,90 moment artışı elde edilmiştir.

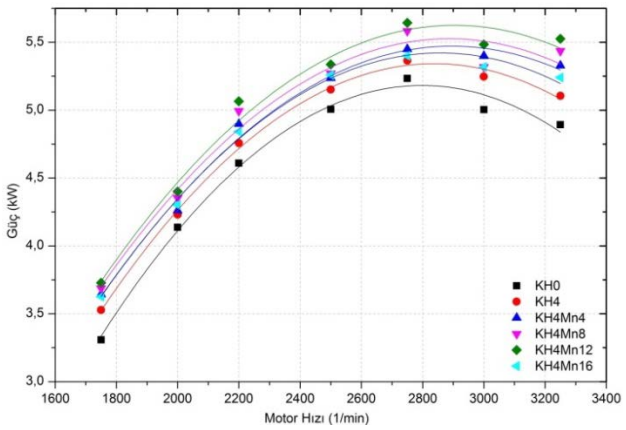
Katkı maddesi, ilave edildiği yakıtların tutuşma ve yanma kalitesini geliştirirken yakıt daha geniş bir alana nufüz eder. Yanma sırasında yakıtın daha iyi hava ile karışmasına fırsat verdiği görülmektedir [7]. Yüksek viskozite ve yoğunluk yakıtın silindir içerisindeki nüfuzunu, atomizasyonu etkiler ve yakıt/hava karışımının kötüleşmesine sebep olur. Organik esaslı mangan katkı maddesi ilavesi viskozite, yoğunluğu azaltırken alt ısıl değeri de arttırmaktadır. İyileşen yakıt özellikleri yakıtın atomizasyon karakteristiklerini iyileştireceğinden hava/yakıt karışımı daha iyi olur. Organik esaslı mangan katlı maddesi ilave edilen yakıtta katkı maddesi oranı artışına bağlı olarak motor gücü ve momenti de artmaktadır. Bu artış belli bir orandan sonra azalmaktadır. Keskin, Gürü ve Altıparmak (2011) çalışmalarında güçteki ve momentteki artışın organik esaslı mangan katkısının katalizör etkisi göstermesi ve yanmanın iyileşmesinden kaynaklandığını belirtmişlerdir [8].

Tablo 2. Deney yakıtlarının isimlendirilmesi

Yakıt İsmi	Yakıt Açıklaması
KH0	%100 kanola yağı metil esteri
KH4	Hacimce %96 kanola yağı metil esteri %4 n-heptan
KH4Mn4	%4 n-heptanlı yakıt içerisinde 4 ppm Mn katkı ilaveli yakıt
KH4Mn8	%4 n-heptanlı yakıt içerisinde 8 ppm Mn katkı ilaveli yakıt
KH4Mn12	%4 n-heptanlı yakıt içerisinde 12 ppm Mn katkı ilaveli yakıt
KH4Mn16	%4 n-heptanlı yakıt içerisinde 16 ppm Mn katkı ilaveli yakıt

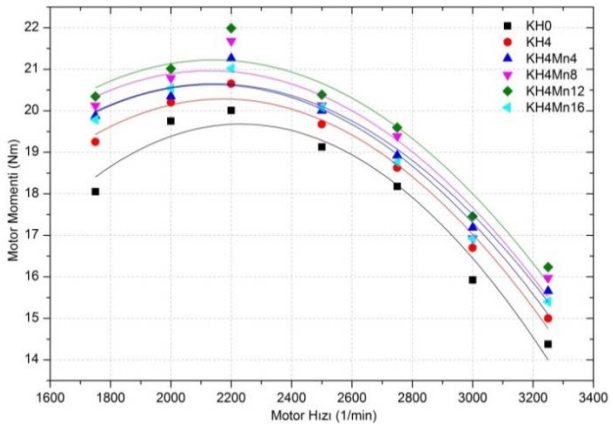
Tablo 3. Yakıt Özellikleri

Yakıt Tipi	KH0	KH4	KH4Mn4	KH4Mn8	KH4Mn12	KH4Mn1
Viskozite (mm^2/s, 40^oC)	4,44	3,11	3,04	2,95	2,82	2,75
Yoğunluk (kg/m^3, 15 ^oC)	0,881	0,873	0,865	0,858	0,853	0,85
Parlama Noktası (^oC)	167	91	87	85	84	82
Alt Isıl değer (MJ/kg)	39,08	39,22	39,45	39,56	39,63	39,67



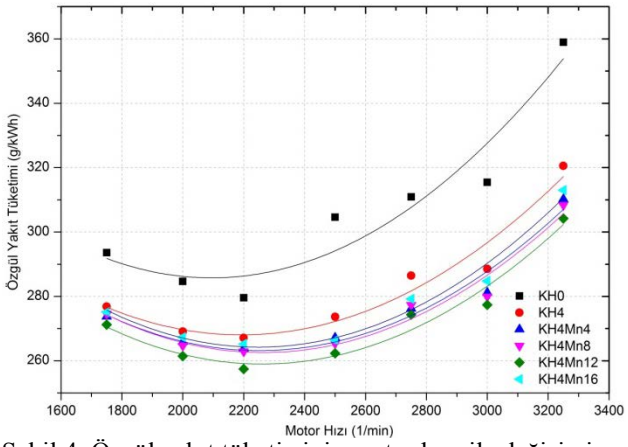
Şekil 2. Motor gücünün motor hızı ile değişimi (tam yük)

Dizel motorlarda özgül yakıt tüketimi yakıt enjeksiyon sitemi, yakıtın yoğunluğu, viskozitesi ve alt ısıl değeri ile ilişkilidir [9]. Şekil 4'de motor hızına bağlı özgül yakıt tüketimi değişimleri görülmektedir. Özgül yakıt tüketimi eğrisi incelendiğinde minimum özgül yakıt tüketimi maksimum momentin elde edildiği 2200 1/min'de KH4Mn12 yakıtı ile 257,43 g/kWh elde edilmiştir. KH0, KH4, KH4Mn4, KH4Mn8 ve KH4Mn16 yakıtlarında 2200 1/min'de minimum özgül yakıt tüketimi sırasıyla 279,59 – 267,10 – 263,78 – 262,87 – 265,213 g/kWh elde edilmiştir.



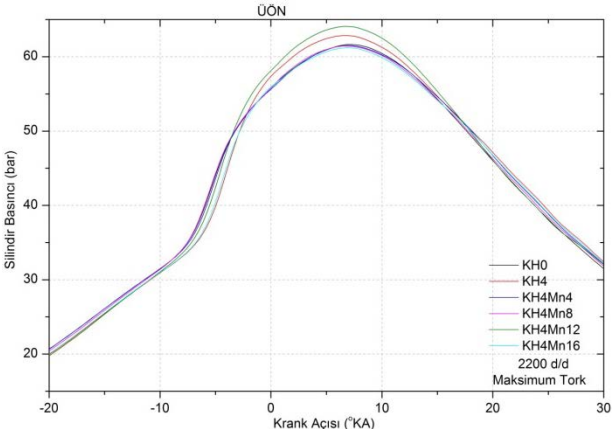
Şekil 3. Motor momentinin motor hızı ile değişimi (tam yük)

2200 1/min'de KH4Mn12 yakıtı KH4 yakıtına göre %3,62 KH0 yakıtına göre %7,92 özgül yakıt tüketiminde düşüş görülmüştür. Motor hızının artması ile özgül yakıt tüketiminin azaldığı 2200 1/min özgül yakıt tüketiminin minimum seviyeye ulaştığı 2200 1/min'den sonra motor hızının artışıyla özgül yakıt tüketiminde arttığı görülmektedir. Organik esaslı katkı maddesinin katalizör etkisinden dolayı yanma iyileştiğinden özgül yakıt tüketimi de iyileşmektedir. 12 ppm katkı oranına kadar özgül yakıt tüketimi iyileşirken 12 ppm'den sonra özgül yakıt tüketiminde bir artış görülmüştür.



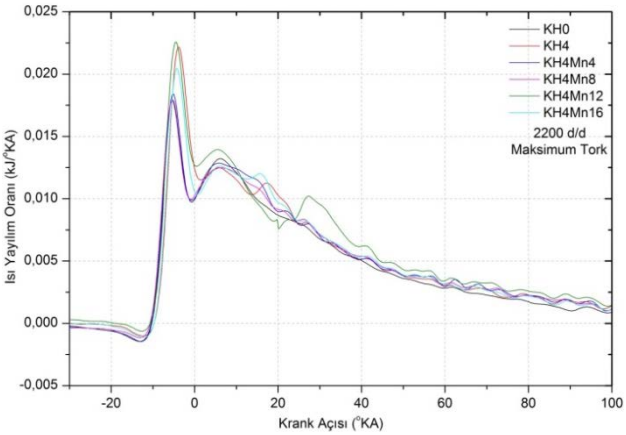
Şekil 4. Özgül yakıt tüketiminin motor hızı ile değişimi (tam yük)

Şekil 5'de tam yükte silindir gaz basıncı grafiği görülmektedir. Silindir gaz basıncı grafiği incelendiğinde maksimum silindir gaz KH4Mn12 yakıtında 64,09 bar ve ÜÖN'dan yaklaşık 6,84 ^{o}KA sonra meydana gelmiştir. Daha sonra KH4 yakıtında 62,86 bar KH0 yakıtında 61,65 bar meydana gelmiştir. n-heptan ilave edilmesi yakıtın moleküller arası bağının kırılması viskozitenin azalmasına neden olduğundan maksimum silindir gaz basıncındaki artış anlaşılabilir. Organik esaslı mangan katkı maddesi ilavesi ile yakıtın viskozite ve yoğunluğunda olumlu yönde iyileşme olduğu görülmektedir. Bu maksimum silindir gaz basıncını ve maksimum basıncın oluştuğu noktayı olumlu yönde etkilemektedir. Basınç grafikleri incelendiğinde silindir gaz basınçlarındaki artışın güç grafiği ile uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 5. Silindir gaz basıncının krank açısı ile değişimi (Maksimum Tork)

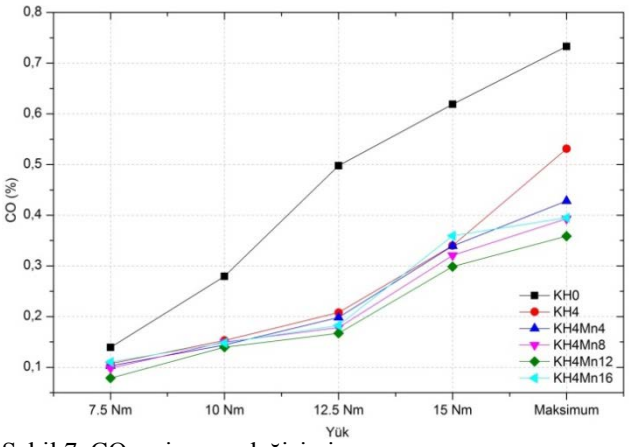
Isı yayılım oranı dizel motorlarda yanma sürecini karakterize etmek için önemli bir parametredir [10]. Şekil 6'da tam yükte ısı yayılımı grafikleri görülmektedir. Isı yayılımı grafiği incelendiğinde maksimum ısı yayılımı KH4Mn12 yakıtında 0,0225 kJ/^{o}KA meydana gelmiştir. Daha sonra KH4 yakıtında 0,0221 kJ/^{o}KA, KH0 yakıtında 0,0179 kJ/^{o}KA olmuştur. Tüm test yakıtlarında maksimum ısı yayılımı hemen hemen aynı krank açısında meydana gelmiştir. Katkı maddesi ilave edilen yakıtlarda tutuşma gecikmesinin kısalmasıyla yanma daha erken başlayacağından maksimum ısı yayılımı artmaktadır. Katkı ilaveli edilen yakıtlardaki maksimum ısı yayılımı katkının katalizör etkisine bağlı olarak 12 ppm katkı oranına kadar artış göstermektedir.



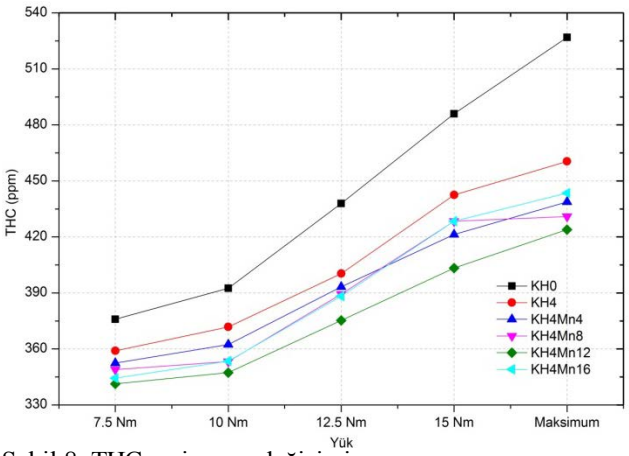
Şekil 6. Isı dağılımının krank açısı ile değişimi (Maksimum Tork)

Şekil 7'de CO emisyonları görülmektedir. Yük artışıyla birlikte CO emisyonlarının arttığı görülmektedir. Tam yükte CO emisyonu KH0 yakıtına göre KH4, KH4Mn4,

KH4Mn8, KH4Mn12 ve KH4Mn16 yakıtlarında sırasıyla %27,53 - %41,55 - %46,39 - %51,09 ve %46,12 azaldığı görülmüştür. Tüm yüklerde minimum CO emisyonu KH4Mn12 yakıtında meydana gelmiştir. Şekil 8'de THC emisyonları görülmektedir. Yük artışıyla birlikte THC emisyonların arttığı görülmektedir. Tam yükte THC emisyonu KH0, KH4, KH4Mn4, KH4Mn8, KH4Mn12 ve KH4Mn16 yakıtlarında sırasıyla 526,87 – 460,48 – 438,78 – 430,89 – 423,89 ve 443,48 ppm olduğu görülmüştür. Tam yükte THC emisyonu KH0 yakıtına göre KH4, KH4Mn4, KH4Mn8, KH4Mn12 ve KH4Mn16 yakıtlarında sırasıyla %12,60 - %16,71 - %18,21 - %19,54 ve %15,82 azaldığı görülmüştür. Tüm yüklerde minimum THC emisyonu KH4Mn12 yakıtında meydana gelmiştir. n-heptan ilave edilen yakıtta CO ve THC emisyonlarının düşük çıktığı görülmüştür. Organik esaslı mangan ilave edilen yakıtlarda ise CO ve THC emisyonları azalmaktadır. Organik esaslı mangan ilave edilen yakıtlarda ise katkının yanma esnasında katalizör etkisinden dolayı yanmayı iyileştirdiğinden özellikle yakıt açısından zengin bölgelerde CO ve THC emisyonlarını azaltır.



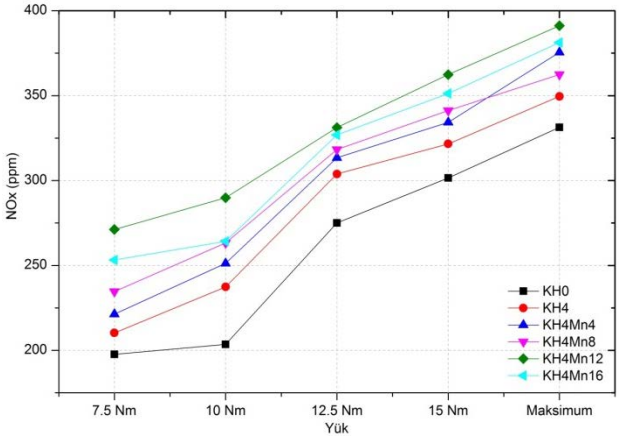
Şekil 7. CO emisyonu değişimi



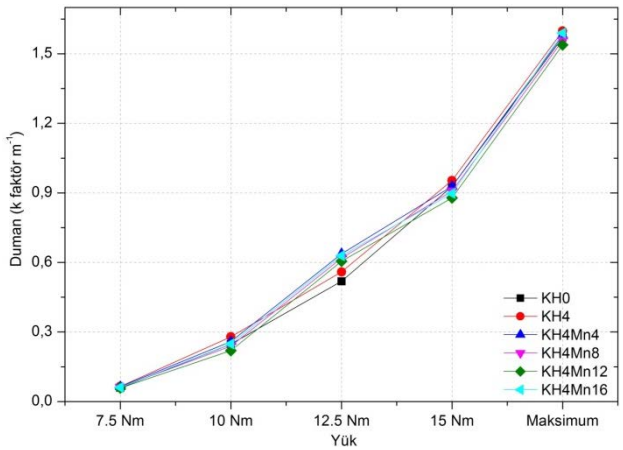
Şekil 8. THC emisyonu değişimi

Şekil 9'da NO_x emisyonları görülmektedir. Yük artışıyla birlikte emisyonların arttığı görülmektedir. Mangan oranının artışıyla orantılı olarak NO_x emisyonlarınında arttığı görülmektedir. Emisyonlardaki artış oranı düşük yüklerde daha fazladır. Tam yükte ise KH0, KH4, KH4Mn4, KH4Mn8, KH4Mn12 ve KH4Mn16 yakıtlarında NO_x emisyonu sırasıyla 331,31 - 349,58 - 375,49 - 362,39 - 391,23 ve 381,28 ppm olmuştur. Maksimum artış oranı KH4Mn12 yakıtında olmuştur. KH4Mn12 yakıtında NO_x emisyonundaki artış KH4 yakıtına göre %10,64 KH0 yakıtına göre %15,31 olmuştur. Yakıt içerisine n-heptan ilavesi ile NOx emisyonu artmaktadır. Organik esaslı mangan ilave edilen yakıtlarda ise mangan oranının artışıyla NO_x emisyonları da artmakta olup 12 ppm oranından sonra artış durmuştur. Katkı ilave edilen yakıtlarda yanma daha iyi olduğundan silindir içi sıcaklıkta artmaktadır. Silindir içi sıcaklığın artması hidrokarbon oksidasyonunu arttırır ve maksimum silindir basıncı arttığından NO_x emisyonlarında artış meydana gelmektedir. NO_x emisyonunda ki artış CO ve THC emisyonlarında ki azalma ile de açıklanabilir.

Oksijenin yetersiz olduğu yanma bölgelerinde uzun zincirli HC moleküllerin termal olarak kırılması sonucu is emisyonları oluşmaktadır. Biyodizelin moleküler yapısında oksijen içeriği duman koyuluğunu etkileyen önemli faktördür [11]. Yakıt içersindeki oksijen miktarı yanma başladıktan sonra oksidasyon sağlar ve hava/yakıt etkileşiminde alev hızını arttırır. Buda tam bir hidrokarbon oksidasyonu ile sonuçlanır [12]. Şekil 10'da yük artışıyla birlikte is (duman koyuluğu) emisyonların arttığı görülmektedir. Mangan oranının artışıyla is emisyonlarınında azalma görülmektedir. Fakat bu azalma belirli bir mangan yüzdesinden sonra durmaktadır. Emisyonlardaki azalma düşük yüklerde daha fazladır. Tam yükte ise KH0 yakıtına göre KH4 yakıtında %1,84 KH4Mn4 yakıtında %0,57 artış olurken KH4Mn8, KH4Mn12 ve KH4Mn16 yakıtlarında azalma sırasıyla %0,76 - %1,97 ve %1,27 olmuştur. Karışım içerisindeki n-heptan metil ester içindeki oksijeni azaltacağından is emisyonlarında artış meydana gelmektedir. Organik esaslı mangan katkı maddesi ilave edilmesiyle birlikte ise is emisyonu azalma göstermiştir. Organik esaslı mangan katkı maddesinin katalitik etkisinden dolayı yanma prosesi esnasında oluşan is partiküllerinin oksidasyon sıcaklığı düşmekte ve bunun sonucunda is emisyonları da azalmaktadır.



Şekil 9. NO_x emisyonu değişimi



Şekil 10. Duman koyuluğu emisyonu değişimi

SONUÇ

Kanola yağı metil esteri içerisine n-heptan ilave edilmesiyle motor güç ve motor momenti artarken özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Organik esaslı mangan ilave edilmesiyle ise KH4Mn12 yakıtında en iyi sonuçlar elde edilmiştir. KH4Mn12 yakıtında KH4 yakıtına göre motor gücünde %5,20 motor momentinde ise %6,44 artış olurken, özgül yakıt tüketimi %3,62 azalmıştır. CO ve HC organik esaslı katkı maddesi ilavesi ile azalırken NOx emisyonları artmıştır. n-heptan ilave edilen yakıtta is emisyonu yakıt içerisindeki oksijen içeriğine bağlı olarak artarken organik esaslı mangan katkı maddesi ilavesinde azalma olmuştur. İs emisyonlarında maksimum azalma KH4Mn12 yakıtında %1,97 azalma olmuştur. Bunun sebebi; belirli oranlardaki organik esaslı mangan katkı maddesinin katalitik kraking etkisine bağlı yakıtın daha küçük hidrokarbon parçacıklarına ayrılmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Katkı miktarının artması ile birlikte motor performansı da iyileşmiş, 12 ppm katkı maddesi ile en iyi performans değerleri elde edilmiş, katkı maddesinin daha da artmasıyla performans kötüleşmeye başlamıştır.

KAYNAKLAR

[1] Fahd, M.E.A., Wenming,Y., Lee, P.S., Chou, S.K., Yap, C.R. (2013). Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition. *Applied Energy*, 102, 1042–1049.

[2] Yang, W.M., An, H., Chou, S.K., Vedharaji, S., Vallinagam, R., Balaji, M., Mohammad, F.E.A., Chua, K.J.E., (2013). Emulsion fuel with novel nano-organic additives for diesel engine application. *Fuel*,104, 726–731.

[3] Liaquat, A.M., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Rizwanul Fattah, I.M., Hazrat, M.A., Varman, M., Mofijur, M., Shahabuddin, M. (2013). Effect of coconut biodiesel blended fuels on engine performance and emission characteristics. *Procedia Engineering*, 56,583 – 590.

[4] Lapuerta, M., Armas, O., Rodrıguez-Fernandez, J., (2008). Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34, 198–223.

[5] Roy, M.M., Wang, W., Bujold, J. (2013). Biodiesel production and comparison of emissions of a DI diesel engine fueled by biodiesel–diesel and canola oil–diesel blends at high idling operations. *Applied Energy*, 106, 198–208.

[6] Can, Ö. (2012). *Bir DI dizel motorda etanol ön karışımlı kısmı-hccı uygulamasının yanma ve emisyon üzerine etkilerinin incelenmesi.* Yayınlanmış Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

[7] Ashraful, A.M., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Rashedul, H.K., Sajjad, H. and Abedin, M.J. (2014). Influence of anti-corrosion additive on the performance, emission and engine component wear characteristics of an IDI diesel engine fueled with palm biodiesel. E*nergy Conversion and Management, 87, 48-57.*

[8] Keskin, A., Gürü, M., and Altıparmak, D. (2011). Influance of metallic based fuel additives on peformance and exhaust emissions of diesel engine. *Energy Conversion And Management*, 52,60-65.

[9] Qi, D.H. and Lee, C.F. (2014). Influence of soybean biodiesel content on basic properties of biodiesel-diesel blends. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 45,504-507.

[10] Tesfa, B., Mishra, R., Zhang, C., Gu, F. And Ball, A.D. (2013). Combustion and performance characteristics of CI engine runnin with biodiesel. *Energy*, 51,101-115.

[11] Özsezen, A. N. (2007). *Atık palmiye yağından üretilen biyodizelin motor performans ve emisyon karakterleri üzerine etkisinin incelenmesi*. Yayınlanmış Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.

[12] Kannan, G.R., Karvembu, R., and Anand, R. (2011). Effect of metal based additive on performance emission and combustion characteristics of diesel engine fuelled with biodiesel. *Applied Energy*, 88,3694–3703.

EFFECTS OF ALUMINUM PARTICLE SIZE, GALINSTAN CONTENT AND REACTION TEMPERATURE ON HYDROGEN GENERATION RATE USING LOW TEMPERATURE REACTIONS BETWEEN ACTIVATED ALUMINUM AND WATER

Kandasamy JAYARAMAN, Christian CHAUVEAU, İskender GÖKALP

ICARE-CNRS, 1C Av. de la Recherche Scientifique, Orléans, 45071 Cedex 2, France
iskender.gokalp@cnrs-orleans.fr

ÖZET

İstenildigi miktarda ve kullanılma yerinde fosil olmayan kaynaklardan hidrojen üretilmesi temiz enerji sorunsalı için çok önemlidir. Bu çalısmada alüminyum parçacıkları ile su arasındaki düsük sıcaklık kimyasal reaksiyonları kullanılarak böylesi bir süreçin optimize edilmesi hedeflenmistir. Pasivize edilmis alüminyum üzerini kaplayan oksit tabakası yüzünden su ile kimyasal reaksiyona giremez. Bu çalısmada alüminyum ve su arasındaki reaksiyonlar Ga-In-Sn-Zn (60:25:10:5) sıvı metal ötektikleri kullanılarak aktive edilmis ve bu reaksiyonlari control eden degiskenler incelenmistir.Bunlar arasında alüminyum parçacik boyutlarina, ötektik bilesimi ve konsantrasyonuna ve reaksiyon sıcaklıgına bilhassa önem verilmistir. Sıvı ötektigin alüminyum parçacıklarına nüfuz etme mekanizmaları incelenmistir. Önemli bir sonuç hidrojen üretimi hızı ve kapasitesinin alüminyum parçacıklarının boyutlarıyla karmasık bir iliski göstermesidir.

Anahtar kelimeler: Hidrojen üretimi, alüminyum – su kimyasal reaksiyonları, sıvı metal ötektikler

ABSTRACT

On demand and in-situ hydrogen generation from non-fossil resources is an important issue for clean energy production. In this work, low temperature reactions between aluminum particles and water are optimized to allow such a sustainable process. Aluminum, in its normal passive oxidized state, does not react with water. In this work, aluminum activation is carried out using liquid metal eutectics Ga–In–Sn–Zn (60:25:10:5) and the reactions with water of activated aluminum to produce hydrogen are examined. The effects of aluminum particle size, liquid eutectics composition and reaction temperature on hydrogen production rates are investigated. The mechanisms of liquid eutectics penetration within the Al particles are discussed. It is observed that micro-aluminum particles of ~30 µm size display lower reaction rate and hydrogen yield than ~350 µm size particles.

Keywords: Hydrogen generation, Aluminum particles, Liquid metal eutectics, Aluminum - water reactions

1. Introduction

Air quality concerns and global climate change risks constitute two major problems in relation with our reliance on fossil energy sources. Hydrogen holds promise to provide clean, reliable and sustainable energy supply for meeting the growing demand of energy in the future [1]. Hydrogen is a fuel with the highest energy content per unit mass of all known fuels, which can be used for power generation and transportation at near zero pollution. Once produced, the major problems associated with hydrogen energy are related to storage, transportation and safety considerations. Therefore, hydrogen production on demand seems to be an important aspect to minimize the problems associated with the development of hydrogen technologies.

1.1 Hydrogen production

A great attention has been given recently to improve the existing hydrogen production technologies or to find new methods for hydrogen production. There are different types of methods available to produce hydrogen, such as biological processes, renewable energy sources [2-4], catalytic steam reforming of natural gas, naphtha and other hydrocarbons, partial oxidation of hydrocarbons, gasification of coal and biomass resources and electrolysis of water [5-7].

Metal particles such as Ni, Fe, V, Mn, Ti, Ag, Ca, Zn, Zr, Al, and their corresponding alloys can be potentially used to produce hydrogen through catalyst (water-soluble inorganic salts) assisted reactions in water [8]. Some lightweight metametals or their hydrides can produce hydrogen through reactions with water. In this method, the theoretical hydrogen production rates are as follows: 1g of sodium borohydride gives 2.4 l of

hydrogen; 1g of aluminum gives 1.244 l with bayerite/boehmite formation; 1g of magnesium gives 0.95 l, and Al and Mg hydrides give respectively 2.24 l and 1.88 l of hydrogen. Compared to other systems, Aluminum has favorable features, such as cost-effectiveness, non-reactivity at normal conditions, easy storability, safety during transportation, and non-toxicity.

1.2 Aluminum activation and its reaction with water

Several researchers have investigated several aluminum activation processes, such as treatment of iodine vapor, reaction at supercritical conditions, treatment of the metal surface with NaOH or KOH solution, surface contact with activator metals (mercury, gallium, indium) and metal-alloys (gallium-indium eutectics) [9-11]. Activator metals remove the alumina layer and generate fractures on the aluminum core which is a potential way to enhance the reactivity of the aluminum. The mercury usage is creating health hazards and environmental problems. The gallium-indium eutectic seems to be the best choice to activate aluminum particles reactions with water.

Bennett and Pinnel [12] investigated the reactions of solid aluminum with liquid water and examined its products using x-ray diffraction, thermo-gravimetric and differential thermal (TG-DTA) analysis. Sheindlin and Zhuk [13] investigated the commercial possibility of hydrogen production using aluminum and its alloys. Wang et al. [10] analyzed the aluminum-based hydrogen production methods, their limitations and challenges for commercialization. Soler et al. [14] reported on the production of hydrogen using aluminum and aluminum alloys with aqueous alkaline solutions. Sarou-Kanian et al. [15] studied the low temperature reactivity of aluminum nano-powders with liquid water.

Kravchenko et al. [16] investigated the reaction of water with aluminum-based metal composites doped with gallium (Ga), indium (In), zinc (Zn), or tin (Sn) for hydrogen generation, using X-ray diffraction, DTA, and energy dispersive analysis (EDAX). Parmuzina and Kravchenko [17] demonstrated the method of aluminum activation by liquid eutectics Ga–In (70:30) and Ga–In–Sn–Zn (60:25:10:5) (galinstan), and the dispersion of the obtained specimens up to a particle size of < 0.25 mm, leading to reactions with water and hydrogen production. The reaction temperature alters the resultant compounds and hydrogen yield [12]. As the reactions occur between water and aluminum at 50 to 100 °C, the reaction product was noticed as “pseudoboehmite”, which contains more hydroxyl ions than corresponding to A1OOH, i.e., the compound may vary from 1.5 to 2.5 H_2O per $A1_2O_3$.

At 25°C, $Al + 3H_2O \rightarrow Al(OH)_3 + 3/2H_2 \uparrow$
(Bayerite – β $Al_2O_3.3H_2O$, formation)
At 90°C, $Al + 2H_2O \rightarrow AlOOH + 3/2H_2 \uparrow$
(Boehmite- α $Al_2O_3.H_2O$, formation)

In the present study, we have chosen the galinstan (Ga–In–Sn–Zn -60:25:10:5) eutectic, which gives optimized performances over Ga-In eutectics [17]. Ilyukhina et al. [18] mechanochemical activation of aluminum using gallam metals which is processed in a high-energy ball mill. In this paper, we have addressed some of the associated problems in this aluminum activation method, like dependency of hydrogen production rate and yield on aluminum particle sizes, aluminum and galinstan eutectic content, and reaction temperature. The paper gives further explanation on the aluminum activation and its reaction with water which are not described in the earlier research works. The paper also examines the effects of Al particles specific surface area and galinstan eutectic content on hydrogen production rate and yield.

2. Experimental details

Aluminium particles are procured from Pechiney-Hermillon company with three ranges of initial sizes: 30 µm particles in powder form, and 60 µm and 350 µm particles in granular form. The required amounts of Ga, In, Zn, and Sn are mixed to obtain the galinstan eutectic, and, Al particles are added in the liquid eutectic and mixing has been done using a ceramic bowl and rod to ensure proper mixing. The sample is heated up to 100°C in nitrogen ambience and maintained for about 1 hour. After cooling, the experiment was immediately conducted. We have used an imaging system to measure the particle size and observe eutectic-Al interactions. This system consists of a computer integrated CCD camera with lighting arrangements. When light is focused on the activated aluminum, the temperature of the sample slightly increases from the storage temperature (15 °C). The galinstan alloy forms cracks penetrating inside the aluminum core (Fig.1). For the hydrogen production rate determination, we have used an experimental set-up which consists of a temperature controlled glass reactor connected with a water-filled burette for hydrogen collection. The evolution of the gas is measured with a graduated test-tube (precision 1 ml) authorizing the measurement of the volume versus time. The mixture temperature is also followed by a type K thermocouple connected to a thermograph. To carry out the reactions at high temperatures, the reactor is introduced in an oil bath. Two magnets insure the temperature homogeneity in the reactor and in the oil bath. The activated aluminum powder (0.1 g) is dropped from

a flexible tube into the water reactor (25 ml). Hydrogen generating reactions start when aluminum powder comes into contact with water. The released hydrogen is collected in a water burette to measure the quantity of hydrogen. The hydrogen generation rate per gram of aluminum is then plotted.

3. Results and discussion

3.1 Crack formation on the activated Al particles

We have examined three compositions of mixtures in this study, 85% Al -15% galinstan eutectics, 90% Al-10% galinstan eutectics and 95% Al – 5% galinstan eutectics by mass. The galinstan eutectic composition is fixed as Ga-In-Sn-Zn (60:25:10:5). As the temperature of the activated-aluminum particle is increased by means of lighting, cracks are initiated and propagate. This is demonstrated in Figure 1. Hugo and Hoagland [19] reported that the ductile materials exhibit brittle fracture behavior because of interactions between the solid metal and the adsorbed liquid atoms. The liquid metal embrittlement may be caused either by tensile decohesion or enhanced shear. Such an action is explained by the effect of adsorptive decrease in solid strength under the physico–chemical influence of the medium. This effect is called Rebinder effect. The rate of liquid gallium penetration at the boundaries of the grains in the aluminum polycrystal can reach 0.55 to 30 μms^{-1} at temperatures close to ambient [9]. These overall effects make the aluminum particles being readily reactive with water.

3.2 Hydrogen generation rate

Three micron-sized Al particles are considered in the present study, namely 30 µm, 60 µm, and 350 µm. The hydrogen release rate is estimated at the temperatures of 30 ℃, 50 ℃, and 90 ℃. Figure 2 shows the reaction rate and the hydrogen release rate of the activated aluminum mixtures with water at 30 ºC. Figures 3, 4, 5 and 6 display the plots for the hydrogen release per gram of aluminum versus time for three mixture compositions.

(i) Effect of Al particle size

Figures 2, 3, 4, 5 and 6 show that the smaller-sized (30 µm) aluminum particles display lower reaction rates than bigger-sized (60 µm and 350 µm) particles, but especially for low reaction temperatures and low galinstan contents. For larger particles (from larger than 1 mm to smaller than 0. 25 mm), the results of Ref. [17] show a gradual increase of the reaction rate and hydrogen yield with decreasing powder size. The present results show a much smaller hydrogen release rate for 30 µm particles compared to both 60 µm and 350 µm particles. The differences in the hydrogen release rate for these last two sizes are much smaller. In Ref. [17], the behavior of systems with smaller particle sizes, less then 0.1 mm, was not systematically studied. As particle sizes are decreased, the specific surface area is increased. This feature enables to enlarge the exposure area of the particle. However, even though the smaller particles have high reaction potential due to their larger specific surface area, the larger mass percentage of the alumina layer on the passivated aluminum particles hinders the reaction at normal ambience conditions. With the fixed amount of galinstan eutectic content, a thin film is formed on the smaller-sized particles, compared with the formation of a thicker film on the bigger-sized particles. So, the penetration intensity of galinstan eutectic is low for smaller-sized aluminum particles, and hence its activation potential. Here, the galinstan eutectic activation mechanism plays a dual role; it cracks and removes the alumina layer and forms cracks on the aluminum core. So, both processes are weakened for smaller-sized particles hence the hydrogen generation rate also weakens. Accordingly, the activation mechanism mainly depends on the specific surface area of the aluminum particles. The new results for small particles shown here indicate that an optimum particle size exists for hydrogen generation using activated aluminum and water reactions.

(ii) Effect of galinstan eutectics content

Figures 4, 5, and 6 correspond to 95%, 90%, and 85% (by mass) Al content systems respectively. The penetration of galinstan eutectics into the aluminum grain boundaries forms a thin layer which may reduce the aluminum reactivity with water. But, the mechanical strength of the aluminum is also reduced and the water diffusion rate into the aluminum grain increases hence the aluminum particles oxidization rate. Figure 4 shows that the yield of hydrogen is 1030 ml and 1010 of H_2 per gram of aluminum at 90 ℃ for 60 µm and 350 µm particles respectively, compared to the theoretical yield of 1244 ml of hydrogen per gram of aluminum. However, H_2 yield is much less for 30 µm particles. Subsequent increases in galinstan eutectic content in the mixture improve hydrogen yield to 1161 ml and 1130 ml of H_2, and 1214 ml and 1197 ml of H_2 at 90 ℃, for 60 µm and 350 µm particles, respectively (Figures 5 and 6). These figures are comparable with the earlier reports [16, 17]. It is therefore clearly evidenced that increases in galinstan eutectic content improve the hydrogen yield which demonstrates the completeness of the reaction. The reaction between the aluminum and water proceeds until the galinstan eutectics penetrates into aluminum grain and also generates a thin film on the aluminum grain. Therefore, there should be a minimum galinstan eutectic content requirement to complete the penetration process which also varies with

particle size. Consequently, the higher galinstan eutectic content (15%) in the reactants generates a hydrogen yield which is 97.5% of the theoretical value. Further inclusion of galinstan eutectics in the mixture is not necessary for 60 µm and 350 µm aluminum particles. But, for smaller particles (<60 µm), the galinstan eutectic content should be increased beyond 15% by mass to maximize the hydrogen yield.

(iii) Effect of reaction temperature

The hydrogen generation rate is drastically increased when the reaction temperature is raised from 30 ℃ to 90 ℃ as seen in figures 4, 5, and 6. Bennett and Pinnel [12] have analyzed the solid products of aluminum and water reactions at different temperatures. The differences in the final products may be due to the variations in the reaction rate and its dependency on the reaction temperature. The galinstan eutectics penetration and diffusion rates also improve when the reaction temperature increases, hence the aluminum reactivity increases. In addition, the reaction rates are also temperature dependent. Consequently, the above overall effects significantly increase the hydrogen generation rate at higher temperature conditions.

4. Conclusions

The present work confirms that aluminum particles are activated using galinstan eutectics. This metal eutectic penetrates into the alumina layer, forms cracks on the surface boundary of the aluminum particles which reduces the mechanical strength of the aluminum and activate the aluminum surface for further reactions. Due to its higher specific surface and insufficient galinstan eutectic content on the surface, the smaller-sized aluminum (30 µm) particles exhibit lower hydrogen generation rate than bigger-sized aluminum (60 and 350 µm) particles. With 15% galinstan eutectic by mass for 60 µm aluminum particles, 97.5% of hydrogen yield is achieved. The galinstan eutectic content should be increased beyond 15% by mass to maximize the hydrogen yield for smaller particles (<60 µm). The increase in reaction temperature improves the hydrogen generation rate and the hydrogen yield. Therefore, optimum combinations exist between the particle size, galinstan content and reaction temperature to maximize the hydrogen reaction rate and yield, depending on the hydrogen generation needs and type of applications.

Acknowledgement

This work was supported by the CNRS and the Science and Technology Service of the French Embassy in India.

References

[1] Tarasov B.P., Lototskii M.V. (2007)Hydrogen energetics: Past, present, prospects. Russian Journal of General Chemistry; 77, 660-675.

[2] Lymberopoulos N.(2007) Hydrogen from Renewable, in: Sheffield J.W., Sheffield C. (Eds.), Assessment of hydrogen energy for sustainable development (NATO Science for peace & security series C: environmental security). Springer, 51-57.

[3] Tsygankov A. (2007) Biological generation of hydrogen. Russian Journal of General Chemistry, 77, 685-693.

[4] Yokoyama H., Waki M., Moriya N., Yasuda T., Tanaka Y., Haga K. (2007) Effect of fermentation temperature on hydrogen production from cow waste slurry by using anaerobic microflora within the slurry. Applied Microbiology and Biotechnology, 74, 474-483.

[5] Reddy R.G. (2006) Fuel cell and hydrogen economy. Journal of Materials Engineering and Performance, 15, 474-483.

[6] Windes W.E., Smith C., Wendt D., Erickson A., Walraven J., Lessing P.A. (2007) Electrode coatings for high temperature hydrogen electrolysis. Journal of Materials Science, 42, 2717-2723.

[7] Afgan N.H., Carvalho M.G. (2007) Hydrogen Energy System for Sustainable Development, in: Sheffield J.W., Sheffield C. (Eds.), Assessment of hydrogen energy for sustainable development (NATO Science for peace & security series C: environmental security). Springer; 187-209.

[8] Troczynski T., Czech E. Compositions and methods for generating hydrogen from water, Patent n°: US 2005/0232837 Al. 2005. http://www.freshpatents.com/-dt20081225ptan20080317665.php

[9] Trenikhin M.V., Kozlov A.G., Nizovskii A.I., Drozdov V.A., Lavrenov A.V., Bubnov A.V., Finevich V.P., Duplyakin V.K. (2007) Activated aluminum: Features of production and application in the synthesis of catalysts for pertochemistry and oil processing. Russian Journal of General Chemistry, 77, 2320-2327.

[10] Wang H.Z., Leung D.Y.C., Leung M.K.H., Ni M. (2009) A review on hydrogen production using aluminum and aluminum alloys. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13, 845-853.

[11] Trenikhin M.V., Bubnov A.V., Kozlov A.G., Nizovskii A.I., Duplyakin V.K. (2006) The penetration of indium-gallium melt components into aluminum. Russian Journal of Physical Chemistry A, 80, 1110-1114.

[12] Bennett J.E., Pinnel M.R. (1973) Reactions between mercury-wetted aluminum and liquid water. Journal of Materials Science, 8, 1189-1193.

[13] Sheindlin A.E., Zhuk A.Z. (2007) Concept of aluminum hydrogen energy industry. Russian Journal of General Chemistry, 77, 778-782.

[14] Soler L., Macanas J., Munoz M., Casado J.(2007) Aluminum and aluminum alloys as sources of hydrogen for fuel cell applications. Journal of Power Sources, 169, 144-149.

[15] Sarou-Kanian V., Ouazar S., Escot Bocanegra P., Chauveau C., Gökalp I. (2007) Low Temperature Reactivity of Aluminum Nanopowders with Liquid Water, Proceedings of the Third European Combustion Meeting ECM 2007, Chania, Greece.

[16] Kravchenko O.V., Semenenko K.N., Bulychev B.M., Kalmykov K.B. (2005) Activation of aluminum metal and its reaction with water. Journal of Alloys and Compounds, 397, 58-62.

[17] Parmuzina A.V., Kravchenko O.V. (2008) Activation of aluminium metal to evolve hydrogen from water. International Journal of Hydrogen Energy, 33, 3073-3076.

[18] Ilyukhina AV., Kravchenko O.V., Bulychev B.M., Shkolnikov E.I. (2010) Mechanochemical activation of aluminum with gallams for hydrogen evolution from water. International Journal of Hydrogen Energy, 35, 1905-1910.

[19] Hugo R.C., Hoagland R.G. (1998) In-situ TEM observation of aluminum embrittlement by liquid gallium. Scripta Materialia, 38, 523-529.

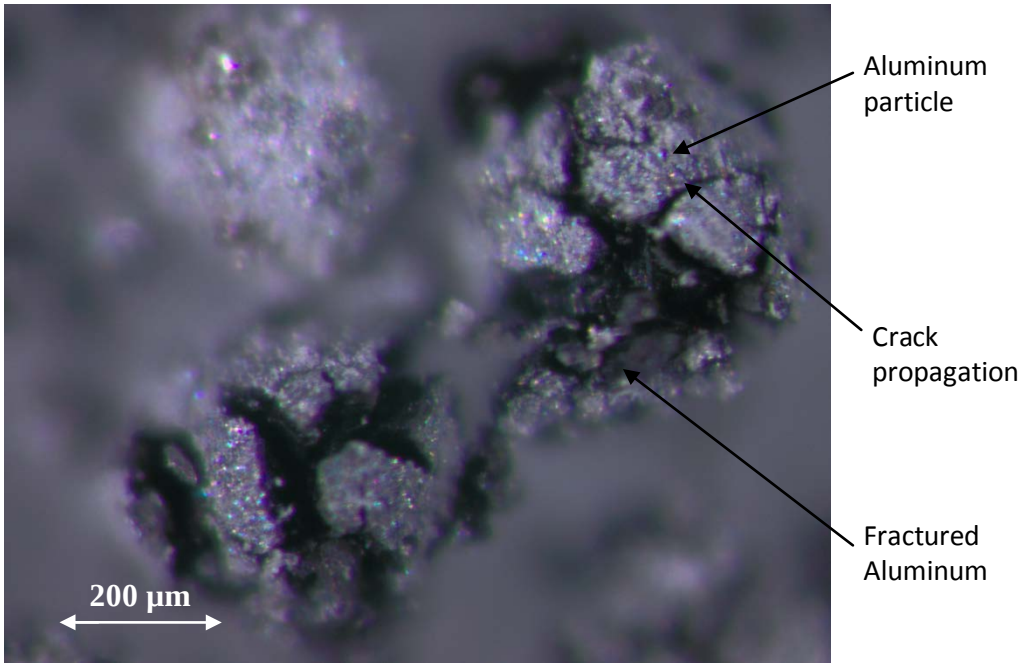


Figure 1. Crack formation on the activated aluminum particles at ~30 °C.

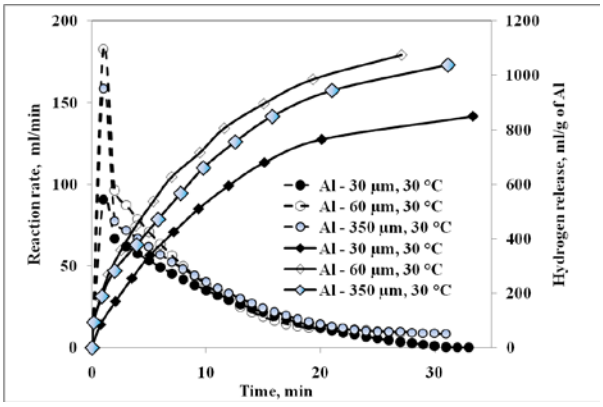


Figure 2. Reaction rate (dotted line) and hydrogen evolution rate (solid line) of the activated aluminum mixtures with water at 30 ºC, Al-85% and Galinstan eutectics 15% by mass (Ga-In-Sn-Zn = 60-25-10-5).

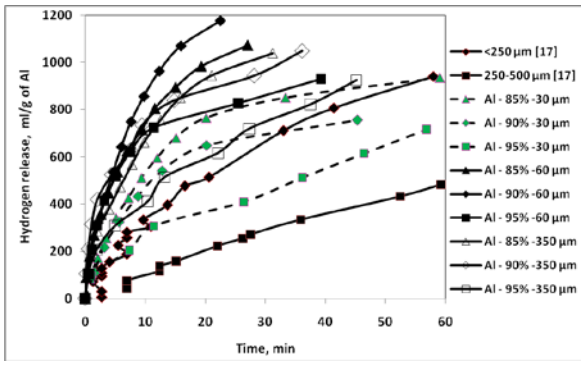


Figure 3. Comparison of hydrogen evolution rates of the activated aluminum reaction with water between the present study and a previous study [17] (the curves for the largest particle sizes)

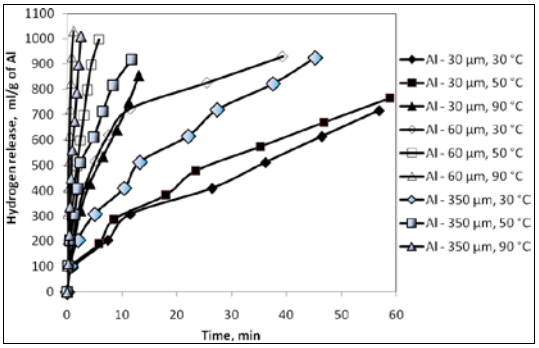


Figure 4. Hydrogen evolution rate of the activated aluminum mixtures with water, Al-95% and Galinstan eutectics -5% by mass (Ga-In-Sn-Zn = 60-25-10-5).

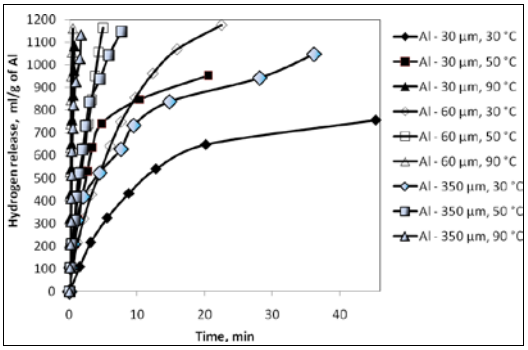


Figure 5. Hydrogen evolution rate of the activated aluminum mixtures with water, Al-90% and Galinstan eutectics 10% by mass (Ga-In-Sn-Zn = 60-25-10-5).

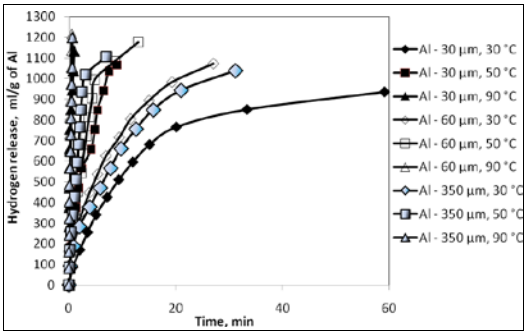


Figure 6. Hydrogen evolution rate of the activated aluminum mixtures with water, Al-85% and Galinstan eutectics 15% by mass (Ga-In-Sn-Zn = 60-25-10-5).

DİZEL YAKITI – ASPİR BİYODİZELİ KARIŞIMINA BİYOETANOL İLAVESİNİN BİR DİZEL MOTORUNDA DENEYSEL İNCELENMESİ

İlker ÖRS[1*], Ali KAHRAMAN[2], Murat CİNİVİZ[3]

[1]Aksaray Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Motorlu Taşıtlar ve Ulaştırma Bölümü, Otomotiv Teknolojisi Programı, Aksaray
* ilkerors@hotmail.com
[2]Necmettin Erbakan Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Konya
[3]Selçuk Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Konya

Bu çalışmada, tek silindirli, direkt püskürtmeli, su soğutmalı bir dizel motorunda aspir tohumu yağından üretilen biyodizel ile Euro diesel yakıtı karışımlarına biyoetanol ilavesi ile elde edilen yakıtın performans, yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak, biyodizel ve biyoetanolun motor performans değerlerini olumsuz etkilediği görülmüştür. Euro diesel yakıtına biyodizel ilavesi CO emisyonunu düşürmüş, biyoetanol ilavesi ile CO emisyonunu bir miktar artmıştır. Biyodizelin karışımın duman koyuluğunu düşürdüğü, biyoetanol ilavesi ile duman koyuluğunun daha da düştüğü görülmektedir. Biyodizel nedeni ile artan NO emisyonu değerleri biyoetanol ilavesi ile azalmıştır.

Anahtar kelimeler: Aspir yağı biyodizeli, biyoetanol, yanma karakteristiği.

THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION IN A DIESEL ENGINE OF ADDING BIOETHANOL TO DIESEL FUEL – SAFFLOWER BIODIESEL BLEND

In this study, investigated effect on performance, emission and combustion characteristics of fuel obtained with adding bioethanol to safflower oil biodiesel – Euro diesel blends in a diesel engine which has single cylinder, direct injection and water cooling. As the results, observed that engine performance values were effect as negative from biodiesel and bioethanol. CO emission is decreased by adding biodiesel to Euro diesel, and it's increased some with adding bioethanol. The observed that reduced to smoke emission of using biodiesel, and it's decreased rather with using bioethanol. NO emission values increased due to biodiesel are decreased by adding bioethanol.

Key words: Saffower oil biodiesel, bioethanol, combustion characteristic.

1. Giriş

Dizel motorlar, çoğunlukla kara ve deniz taşımacılığı, ziraat sektörü ve ağır iş makinelerinde kullanılmaktadır. Günümüzde petrol rezervlerinin azalması ve taşıtlardan kaynaklanan hava kirliliğinin artması, petrol türevli yakıtların yerine alternatif yakıt arayışlarını hızlandırmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda, içten yanmalı motorlarda kullanılabilecek en uygun yakıtların biyokütle teknolojisi ile elde edilebildiği görülmüştür. Biyokütle teknolojisi kullanılarak elde edilen alternatif yakıtlar arasında biyodizel bilhassa dikkat çekmektedir. Günümüzde birçok ülke de, biyodizelin ticari amaçlı olarak üretilmesine ve dizel yakıtına belirli miktarlarda katılarak satılmasına izin verilmektedir.

Biyodizelin dizel yakıtına benzer fiziksel özelliklere sahip olması, motorlarda önemli modifikasyona gerek duyulmaksızın direkt olarak veya dizel yakıtına karıştırılarak kullanılabilmesine imkan sağlamaktadır. Bunun yanında, günümüzde her türlü bitkisel, hayvansal ve atık gıda yağlarından üretilebilen biyodizel, yenilenebilir olması ve dizel yakıtına göre egzoz emisyonu değerlerinin genelde daha düşük olması sebebi ile hem üretimi hem de motorlarda kullanımı ile ilgili geniş araştırmalar yapılmaktadır. Ancak halen biyodizelin bazı yakıt özellikleri ile ilgili sorunlar devam etmektedir. Bu özellikler, yakıt için belirleyici olan yoğunluk, viskozite, ısıl değer, oksidasyon kararlılığı ve elbette ki soğuk akış özellikleridir.

Biyodizelin kötü soğuk akış özelliği, tek başına yakıt olarak kullanım imkanlarını sınırlandırmaktadır. Biyodizelin bu kötü özelliğini iyileştirebilmek amacı ile bazı katkı yakıtları ilave edilebilir. Bu yakıtların başında, içten yanmalı motorlarda geniş bir kullanım alanına sahip olan alkoller gelmektedir. Alkoller, çok düşük donma derecesine sahip olmaları, kolay elde edilebilmeleri,

temiz ve kolay yanmaları ve düşük emisyon değerlerine sahip olmaları nedeni ile özellikle yakıtlara ilave olarak yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. En geniş kullanım alanına sahip olan alkoller etanol ve metanoldur. Metanolun insan sağlığına olumsuz etkilerinin daha fazla olması nedeni ile etanol daha çok yakıt olarak tercih edilmektedir.

Kimyasal olarak etanol ve biyoetanol aynı moleküldür. Bu iki farklı terim literatürde sadece üretim yollarını göstermek için verilmiştir. Etanol petrokimyasal, biyoetanol ise biyolojik kaynaklardan mayalanma yolu ile üretilen etanole verilen değişik isimlerdir. Endüstriyel amaçlı etanol, petrol ürünlerinden, çoğunlukla etilenin, sülfürik asitle katalitik hidrasyonundan elde edilmektedir. Bu proses, geleneksel fermantasyon yönteminden daha ekonomiktir. Aynı zamanda, eten ya da asetilen aracılığıyla, kalsiyum karbit, kömür, doğalgaz ve diğer kaynaklardan da elde edilebilir [1,2].

Dizel yakıtı – biyodizel – etanol/biyoetanol karışımlı yakıtların dizel motorlarda kullanımı ile ilgili olarak günümüzde yayınlanmış bazı güncel çalışmaları şu şekilde sıralayabiliriz; Shahir vd. çalışmalarında dizel-biyodizel-etanol/biyoetanol karışımlarının kullanımını araştırma olarak ortaya koymuşlar ve performans – emisyon parametrelerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, özgül yakıt tüketimi (ÖYT) değerlerinin arttığını, PM, duman, is ve HC emisyonu değerlerinin azaldığını, CO ve CO_2 emisyonlarının dizel yakıtınınkine benzer olduğunu, NO_X emisyonunun da ise genelde artış olduğunu ancak bazı araştırmalarda azalmalarında olduğunu ortaya koymuşlardır [3]. Li vd. dizel-biyodizel karışımlarına pentanol ilavesinin yanma ve emisyon karakteristiklerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, pentanol ilavesinin ısı salımı oranını ve termal verimi artırdığını, NO_X emisyonlarını düşürdüğünü ortaya koymuşlardır [4]. Alptekin vd. çalışmalarında, dizel – biyodizel – biyoetanol karışımlarının bir dizel motorunda kullanımın performans, yanma ve emisyon karakteristiklerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, karışımdaki etanol oranının artması ile ÖYT değerinin artığını, maksimum silindir basıncı değerlerinin genelde biyodizelli yakıtlar ile elde edildiğini, biyoetanol ilavesinin silindir basıncı değerlerini çoğunlukla düşürdüğünü, biyodizelin CO emisyonunu düşürdüğünü, CO_2 ve NO_X emisyonunu artırdığını, biyoetanol ilavesinin CO_2 emisyonunu düşürdüğünü, CO ve NO_X emisyonlarının ise yüke bağlı olarak farklı karakteristikler gösterdiğini ancak düşük motor yüklerinde biyoetanolun CO_2 ve NO_X emisyonlarını düşürdüğünü ortaya koymuşlardır [5]. Yılmaz vd. çalışmalarında, dizel – biyodizel karışımlarına etanol ilave ederek emisyon değerlerine etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak, karışımlara etanol ilavesi ile egzoz gaz sıcaklığının arttığını, NO ve CO emisyonlarının azaldığını, HC emisyonlarının ise düşük ve yüksek yüklerde arttığını, orta yükte azaldığını belirtmişlerdir [6]. Qi vd. çalışmalarında, dizel – biyodizel – etanol karışımlarının yanma ve emisyon karakteristiklerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, etanol kullanımının biyodizel karışımına göre ÖYT değerini düşürdüğünü, HC ve NO_X değerlerini genelde artırdığını, duman ve CO emisyonu değerlerini ise düşürdüğünü belirtmişlerdir. Etanol karışımlı yakıtın düşük yükte ki maksimum silindir basıncı değerinin BD karışımlı yakıta göre daha düşük olduğunu ve maksimum basıncın elde edildiği KMA değerinin ÜÖN dan daha uzak olduğunu göstermişlerdir. Yüksek yükte ise, etanol ilaveli yakıtın maksimum basınç değerinin daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, etanol ilaveli yakıtın ısı salımı oranının daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir [7].

Bu çalışmada aspir yağından elde edilmiş olan biyodizel, şeker pancarından elde edilmiş biyoetanol ve ticari yakıt istasyonundan elde edilmiş petrol türevli Euro diesel yakıtı karıştırılarak yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisi incelenmiştir.

2. Materyal ve Metod

Deneylerde kullanılan biyodizel, aspir tohumu yağından transesterifikasyon yöntemi ile Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü Biyodizel Pilot Üretim Tesisi'nde üretilmiştir. Biyoetanol, şeker pancarından elde edilen yakıt biyoetanolüdür ve Konya Şeker Fabrikası Çumra Şeker Entegre Tesislerinden temin edilmiştir. Test yakıtları hazırlanırken Euro diesel yakıtına %10 oranında biyodizel ilave edilerek karıştırılmış, daha sonra yakıt içerisine %5 oranında biyoetanol enjekte edilmiş ve karıştırılmıştır. Test yakıtları ED (%100 Euro diesel), B10 (%90 Euro diesel - %10 biyodizel), B10E5 (%85 Euro diesel - %10 biyodizel-%5 biyoetanol) olarak isimlendirilmiştir. Test yakıtlarının özellikleri TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi Enerji Enstitüsü'nde yaptırılmış ve elde edilen analiz sonuçları Tablo 1.'de sunulmuştur.

Tablo 1. Deney yakıtlarının özellikleri

	ED	B10	B10E5
Yoğunluk, kg/m^3	834.5	837	836.4
Viskozite, mm^2/s	2.794	2.855	2.776
Setan Sayısı	55.2	55.3	53.8
Alt Isıl Değer, MJ/kg	43.14	42.67	41.89
Oksijen İçeriği, %m/m	-	1.03	2.78

Deneylerde teknik özellikleri Tablo 2.'de verilmiş olan tek silindirli, direkt püskürtmeli dizel motoru kullanılmıştır.

Tablo 2. Test motorunun teknik özellikleri

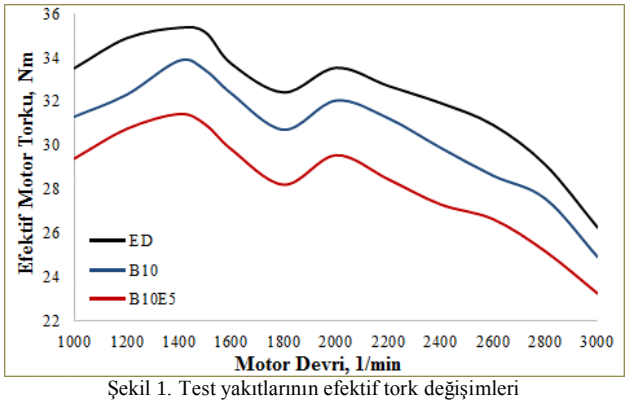
Model	3 LD 510
Motor tipi	Dört zamanlı, Direkt enjeksiyonlu
Silindir sayısı	1
Silindir hacmi, cm^3	510
Çap X Strok, mm X mm	85 X 90
Sıkıştırma oranı	17.5:1
Maksimum motor devri, d/d	3300
Maksimum motor torku, Nm	32.8
Maksimum motor gücü, kW	9
Soğutma şekli	Su soğutmalı
Enjektör markası – püskürtme basıncı, bar	STANADYNE 41445190 – 190

Deneylerde, motor yükü, tork ve yakıt tüketimi ölçümü için Netfren-NF150 model hidrolik motor dinamometresi, Bosch-BEA350 egzoz emisyon cihazı, yanma analizi için Kistler 6052C model piezoelektrik basınç sensoru ile Kistler – 5018A amplifikatör, Kübler Sendix 5000 model enkoder kullanılmıştır.
Testler, tam gaz konumunda, 1000 d/d motor hızından başlayarak dinamometre yükü kontrolü ile 200 d/d aralıklarla motor hızları sabit tutularak 3000 d/d'ya kadar, motor performansı, egzoz emisyonları ve yanma karakteristikleri analizleri yapılmıştır.

3. Deney Sonuçları

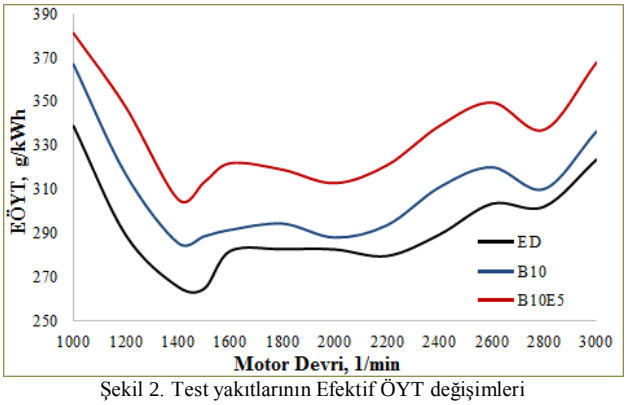
Motor Performansı

Tüm test yakıtları için elde edilen maksimum efektif motor torku 1400 d/d motor hızında elde edilmiş ve karışım yakıtlarının efektif tork değerlerinin ED yakıtından daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Şekil 2.'de testler sonucunda elde edilen tork değerleri nin grafiği gösterilmiştir. Karışım yakıtlarından B10 yakıtı ile elde edilen efektif tork değerleri ED yakıtına göre ortalama olarak %5.47 azalmıştır. B10 yakıtına biyoetanol ilavesi ile elde edilen B10E5 yakıtının tork değerleri B10 yakıtına göre ortalama olarak %7.43, ED yakıtına göre ortalama olarak %12.5 azalmıştır.



Şekil 1. Test yakıtlarının efektif tork değişimleri

Şekil 3. test yakıtlarının efektif özgül yakıt tüketimi (EÖYT) değişimlerini göstermektedir. Karışım yakıtları için elde edilen EÖYT değerleri ED yakıtından daha yüksektir. B10 yakıtı ile elde edilen EÖYT değerleri ED yakıtına göre ortalama olarak %5.7 artmıştır. B10E5 yakıtının EÖYT değerleri ise B10 yakıtına göre ortalama olarak %8.5, ED yakıtına göre ortalama olarak %14.67 artmıştır.



Şekil 2. Test yakıtlarının Efektif ÖYT değişimleri

Biyodizel ve biyoetanol kullanımının motor performans parametrelerini olumsuz etkilenmesinin en önemli nedeni olarak hem biyodizelin hem de biyoetanolun ED yakıtına göre daha düşük alt ısıl değere sahip olması olarak açıklanabilir. Alt ısıl değerin düşmesi ile yanma sonu silindir içerisinde oluşan ısı enerjisi azaldığı için efektif motor torku düşürmüştür. Bununla birlikte, biyodizelin viskozitesinin yüksek olması kötü püskürtme karakteristiklerine neden olduğu için efektif motor torkunun azalmasına sebep olmuştur. Daha önce yapılmış olan diğer çalışmalar ile elde edilen sonuçlar benzerlik göstermektedir [8, 9, 10].

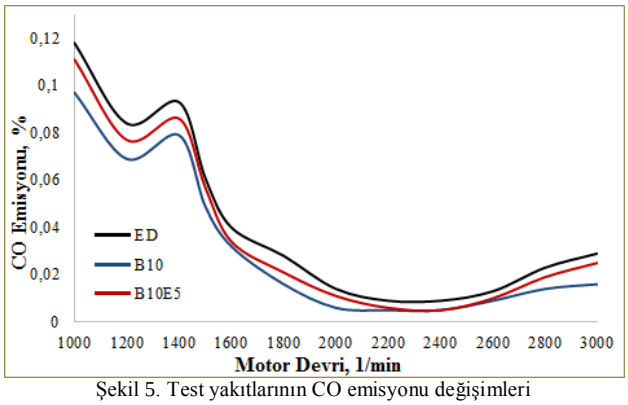
Yanma karakteristikleri

Maksimum efektif tork değerinin elde edildiği 1400 d/d motor hızında elde edilen silindir basıncı değişimi Şekil 4.'de gösterilmiştir. Tüm yakıtlar için maksimum silindir basıncı değeri 366 ^{0}KMA'da elde edilmiştir. ED, B10 ve B10E5 yakıtları ile elde edilen maksimum silindir basıncı değerleri sırası ile 91.15 bar, 91 bar ve 91.03 bar'dır. Bir çevrim boyunca silindir basıncı değerleri incelendiğinde B10 yakıtı ile elde edilen silindir basıncı EUD yakıtına göre ortalama %0.02 artmış, B10 yakıtına biyoetanol ilavesi ile elde edilen B10E5 yakıtının silindir basıncı değeri B10 yakıtına göre ortalama %0.506, ED yakıtına göre %0.522 azalmıştır.
Biyodizel yüksek viskozitesi nedeni ile maksimum silindir basıncını bir miktar düşürse de çevrim boyunca elde edilen basınç değerleri incelendiğinde setan sayısının da etkisi ile çok az da olsa bir miktar artış olduğu görülmektedir. Biyoetanolun oksijen içeriğinin maksimum basınç anında yanma hızını bir anda artırarak maksimum silindir basıncını anlık olarak artırdığı düşünülmektedir. Elde edilen bu sonuçlar önceki araştırmalar ile benzerlik göstermektedir [11, 12, 13].
Şekil 5. test yakıtlarının ısı salımı oranlarının değişimlerini göstermektedir. Maksimum ısı salımı oranı değerleri 381 ^{0}KMA değerinde elde edilmiştir. Bir çevrim boyunca net ısı salımı oranı değerleri incelendiğinde, B10 yakıtı ile elde edilen net ısı salımı oranı ED yakıtına göre ortalama %0.011 azalmış, B10 yakıtına biyoetanol ilavesi ile elde edilen B10E5 yakıtının net ısı salımı oranı değeri B10 yakıtına göre ortalama %14.14, ED yakıtına göre %4 artmıştır.

Biyoetanol, setan sayısını düşürerek tutuşma gecikmesini artırmış, ve yanma başlangıcı öncesi birikmiş yakıt miktarını artırmıştır. Birikmiş yakıt yanmaya başladıktan sonra oksijen içeriği nedeni ile daha hızlı yanar ve ısı salımı oranı artar. Elde edilen bu sonuçlar önceki araştırmalar ile benzerlik göstermektedir [12, 14].

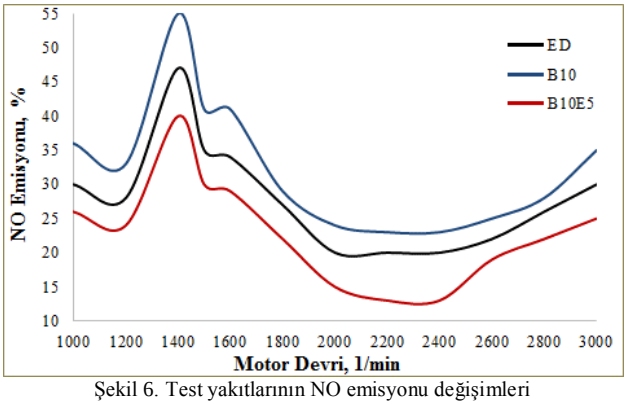
Egzoz Emisyonları

Şekil 6. testler sonucunda elde edilen CO emisyonu değerlerini göstermektedir. B10 yakıtı ile elde edilen CO emisyonu değerleri ED yakıtına göre ortalama olarak %32.83 azalmış, B10 yakıtına biyoetanol ilavesi ile elde edilen B10E5 yakıtının CO emisyonu değerleri B10 yakıtına göre ortalama olarak %24.59 artmış, ED yakıtına göre ortalama olarak %18.48 azalmıştır. Biyodizelin oksijen içermesi ve stokiyometrik hava/yakıt oranının ED yakıtından daha düşük olması ile yanma esnasında daha az oksijene ihtiyaç duymasının ve yanma verimini iyileştirmesinin CO emisyonlarının azalmasına neden olduğu düşünülmektedir. Biyoetanolun setan sayısını düşürmesinin yanmayı kötüleştirmesi, yanma hızının artması ile C ve O atomlarının reaksiyona girmek için yeterli zamanın olmaması ile açıklanabilir Elde edilen bu sonuçlar önceki araştırmalar ile benzerlik göstermektedir [9,11, 15, 16].



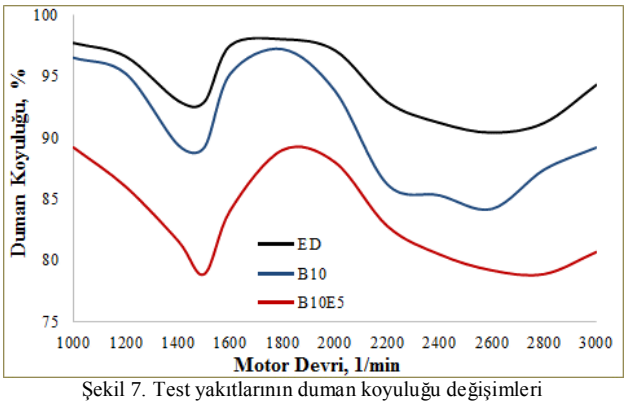
Şekil 5. Test yakıtlarının CO emisyonu değişimleri

Şekil 7. testler sonucunda elde edilen NO emisyonu değerlerini göstermektedir. B10 yakıtı ile elde edilen NO emisyonu değerleri ED yakıtına göre ortalama olarak %15.67 artmış, B10 yakıtına biyoetanol ilavesi ile elde edilen B10E5 yakıtının NO emisyonu değerleri B10 yakıtına göre ortalama olarak %30.08, ED yakıtına göre ortalama olarak %19.23 azalmıştır. Biyodizelin oksijen içeriği ile birlikte egzoz gaz sıcaklığının da ED yakıtından yüksek olması ve silindir içerisinde bulunan N atomlarının yeteri kadar O atomu bularak tepkimeye girmesine neden olması biyodizel karışımlarının NO emisyonunu artırdığı düşünülmektedir. Biyoetanolun gizli buharlaşma ısısının yüksek olması dolayısıyla silindir içi artık gazların sıcaklığının düşmesi N ve O atomlarının tepkimeye girme oranını düşürdüğü tahmin edilmektedir. Elde edilen bu sonuçlar önceki araştırmalar ile benzerlik göstermektedir [16, 17, 18, 19].



Şekil 6. Test yakıtlarının NO emisyonu değişimleri

Şekil 8. testler sonucunda elde edilen duman koyuluğu değerlerini göstermektedir. B10 yakıtı ile elde edilen duman koyuluğu değerleri ED yakıtına göre ortalama olarak %3.93 düşmüş, B10 yakıtına biyoetanol ilavesi ile elde edilen B10E5 yakıtının duman koyuluğu değerleri B10 yakıtına göre ortalama olarak %8.21, ED yakıtına göre ortalama olarak %11.85 azalmıştır. Biyoetanol ilaveli yakıtların yüksek oksijen içerikleri sayesinde C atomları için yeterli O atomunun bulunması ve biyoetanolun daha az C atomu içeriyor olmasının duman koyuluğunu azalttığı düşünülmektedir[7, 20].



Şekil 7. Test yakıtlarının duman koyuluğu değişimleri

4. Sonuçlar

Biyodizel ve biyoetanolun belirli oranda dizel yakıtı ile karıştırılarak elde edilen yakıtın bir dizel motorda kullanılması sonucu ortaya çıkan yakıt özellikleri, performans, yanma karakteristikleri ve emisyon parametresi verilerine göre;

• Aspir yağından transesterifikasyon yöntemi ile elde edilen biyodizel fiziksel özellikleri bakımından ED yakıtı ile benzer özellikler göstermiş, bu sebeple kolaylıkla karıştırılabilmiştir. B10 yakıtında faz ayrışımı göz ile görülmemiştir.

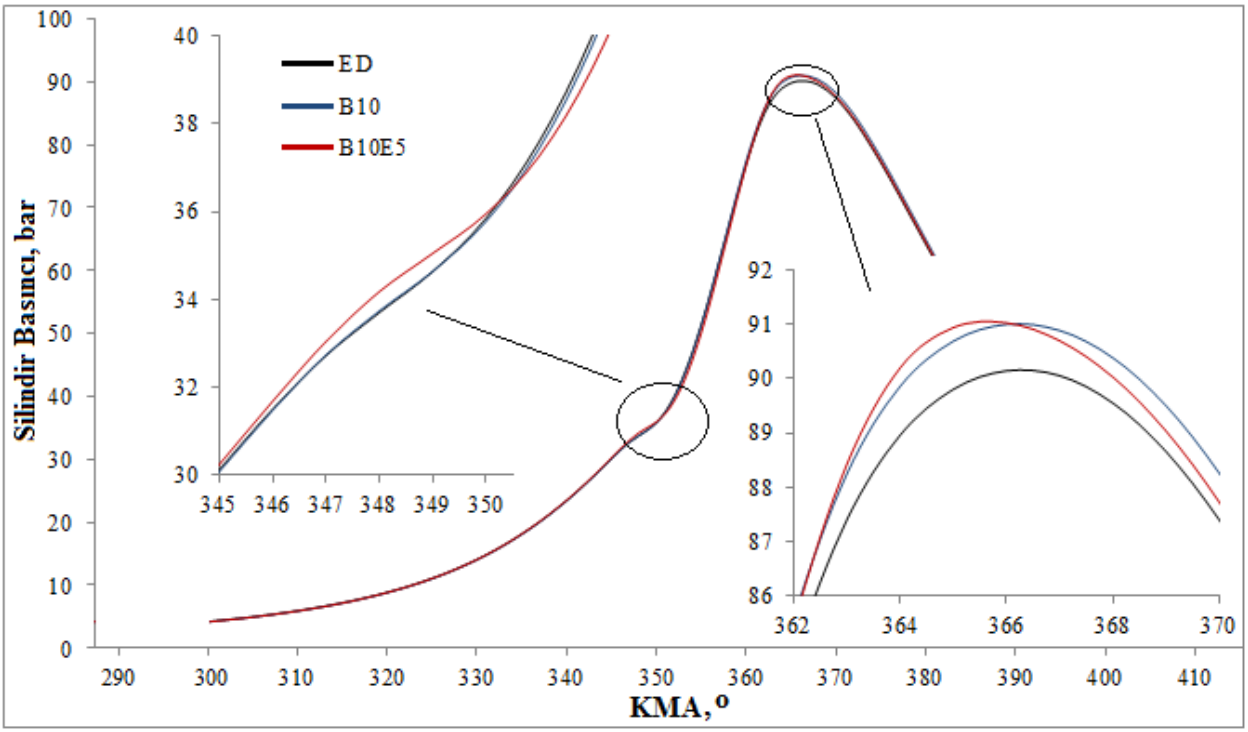
• Biyoetanolün karışıma ilave edilmesi, yoğunluk ve viskozite değerlerinin düşmesine, soğuk akış özelliklerinin iyileşmesine sebep olmuştur.

• Biyodizelin alt ısıl değerinin düşük olması, yüksek yoğunluk ve viskozite değerlerine sahip olması motor performans parametrelerini olumsuz yönde etkilemiştir.

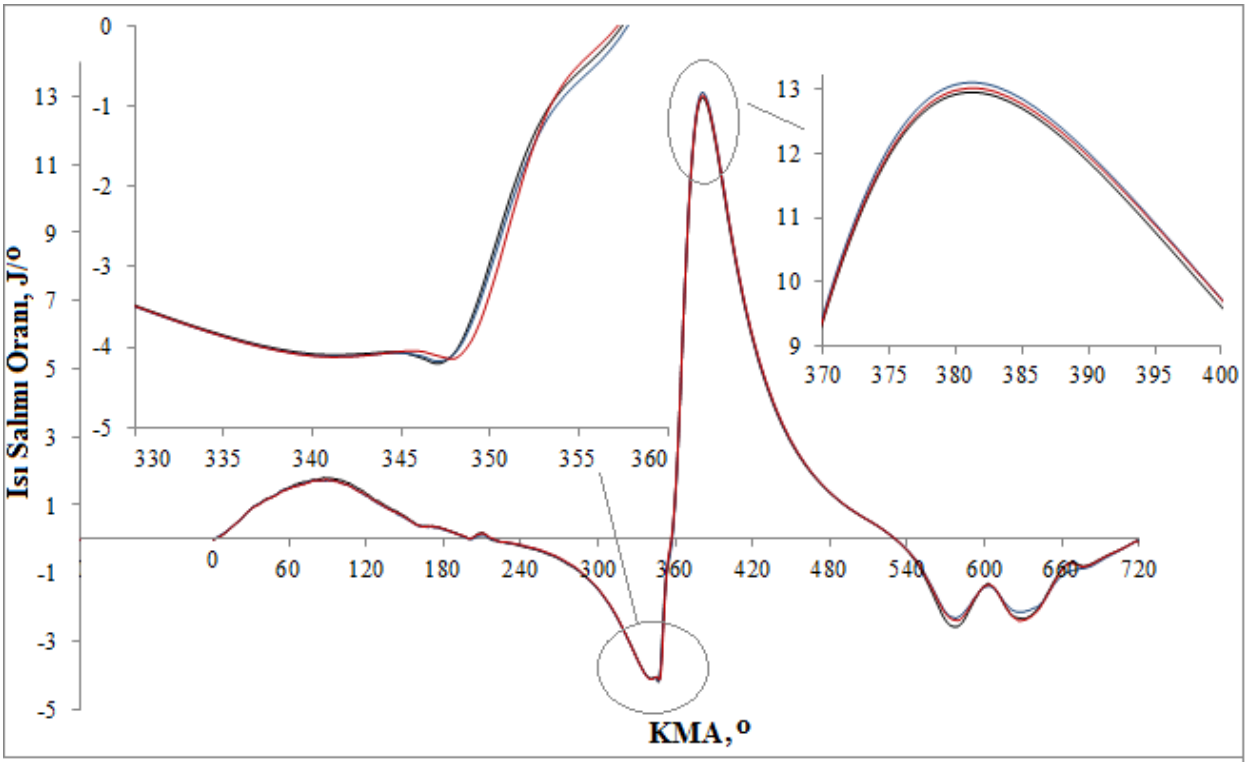
• Biyoetanol, yoğunluk ve viskozite değerlerini düşürse de daha düşük yanma enerjisine sahip olduğu için performans değerlerini düşürmüştür.
• Biyodizel ve biyoetanol kötü püskürtme ve yanma verimliliği nedeni ile yanma sonunda maksimum basınç bölgesi haricinde yanma karakteristiklerini olumsuz olarak etkilemiştir.
• Biyodizel kullanımının duman ve CO emisyonunu artırdığı, NO emisyonunu ise içeriğindeki oksijen nedeni ile artırdığı görülmüştür.
• Biyoetanol ilavesinin duman ve NO emisyonu değerlerini olumlu etkilediği, kötü yanma karakteristiği nedeni ile CO emisyonunu artırdığı görülmüştür.

Kaynaklar

[1] Melikoğlu, M., Albostan, A., Türkiye'de biyoetanol üretimi ve potansiyeli, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 26(1), 151-160, 2011.
[2] Özdemir, M., Bir dizel motorda biyodizel ve etanol kullanımının motor performansına ve emisyonlara etkisinin araştırılması, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 82-85, 90-115, 2011.
[3] Shahir, S.A., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Imran, A., Ashraful, A.M., Performance and emission assessment of diesel–biodiesel–ethanol/bioethanol blend as a fuel in diesel engines: A review, 48, 62-78, 2015.
[4] Li, L., Wang, J., Wang, Z., Xiao, J., Combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with diesel/biodiesel/pentanol fuel blends, 156, 211-218, 2015.
[5] Alptekin, E., Canakci, M., Ozsezen, A.N., Turkcan, A., Sanli, H., Using waste animal fat based biodiesels–bioethanol–diesel fuel blends in a DI diesel engine, 157, 245-254, 2015.
[6] Yılmaz, N., Vigil, F.M., Donaldson, A.B., Darabseh, T., Investigation of CI engine emissions in biodiesel–ethanol–diesel blends as a function of ethanol concentration, Fuel, 115, 790-793, 2014.
[7] Qi, D.H., Chen, H., Geng, L.M., Bian, Y.Z., Effect of diethyl ether and ethanol additives on the combustion and emission characteristics of biodiesel-diesel blended fuel engine, Renewable Energy, 36(4), 1252-1258, 2011.
[8] Özener, O., Yüksel, L., Ergenç, A.T., Özkan, M., Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics, Fuel, 115, 875-883, 2014.
[9] Ong, H.C., Masjuki, H.H., Mahlia, T.M.I., Silitonga, A.S., Chong, W.T., Leong, K.Y.,Optimization of biodiesel production and engine performance from high free fatty acid Calophyllum inophyllum oil in CI diesel engine, Energy Conversion and Management, 81, 30-40, 2014.
[10] Lei, j., Bi, Y., Shen, L., Performance and emission characteristics of diesel engine fueled with ethanol-diesel blends in different altitude regions, Journal of Biomedicine and Biotechnology, 2011(417421), 1-10, 2011.
[11] Lesnik, l., Iljaz, J., Hribernik, A., Kegl, B., Numerical and experimental study of combustion, performance and emission characteristics of a heavy-duty DI diesel engine running on diesel, biodiesel and their blends, Energy Conversion and Management, 81, 534-546, 2014.
[12] Su, J., Zhu, H., Bohac, S.V., Particulate matter emission comparison from conventional and premixed low temperature combustion with diesel, biodiesel and biodiesel–ethanol fuels, Fuel, 113, 221-227, 2013.
[13] Anbarasu, A., Saravanan, M., Loganathan, M., The effect of ethanol addition in a biodiesel operated DI diesel engine on combustion, performance, and emission characteristics, International Journal of Green Energy, 10, 90-102, 2013.
[14] Imtenan, S., Masjuki, H.H., Varman, M., Kalam, M.A., Arbab, M.I., Sajjad, H., Ashrafur Rahman, S.M., Impact of oxygenated additives to palm and jatropha biodiesel blends in the context of performance and emissions characteristics of a light-duty diesel engine, Energy Conversion and Management, 83, 149-158, 2014.
[15] Fattah, I.M.R., Masjuki, H.H., Kalam, M.., Wakil, M.A., Ashraful, A.M., Shahir, S.A., Experimental investigation of performance and regulated emissions of a diesel engine with Calophyllum inophyllum biodiesel blends accompanied by oxidation inhibitors, Energy Conversion and Management, 83, 232-240, 2014.
[16] Mofijur, M., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Atabani, A.E., Arbab, M.I., Cheng, S.F., Gouk, S.W., Properties and use of Moringa oleifera biodiesel and diesel fuel blends in a multi-cylinder diesel engine, Energy Conversion and Management, 82, 169-176, 2014.
[17] Dhar, A,. Kevin, R., Agarwal, A.K., Production of biodiesel from high-FFA neem oil and its performance, emission and combustion characterization in a single cylinder DICI engine, Fuel Processing Technology, 97, 118-129, 2012.
[18] Jagadish, D., Kumar, P.R., Murhty, K.M., Performance and emission characteristics of diesel engine run on biofuels based on experimental and semi analytical methods, International journal of energy and environment, 2(5), 899-908, 2011.
[19] Yılmaz, N., Comparative analysis of biodiesel ethanol diesel and biodiesel methanol diesel blends in a diesel engine, Energy, 40(1), 210-213, 2012.
[20] Rakopoulos, D.C., Rakopoulos, C.D., Kakaras, E.C., Giakoumis, E.G., Effects of ethanol–diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine, Energy Conversion and Management, 49(11), 3155-3162, 2008.



Şekil 3. Test yakıtlarının silindir basıncı değişimleri



Şekil 4. Test yakıtlarının ısı salımı oranı değişimleri

CHARACTERISTICS OF NON-PREMIXED OXYGEN ENRICHED SWIRLING METHANE-AIR FLAMES STABILIZED ON A NEW BURNER CONFIGURATION

Nazim MERLO, Toufik BOUSHAKI, Christian CHAUVEAU, Stéphanie De PERSIS, Laure PILLIER, İskender GÖKALP

ICARE-CNRS, 1C, Avenue de la Recherche Scientifique, 45071 Orléans Cedex 2, Fransa
iskender.gokalp@cnrs-orleans.fr

ÖZET

Ticari uygulamalarda ön karışımsız türbülanslı alevler güvenlik nedenleriyle ön karışımlı alevlere tercih edilir. Aslında ön karışımlı alevlerle, yakıt zayıf karışımları kararlı tutmak ve de alev sıcaklığını ve NOx salınımlarını azaltmak daha kolaydır. Bu çalışmada geliştirilen yeni yakıcı, yakıt ve havayı alev öncesinde karıştırmadan taşımakta ama ön karışımlı alev tipinde yakabilmektedir. Yakıcı oksijen zengin hava karışımlarıyla da test edilmiştir. Yakıcının karışım özellikleri stereo PİV ile ve alevin kararlılığı OH görüntüleri alınarak çeşitli koşullarda belirlenmiştir. Alev sonrası ÇO2, CO ve NOx salınımları ölçülmüş ve tartışılmıştır.

Anahtar kelimeler: Ön karışımsız türbülanslı alevler, swirl, NOx salınımları, oksijenle zenginleştirme

ABSTRACT

Turbulent diffusion flames are preferred in industrial applications for safety reasons. However, turbulent premixed flames are better controlled for lean fuel operations permitting low temperatures and low NOx emissions. A new burner configuration is tested in this study permitting to stabilize initially separated fuel and oxidant streams in the turbulent premixed flame mode. The burner is also tested under oxygen enriched air conditions to ease CO2 capture. The burner is characterized by stereo-PIV under non-reacting and reacting conditions. Instantaneous and averaged OH images are also obtained to help characterizing the flame structure. Post flame emission measurements of CO_2, CO and NO_x are performed to discuss the merits of the developed burner.

Keywords: Non-premixed flames, swirling flames, pollutant emissions, oxygen enrichment

1. Introduction

The use of gaseous fuels for energy generation, such as natural gas but also more and more synthetic gases from various gasification processes, is growing worldwide. Gaseous fuels emit less CO_2 compared for example to coal or fuel oil and the recent rush to shale gas, for example in the US but also soon in Europe, added to the development of large scale coal gasification plants for example in China, will keep this resource alive for several decades [1]. In most of the gaseous fuel applications for industrial combustion, the diffusion or non-premixed combustion mode is preferred for obvious safety reasons [2]. This is all the more justified when hydrogen or hydrogenated fuels such as syngas, are used [3]. It is well known that the NO_x generation propensity of non premixed flames is higher compared to premixed flames [4]. When combining this emission problem with the safety issue we mentioned above, an obvious solution is an innovative burner configuration which converts a non-premixed flame to a premixed or at least-partially premixed one.

More clearly such a burner should prevent any explosion risk by avoiding premixing the fuel with the oxidant before ignition and generate a premixed like flame after ignition.

This paper discusses such a burner configuration which combines a swirling co-flow of the oxidant with a radial injection of the fuel [5-7].

Another issue today is the CO_2 capture from industrial flames. This constraint will become more stringent in the future and will be applied not only to very large power plants but also to medium scale industrial combustion systems. Post-combustion CO_2 capture is today a costly process when chemical capture solutions are applied [8]. Oxy-fuel combustion is an elegant solution but disadvantaged by the energetic penalty of oxygen generation. Post-combustion capture of CO_2 using physical processes such as membranes appear as a viable solution at least until low cost oxygen production technologies will be available [9, 10]. Membrane capture of CO_2 requires however CO_2 concentrations not smaller than 20 % in the flue gases [11]. This can be obtained by partial oxygen enrichment of the reactive mixture [12, 13]. One negative aspect of this approach is obviously its NO_x enhancing effect [14, 15]. Combining an innovative burner configuration allowing enhanced mixing with a moderate oxygen enrichment to

enable CO_2 capture by membranes is the challenge of the present work.

In the following paragraphs the burner configuration is first described and characterized by stereo-PIV under non-reacting and reacting conditions. Instantaneous and averaged OH images are also obtained to help characterizing the flame structure. Post flame emission measurements of CO_2, CO and NO_x are performed to discuss the merits of the developed burner configuration and the future research paths for its improvement.

2. Experimental Setup

2.1. Burner and flame configurations

The burner used in this study consists of two concentric tubes with a swirler placed in an annular part supplying the oxidant flow (air or oxygen-enriched air) as shown in Fig. 1a. Eight guide vanes are designed with various vane angles to induce swirl intensity variations. The central pipe delivers radially the fuel (methane) through eight holes symmetrically distributed on the periphery of the tube, just below the burner exit plane. The fuel injection mode strongly determines the flame type [6]. The outer annular part diameter and the related radius are defined by D_b and R_b respectively. Figure 1b-1c show the variations of flame shapes with the axial and the transverse (or radial) methane injection modes. When the axial methane injection is used, a long yellow typical turbulent non-premixed flame is obtained for which slight increases of air flow rates eventually lead to flame blow-out. When the radial methane injection is applied, a tulip-shaped blue flame is obtained. Thus, the combustion mode is changed from diffusion-type to partially premixed type swirling flames. In the present work, the radial injection of fuel is used to enhance mixing at the near field of the burner exit. Variations of the flame shape with oxygen content are depicted in Figures 1d-f.

The degree of swirl for rotating flows is usually characterized by the nondimensional swirl number S_n which represents the ratio of the axial flux of radial momentum G_x and the axial flux of axial momentum G_z [16]:

$$S_n = \frac{G_x}{G_z R} \qquad (1)$$

The geometrical swirl number S_n related to this configuration is defined as [16]:

$$S_n = \frac{1}{1-\psi} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \frac{1-(R_h/R)^4}{1-(R_h/R)^2} \tan\alpha_0 \qquad (2)$$

where ψ is the blockage factor and α_0 is the vane angle. R and R_h are nozzle and vane pack hub radii respectively. The swirler position above the burner exit plane is indicated by h. The experiments are conducted with a square cross-section chamber of 48 x 48 cm^2 and 1 m height operating at atmospheric pressure. The walls of the combustion chamber are water cooled on the outside and refractory-lined inside. The chamber ends with a convergent section of 20 cm height and a final circular section of 10 cm diameter in order to limit the air intake from the top. Six windows are placed in each face of the chamber allowing optical access to all the potential flame zones.

A global equivalence ratio, Φ, can be defined as the molar ratio of methane and oxidant flows at injection to the molar ratio of methane and oxidant at stoichiometric conditions, as:

$$\Phi = \left(\frac{V_{CH_4}}{V_{O_2,oxidant}}\right) \Big/ \left(\frac{V_{CH_4}}{V_{O_2,oxidant}}\right)_{stoichio} \qquad (3)$$

where V is the volumetric flow rate.

An oxygen-air mixture is employed as the oxygen-enriched oxidizer flow. Mass flow rates of air, oxygen and fuel are regulated by thermal mass flow controllers (Brooks SLA5851S).

The measurements are performed for oxygen concentrations ranging from 21 to 30 % in volume, with swirl numbers of 0.8 and 1.4, and for global equivalence ratios of 0.8, 0.9 and 1. Table 1 summarizes the mass flow rates of the reactants as a function of the oxygen enrichment. It can be noticed that we keep constant the total oxidizer flow rate (and hence the oxidizer Reynolds number) for varying oxygen enrichment rates for a given global equivalence ratio. As a consequence the fuel flow rates vary. Fuel energy input on LHV basis is also shown in Table 1 below for all the above mentioned conditions.

Table 1 Burner operating conditions for various global equivalence ratios and oxygen enrichment rates

Φ	O_2 vol (%)	$\dot{M}_{Air}$ (g/s)	$\dot{M}_{O_2}$ (g/s)	$\dot{M}_{CH_4}$ (g/s)	P_{th} (kW)
0.8	21	5.14	0.00	0.24	12
	25	4.88	0.29	0.29	14
	27	4.73	0.43	0.31	15
	30	4.54	0.67	0.35	17
0.9	21	5.14	0.00	0.27	13
	25	4.88	0.29	0.33	16
	27	4.73	0.43	0.35	17
	30	4.54	0.67	0.39	19
1	21	5.14	0.00	0.30	15
	25	4.88	0.29	0.36	18
	27	4.73	0.43	0.39	19
	30	4.54	0.67	0.44	22

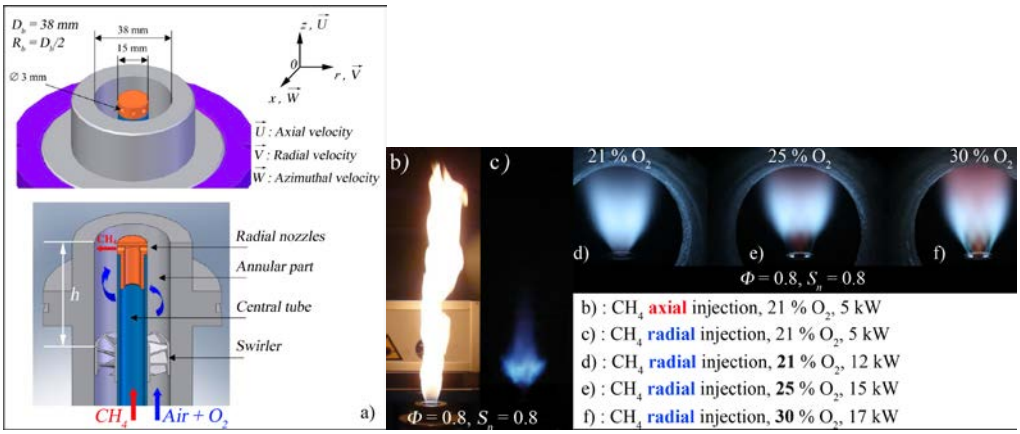


Fig. 1 Burner configuration (a) and flame images for two fuel injection modes and various oxygen enrichment rates (b-f)

2.2. Measuring techniques

Because of the strongly three-dimensional characteristics of the flow field structures, Stereo Particle Image Velocimetry (S-PIV) is used to gain insight into the flow field under non-reacting and reacting conditions. A double-pulsed Nd:YAG laser (Minilite 25 mJ/pulse) with a wavelength of 532 nm operating at 10 Hz is used as the light source. Synchronisation between the cameras and the laser is achieved by means of a TSI synchroniser Laser Pulse 610035. The mean time between two successive frames is 25 µs. An optical system with a plano-convex cylindrical lens (focal length of 12.7 mm) and a spherical lens (focal length of 592 mm) transforms the laser beam into a laser sheet of about 500 µm thickness and about 100 mm height at the center of the measurement window. The two cameras mounted on Scheimpflug adapters (TSI Powerview Plus 4MP, 12-bit output and 2048 x 2048 pixels^2) are oriented perpendicular to the laser sheet; they are located on the same side of the latter. The angle between the two cameras is limited to 30° because of optical access limitations.

Band-pass filters centered at 532 nm with a 10 nm bandwidth (50 %) are used to collect Mie particle scattering. A precision-machined twin level calibration target with dot pattern, perfectly centered over the burner inner diameter, is used for calibration. A host computer captures 500 pairs of image frames for each camera continuously with each frame covering a flow area of about 115 mm (width) x 95 mm (height). Nikon AF Micro-Nikkor 105 mm F/2.8 lenses are used to collect the PIV signal. TSI Insight 3G software is used to analyze S-PIV images and a background extraction scheme is applied to reacting case images as pre-processing step. The Al_2O_3 particles used for seeding the flow are 0.5-1 µm in diameter. Considering 32×32 pixels interrogation cells, a magnification ratio of 0.11 and 50% overlap grid spacing, a typical spatial resolution achieved for the velocity vector grid is 1.1 mm in both directions.

Concentrations of exhaust gases such as NO_x, CO, CO_2, and O_2 are measured by a HORIBA PG250 multi-gas analyser on a dry basis. The uncertainties in the measurements of pollutant emissions are around to 1% of the measured concentration. OH* chemiluminescence technique is used to visualize the reaction zone and to measure the lift-off heights and flame lengths [17, 18]. Uncertainties are estimated as within 5% for average flame height. Details about the two techniques are provided in [5].

3. Results and Discussion

3.1. Flame effects on the IRZ and the swirling motion

For safety reasons the experiments under non-reacting conditions are performed using nitrogen instead of methane while keeping constant the momentum of the radial jets. Contours of axial U and azimuthal W velocities up to 2.5D downstream of the jet development (plotted respectively in Fig. 2a and 2b) show the mean flow fields in non-reacting and reacting conditions for the air case with a swirl number $S_n = 0.8$ and a global equivalence ratio $\Phi = 0.8$. The investigated field is symmetrical about the line $x = 0$, shown as a dashed line in Figures 2. Therefore, only the left part, defined as x/R_b varying from 0 to -3, of the investigated field for both conditions is plotted in Fig. 2. Figure 2a highlights the axial expansion induced by combustion. As expected from the intense swirling flows, an internal recirculation zone (IRZ) is established for non-reacting and reacting conditions. Besides, the IRZ becomes larger, due to density changes resulting from combustion, and more intense for the reacting case compared to the isothermal case. Figure 2b shows that the azimuthal velocity W rapidly decreases along the z axis with a slight shift of the swirling motion towards the central axis downstream compared to the cold flow case.

Figure 3 displays the radial profiles of the axial U and azimuthal W velocities at different heights from the burner, in the non-reacting and reacting

flows for the air case with $S_n = 0.8$ and a global equivalence ratio $\Phi = 0.8$. The entire investigated field is plotted in Fig. 3. For $z / D = 0.3$, namely before the flame front, the maximum axial velocity in non-reacting and reacting conditions are quite similar between 7 and 8 m/s at maximum peak axial velocities. For $z / D = 1$, in the reaction zone, peak positive velocities are increased by 45 % compared to isothermal velocities. Meanwhile, the reverse flow is also intensified. Reverse axial velocity decreases from -1 m / s to – 4 m / s at $z / D = 1$. Combustion impact on the azimuthal velocity field tends to show that the intensity of the swirling motion is lower than the motion originally imposed to the oxidant flow [19] in isothermal flows.

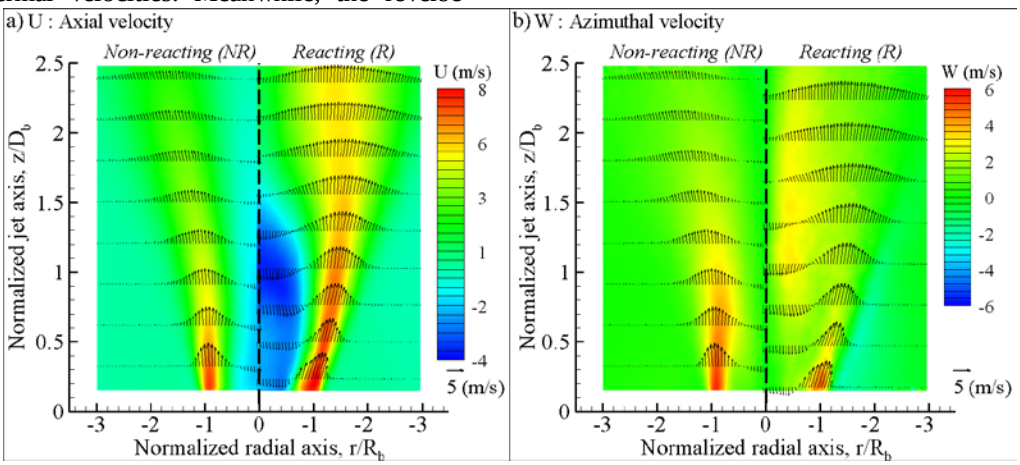


Fig. 2 Fields of axial (U) (a) and azimuthal (W) (b) velocities under isothermal and reacting conditions: $S_n = 0.8$ and $\Phi = 0.8$.

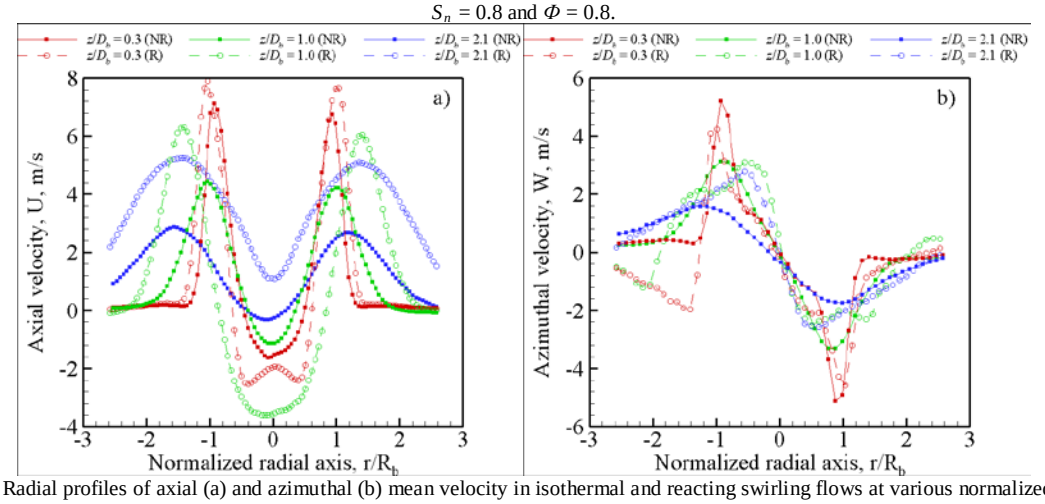


Fig. 3 Radial profiles of axial (a) and azimuthal (b) mean velocity in isothermal and reacting swirling flows at various normalized axial stations: $S_n = 0.8$ and $\Phi = 0.8$

IRZ plays a dominant role in determining the mixing quality of fuel-air for more complete combustion by recirculating the hot combustion products [20]. Figure 4a shows the recirculation mass flow ratio along the normalized jet axis for two swirl numbers $S_n = 0.8$ and 1.4, with two oxygen enrichment rates 21 and 30 %, under non-reacting (NR) and reacting conditions. M_r defines the recirculated mass flow inside the jet and M_0 refers to the input mass flow at z/D_b. The largest differences are noticed between the isothermal flow and the reacting case where the maximum value of M_r/M_0 increases from 0.18 to 0.6 with a peak shift downstream. In addition, increasing oxidant content leads to lower the maximum recirculation mass flow ratio from 0.6 to 0.48 when the oxygen content increases from 21 to 30 %. Increasing swirl intensity improves mass flow recirculation inside the cold flow. Nevertheless, in reacting conditions, since combustion tends to lower swirl effects, differences between the two swirl numbers $S_n = 0.8$ and $S_n = 1.4$ seem to be insignificant. Figure 4b highlights the global equivalence ratio effects on the recirculation mass flow rate for a swirl number $S_n = 1.4$ and 25 % O_2 in the oxidant. Increasing the global equivalence ratio from 0.8 to 1 leads to an increase of the maximum values of recirculation mass flow ratio from 0.55 to 0.65. Although reverse flow intensification may lead to improve flame stability, flame liftoff investigations conducted in [5] show that the liftoff height increases with global equivalence ratio from 0.8 to 1.

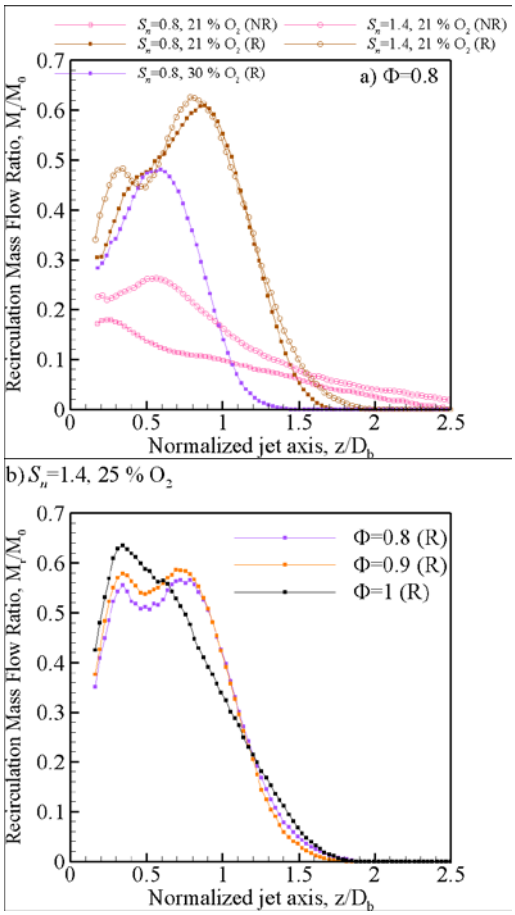


Figure 4 Distribution of recirculated mass flow rate along the normalized jet axis for various swirl numbers, oxygen enrichment rates (a) and global equivalence ratios (b).

These measurements yield valuable information to better understand the large stability domain depicted in [5] for such a burner which takes fully advantage of swirling motions to enhance the mixing process and, therefore improve non-premixed flame stability.

3.2. Turbulence fields and flame front fluctuations

The normalized turbulent kinetic energy distribution, $k^{1/2}/U_{bulk}$, close to the burner exit indicates strong turbulent mixing in the jet development and the IRZ under reacting conditions. k represents the turbulent kinetic energy for the three velocity components. U_{bulk} refers to the computed velocity based on the sum of oxidant and fuel flow rates which flow inside the burner annular part without the swirler. Contours of $k^{1/2}/U_{bulk}$ are reported in Fig. 5a under non-reacting and reacting conditions with a S_n = 0.8 and a global equivalence ratio Φ = 0.8. It is observed that the methane is directly injected into the swirling flow where maximum turbulent kinetic energy takes place. As a result it creates favourable conditions for generating partially premixed flames. Figure 5b presents normalized turbulent kinetic energy profiles extracted from Fig. 5a. These profiles show that as a consequence of combustion the velocity fluctuations, especially the axial velocity fluctuations, increase significantly. Besides, the IRZ, which is typically a low velocity region, exhibits a level of turbulence twice lager than in the cold flow at the vicinity of the burner exit.

Turbulence levels may be related to flame front fluctuations which are obtained with OH* flame chemiluminescence. A threshold value, based on the inflexion point determination, is applied to mean flame chemiluminescence images in order to detect the flame contours. As an example, normalized lift-off heights H_{lo}/D_b and tip flame positions L_f/D_b are given in Fig. 6 for 3 oxygen enrichment rates from 21 to 30 % with a swirl number S_n = 1.4 and global equivalence ratio Φ = 0.8. Further increases in oxygen enrichment rates result in decreases of the lift-off heights as well as the flame tip positions.

Flame shapes evolve strongly with oxygen content. This also reveals that swirling flame stabilization process is strongly influenced by the reverse flow regions. For 30 % O_2, radial fuel injection mode determines this specific flame front shape as shown in Fig. 6.

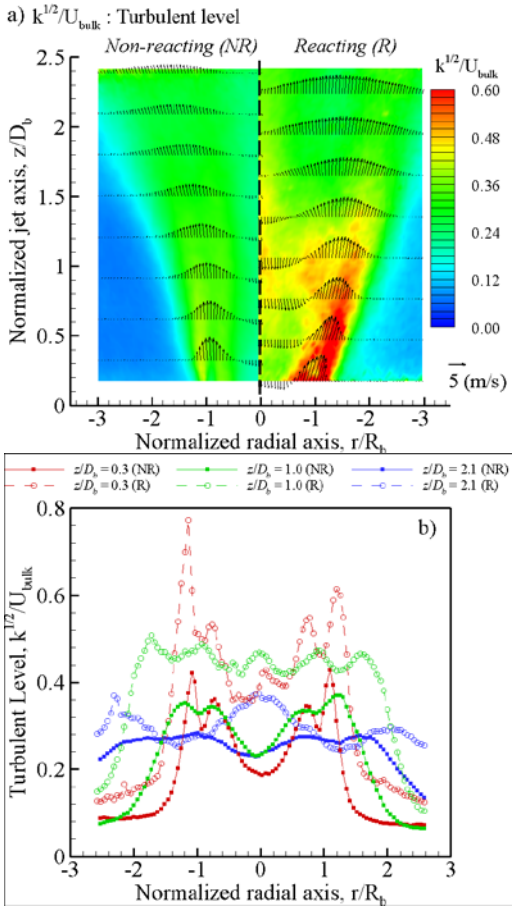


Figure 5 Field of normalized turbulent kinetic energy (a) and extracted profiles (b) at various normalized axial stations for S_n = 0.8 and Φ = 0.8

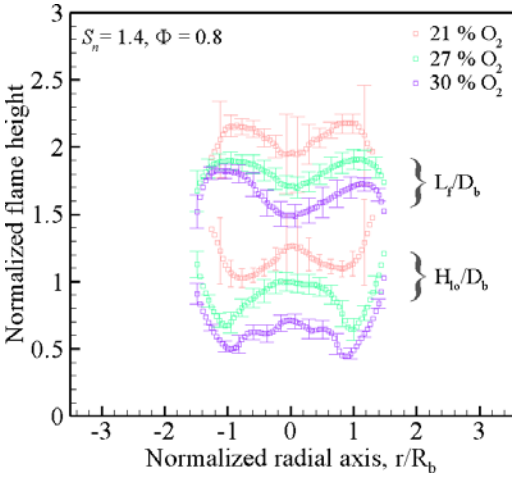


Fig. 6 Flame front heights and their fluctuations along the radial axis for various oxygen enrichment rates

3.3. Post flame emissions of CO, NO_x and CO_2

The emission index of CO (EICO) and NO_x ($EINO_x$) are defined as the total grams of emissions produced when 1 kg of fuel is burned [21]. All measured emissions are on a dry basis and refer to the same oxygen content of 3 %. Figure 7a reveals the EICO evolutions with the global equivalence ratio with a swirl number S_n = 1.4. Increasing equivalence ratio dramatically decreases CO formation from 18 to 2 g / kg of CH_4 especially for low oxygen enrichment rates. This may be related to a higher recirculation mass ratio when the global

equivalence ratio increases as depicted in Fig. 4b. As expected, oxygen enrichment leads to promote CO conversion into CO_2 [12]. Figure 7b highlights $EINO_x$ evolutions along the global equivalence ratio from 0.8 to 1 with S_n = 1.4. NO_x emissions decrease from 1.5 to 0.8 g / kg of CH_4 when the global equivalence ratio varies from 0.8 to 1 with 24 % O_2 in the oxidant. Assuming that NO_x formation is governed by the Zeldovich mechanism, the flame temperature appears as the key factor which controls the NO_x production rate.

Two reasons are proposed to explain these trends. First, as shown in Fig. 8, when the equivalence ratio increases, the CO_2 content in combustion products increases. This trend is related to an increase in the amount of recirculated CO_2, which could chemically enhance the nitrogen oxide consumption [22]. In non-premixed flames with internal or external recirculating burned gases, prompt NO and thermal NO react with CO_2 and decrease NO_x emissions [15]. Second, depending on the global equivalence ratio and the oxygen enrichment rate as inlet conditions, the flame can be attached to the burner and the flame shape is modified. This behavior could also modify formation [23].

4. Conclusions

Non-premixed swirl-stabilized combustion appears as a technique combining safety operating procedures, compact flames with strong internal recirculation regions and pollutant formation control. The mass flow recirculation ratio, the flame shape and the turbulent levels are investigated through direct comparisons between non-reacting and reacting flow fields. Varying the oxygen enrichment rates, global equivalence ratios and swirl numbers induces different flow patterns such as the spread of the jet and the intensification of the IRZ. Besides, the radial injection mode enables to inject the fuel into the regions where turbulence intensity is the highest which supports the idea of the rapid transition from a non-premixed flame to a partially premixed one.

Pollutant emissions are also investigated to underline the effects of global equivalence ratio on CO, CO_2 and NO_x formation for various oxygen enrichment rates. It is shown that NO_x formation may be influenced by the CO_2 content in the surroundings. Other researchers have also recognized CO_2 chemical effects on NO_x reduction. To better understand pollutant formation mainly NO_x emissions further investigations are necessary on flame temperature measurements with various oxygen enrichment rates, global equivalence ratios and swirl numbers i. In addition to the internal recirculation which plays an effective role in flame stabilization and pollutant formation, external recirculation needs to be also investigated to quantify the external CO_2 recirculation rate as well as the global entrainment rate. Finally the local mixture fraction needs to be investigated to quantify the mixing quality at the vicinity of the burner with the radial fuel injection mode.

Acknowledgements

This work is supported by the ANR (Agence Nationale de la Recherche), project CO_2 Energicapt (ANR-10-EESI-0003).

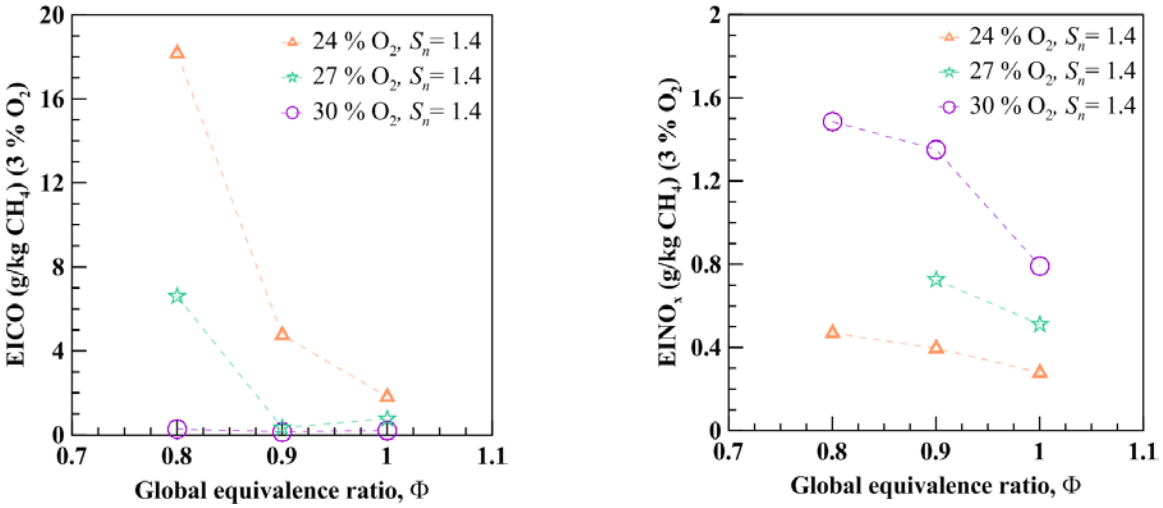


Fig. 7 EICO and $EINO_x$ evolutions with global equivalence ratio for various oxygen enrichment rates and swirl number S_n = 1.4

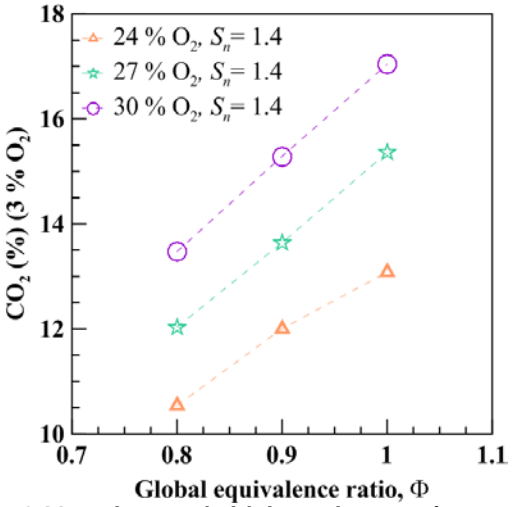


Fig. 8 CO_2 evolutions with global equivalence ratio for various oxygen enrichment rates and swirl number S_n = 1.4

References

[1] L.M. Cathles, L. Brown, M. Taam, A. Hunter, Clim. Change, 113 (2012) 525-535.

[2] C.E. Baukal, The John Zink Hamworthy Combustion Handbook; 2nd ed., CRC Press, 2013.

[3] T. Lieuwen, V. Yang, R. Yetter, Synthesis gas combustion: fundamentals and applications, CRC Press, 2010.

[4] F. Cozzi, A. Coghe, Exp. Thermal Fluid Sci., 43 (2012) 32-39.

[5] N. Merlo, T. Boushaki, C. Chauveau, S. de Persis, L. Pillier, B. Sarh, I. Gökalp, Energy & Fuels, 27 (2013) 6191-6197.

[6] A. Olivani, G. Solero, F. Cozzi, A. Coghe, Exp. Thermal Fluid Sci., 31 (2007) 427-436.

[7] T.S. Cheng, Y.C. Chao, D.C. Wu, T. Yuan, C.C. Lu, C.K. Cheng, J.M. Chang, Symposium (International) on Combustion, 27 (1998) 1229

[8] T.F. Wall, Proc. Combust. Inst., 31 (2007) 31-47.

[9] E. Favre, R. Bounaceur, D. Roizard, Sep. Purif. Technol., 68 (2009) 30-36.

[10] D. Singh, E. Croiset, P.L. Douglas, M.A. Douglas, Energy Conversion Manag., 44 (2003) 3073-3091.

[11] B. Belaissaoui, G. Cabot, M.-S. Cabot, D. Willson, E. Favre, Chem. Eng. Sci., 97 (2013) 256

[12] H.S. Zhen, C.W. Leung, C.S. Cheung, Applied Energy, 88 (2011) 2925-2933.

[13] J. Song, V. Zello, A.L. Boehman, F.J. Waller, Energy Fuels, 18 (2004) 1282-1290.

[14] H.Y. Kim, S.W. Baek, C.Y. Lee, Combust. Sci. Technol., 181 (2009) 1289-1309.

[15] J. Park, J.S. Park, H.P. Kim, J.S. Kim, S.C. Kim, J.G. Choi, H.C. Cho, K.W. Cho, H.S. Park, Energy Fuels, 21 (2006) 121-129.

[16] J.M. Beér, N.A. Chigier, Combustion Aerodynamics, Applied Science Publishers Ltd, 1972.

[17] D.S. Dandy, S.R. Vosen, Combust. Sci. Technol., 82 (1992) 131-150.

[18] S.H. Bae, H.D. Shin, Energy Fuels, 23 (2009) 5338-5348.

[19] S.A. Beltagui, A.M.A. Kenbar, N.R.L. Maccallum, Exp. Thermal Fluid Sci., 6 (1993) 147-156.

[20] A.K. Gupta, D.G. Lilley, N. Syred, Swirl Flows, ABACUS PRESS, 1984.

[21] R.-H. Chen, J.F. Driscoll, Symposium (International) on Combustion, 23 (1991) 281-288.

[22] H. Watanabe, T. Marumo, K. Okazaki, Energy & Fuels, 26 (2012) 938-951.

[23] S. Yon, J.-C. Sautet, T. Boushaki, Energy & Fuels, 26 (2012) 4703-4711.

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF METHANE-AIR VENTURI MIXER FOR OPTIMUM DESIGN

Essam Abo-SERIE[1]*, Muhammed ÖZGÜR[2], and Kemal ALTINŞIK[3]

[1]Mevlana University, Mechanical Engineering Department, Konya, Turkey, eaboserie@mevlana.edu.tr
[2]Mevlana University, Mechanical Engineering Department, Konya, Turkey, mfozgur@mevlana.edu.tr
[3]Selçuk University, Mechanical Engineering Department, Konya, Turkey, kaltinisik@selcuk.edu.tr

ÖZET

Yanma odasına homojen hava yakıt karışımını sağlamak zorlayıcı bir problemdir. İyi bir karışım daha iyi bir yakıt ekonomisine ve düşük emisyon değerlerine sebep olur. Bu çalışmada doğal gazın ve havanın, içinde hava geçen bir boru içerisinde karıştırılması için, prototip bir ventüri karıştırıcı geliştirilmiştir. Amaç, düşük basınç düşüşü ve enjeksiyon noktasından kısa bir mesafede daha iyi bir konumsal karışım elde etmektir. Bu çalışmada, boğaz çapı ve boru çapı arasındaki oran 0.4 olan standart bir ASME ventüri tasarımı kullanıldı. Geometrik parametrelerin yakıt enjeksiyonu ve karışım sürecine etkilerini araştırmak üzere üç boyutlu akış simülasyonunun yanı sıra Taguchi optimizasyon tekniği uygulandı. Simülasyonun izotermal şartlarda çalıştığı kabul edilmiş olup, çözüm için SST k – ω türbülans modeli kullanılmıştır. Üzerinde çalışılan optimizasyon parametreleri; enjeksiyon delik çapları, delik sayıları ve enjeksiyon noktalarının ventüri boğaz duvarından içeriye çıkıntı olarak girme mesafeleridir. Enjeksiyon noktasından dış boru çapına yaklaşık bir mesafedeki yakıt kütle dağılım oranı, dağılım endeksi fonksiyonu kullanılarak elde edilmiş olup, buna göre her bir tasarım parametresi için optimum tasarım değerleri tespit edildi. Akış yönünde ileri iyileştirmeler ve optimum bir tasarımla %91 dağılım endeksini elde etmenin mümkün olabileceği gösterildi.

Anahtar Kelimeler: Ventüri karıştırıcı, Gaz-hava karıştırıcı, Çapraz akış CFD, Boru akış karışım, Çok nokta enjeksiyon.

ABSTRACT

Supplying a homogeneous mixture of gas fuel and air to a combustion chamber is a challenging problem. Having a good mixture leads to better fuel economy and low combustion emissions. In this study, a venturi-mixer prototype has been developed for mixing natural gas with air flowing in a pipe. The aim is to provide a better spatial mixing within a short distance from the injection point while keeping small pressure drop. A standard ASME venturi design has been adopted in this study with a throat to pipe diameter ratio 0.4. A three-dimensional CFD simulation together with Taguchi optimization technique has been employed to study the effect of fuel injection geometrical parameters on the mixing process. The simulation was carried out assuming isothermal conditions while taking into account the turbulence by considering SST k – ω model. The optimized parameters that has been studied are the hole diameter, number and intrusion distance inside the venturi from the throat wall. The uniformity of the fuel mass fraction at a distance equal to the pipe diameter has been evaluated using the uniformity index function and accordingly, the optimum design values for the three design parameters have been identified. It was shown that with an optimum design it is possible to achieve a uniformity index of 91% with further improvement downstream the pipe.

Keywords: Venturi Mixer, Gas-air mixer, Cross flow CFD, Pipe flow mixing, Multi-point injection

1. Introduction

Natural gas, which mainly composed of methane, has been recognized as one of the promising alternative fuel due to its substantial low cost and, most certainly, cleaner exhaust emissions. Having a good spatial mixing between gas fuel and air within a short distance from the injection point before entering the combustion chamber is the main key factor for achieving low combustion emissions and having a compact burner system design. Moreover, the amount of fuel and air in a pre-mixed state is necessary to be as small as possible for safety concerns. Venturi mixer, pressure-controlled mixing valves or T-junction are different techniques to mix gas fuel into air-flow particularly in a gas engine pipe [1]. The use of T-junction where the fuel is injected perpendicular to the airflow experiences large losses while inclining the fuel injection by 45^{o} on the airflow reduces the losses, however, asymmetrical distribution of air and fuel results in and extends further downstream. The use of venturi mixer provides better mixing than T-junction mixer [2].

A venturi gas mixer is a device that uses the venturi effect, a particular case of Bernoulli's principle of a converging-diverging nozzle to convert the pressure energy of a motive fluid (air) to kinetic energy at the throat to create a low pressure zone. The gas fuel is then and entrained into the air stream at the throat of a venturi due to the low air pressure. However, the venturi throat pressure is not linearly decreased with the airflow velocity in the pipe resulting in different air-fuel ratios and accordingly, it has limited range of operation. The design parameters of the venturi mixer without a fuel pressure control-valve is very important to supply the required range of air-fuel ratios [2,3]. Using different throat diameter and fuel supply locations can lead to various range of operation and limiting the pressure drop [4]. A three dimensional CFD analysis of a venturi mixer with two peripheral holes for fuel supply showed better mixing than having a central fuel injection point. However, because of its radial momentum is relatively small compared to pipe air flow, it does not penetrate into the pipe center and therefore fuel tends to be more concentrated near to the wall and takes longer distance to reach a good mixing stage [5]. Having small intrusion of the fuel nozzle into the throat area was proved to promote the mixing using Schlieren photography technique [6]. In another study it was recommended to use 5 holes to improve a Compressed Natural Gas (CNG) engine performance [7]. However, without good control on air-fuel ratio, the venturi mixer can produce high fluctuations and emissions when a natural gas fuelled engines run on lean mixtures [8]. In domestic boiler burners, the correct air-fuel ratio is obtained by matching the respective air and gas flow rates. The gas flow rate will generally be regulated by a valve or governor, while the airflow rate will be determined by matching the flow/pressure characteristic of the fan with that of the appliance and its flue system [9].

In this study, a venturi mixer for domestic boiler burner was designed and optimized using CFD together with Taguchi optimization technique to limit the number of runs. The study considers the interaction between the different parameters mentioned above to achieve a good spatial mixing within a short distance from the injection points for a stoichiometric mixture of methane and air.

2. Methodology and Mathematical Model

2.1. Proposed design

The CFD simulation was carried out using STARCCM+ which is developed by CD-Adapco. The CAD geometry of the venturi ASME MFC-3M-1985 standard has been built with throat to pipe diameter ratio d/D of 0.4. The inclination angle for nozzle is 21° and inclination angle for diffuser is 10°. As suggested in the standard, smooth transfer radiuses have been taken into consideration. Using standard venturi ensures minimum pressure drop of air through the venturi and avoids flow separation. Three parameters have been investigated and optimized; the number of peripheral holes, the intrusion length of the hole and hole diameter. The locations of the holes was exactly in the throat of the venturi and has not been considered as a variable. The design was adopted to be used in combi boilers and therefore the air flow velocity is chosen to be 1 m/s at the pipe inlet which corresponds to Reynolds number at the throat of 6315. A stoichiometric air-fuel ratio is assumed in all simulation where mass of fuel remained constant for all runs. The CNG was presented by only Methane CH_4. Figure 1 shows the main parameters used in the simulations.

2.2 Optimization method and parameters

Design of Experiment Method DOE has been applied using factorial matrix to optimize the mixer with the aim of achieving a uniform methane mass fraction across the pipe section as close as possible to the gas fuel injection location. The surface uniformity index (I) is employed to quantify how uniform the methane over a specific pipe section is. The surface uniformity index was computed according to the following formula:

$$I = 1 - \frac{\sum_i \left| m_i - \overline{m_i} \right| A_i}{2 \left| \overline{m_i} \right| \sum_i A_i} \qquad (1)$$

The value m_i is the mass fraction of the methane gas components at cell i located on a selected pipe cross section whose average methane mass fraction is $\overline{m_i}$. To apply the DOE method the three effective factors influence the uniformity have been considered and for each factor three values 'levels' are selected. A factorial matrix has been built containing only 9 runs instead of

full factorial matrix which need 27 runs to consider all the possible combinations. The parameters chosen for the design are the number of the injection holes (n), which are evenly distributed on the peripheral of the throat wall, the injection hole diameter (Ø) and the injection hole intrusion length (l) as shown previously in Figure 1. For each parameter, three values have been selected considering the practicality and previously published data. Table 1. lists all the parameters and values used in the 9th runs for the Taguchi factorial matrix. As a result of these 9 runs, CH_4 uniformity indices were calculated after the CFD simulations is completed. The uniformity index was then used as a criteria to determine the optimum combination. "Larger is better" option was selected for signal and noise approach since the goal was to maximize the response (uniformity index). A signal and noise graph is shown in Figure 2. The figure clearly shows significant interaction between all parameters and values except for the relative intrusion length of 0.05 which shows independency on other parameter values.

Table 1. Parameters and values used for optimization

Run	***n***	***Ø /d***	***l/d***
1	*4*	*0.125*	*0.05*
2	*4*	*0.1*	*0.15*
3	*4*	*0.15*	*0.25*
4	*5*	*0.125*	*0.15*
5	*5*	*0.1*	*0.25*
6	*5*	*0.15*	*0.05*
7	*6*	*0.125*	*0.25*
8	*6*	*0.1*	*0.05*
9	*6*	*0.15*	*0.15*

2.3 Simulation model and assumptions

Three-dimensional and multi-component gas flow under steady conditions are assumed in the physical model. The multi-components gases Air and CH_4, during mixing are assumed to be non-reacting. The finite volume technique implemented in STAR CCM+ CFD package have been employed to discretize the governing equations. The Eulerian approach using polyhedral mesh has been used in the simulation. Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS), equations, together with the continuity and energy equations have been employed for solving the flow characteristics. The turbulence additional stresses was estimated using the Shear Stress Transport SST k – ω turbulence model [10].

Cross flow simulation is a challenging problem due to the high turbulence and the developed vortices. K – ε model was tested initially but it was causing divergence in some cases while SST k – ω was much more numerically stable. The SST k – ω has an advantage in handling adverse pressure gradients in the divergent part of the venturi and flow separation in addition to the viscous flow and transition flow. The simulation was continued while monitoring the uniformity index and governing equations residuals. The simulation terminated when the uniformity index value approaches an asymptotic value and the residual becomes less than 0.001 as shown in Figure 3.

Air inlet velocity is assumed constant and corresponds to a Reynolds Number of 3296. Mass flow rate of the CH_4 is calculated for Stoichiometric Air-CH_4 mixing with ratio of 1:17. Accordingly, CH_4 mass flow rate was evenly divided among the injection points for different setups. The boundary condition at the pipe exit is as a pressure outlet. STAR CCM+ commercial CFD package which is well tested and known in industry has been utilized to carry out the simulations. The package uses Finite volume technique for discretising the governing equations. The coupled flow model was utilized to solve the conservation equations for mass, momentum, and energy simultaneously using a pseudo-time-marching approach.

Close surface modelling has been customized especially around throat and fuel injection points. Mesh size was set to an absolute value range of 2% to 4% of the base mesh size.

A mesh independent study has been carried out considering base mesh sizes of 0.14, 0.1, 0.06 and 0.04 relative to the pipe diameter and the uniformity index at a distance equal to pipe diameter from the injection point was estimated as 90%, 91%, 94% and 94.8%. In this study we used mesh size of 0.1 relative to pipe diameter, which results in lower uniformity index by 3.8% from the 0.04 relative base mesh size. The difference between 0.04 and 0.06 relative base mesh size was 0.8%. For 0.02 relative mesh size, simulation is done and uniformity index was found 92%.

3. Results and discussions

3.1. Initial results

The initial simulation of the CFD was carried out without any intrusions for the injection holes and using natural entrainment of methane gas. Figure 4 showed that the entrained CH_4 continues to advance downstream along the boundary layer without much penetration towards the pipe centerline. The reason can be attributed to the low radial momentum of the entrained methane in addition to large value of the axial momentum of air. To overcome this problem, two different solution ideas have been proposed. The first proposal was to have the injection points before the venturi throat, so even if the CH_4 remains closer to the wall surface, it will reach the venturi throat and with the small cross-sectional area Air and CH_4 could have a good mixing. The second one is to consider a certain intrusion for the injection points and introduce some radial momentum by having an injection pressure. Initial results showed that the injection before the venturi throat did not help much in achieving good mixing and flow still takes long distance to have uniform radial distribution. The second proposal was therefore, discarded from further investigation and injection was kept in the throat. It was clear from the initial CFD results

that injection holes intrusion, number, and diameter are major design parameters that can affect the mixing process. Therefore, an optimization method has been introduced and 9 runs have been carried out as discussed earlier in section 2.2. It may be worth mentioning that the hole diameter reflects on the injection velocity since the fuel mass flow rate was kept constant to keep the same air-fuel ratio.

3.2. Optimization results

The mass fraction distributions of the CH_4 for the nine different design configurations listed in Table 1 are shown in Figure 5. The figure shows mass fraction distribution along the pipe length at a central section and also across the pipe at a section located at a distance of one pipe diameter from the injection location. The white central area is indicating high concentration that exceeds the set mass fraction limit 0.1. Clearly, there are significant difference in the CH_4 distribution not only along the pipe but also across the radial distribution. Runs number 3, 5 and 7 which have common intrusion length but have different injection hole numbers and diameters show poor distribution. In contrary, Runs number 1, 8 and 9 seem to have best distribution while they do not have any common value for any of the three parameters. It is therefore clear that there are interaction effect and optimization can only be achieved by combination of different value.

To be able to quantify the results, the uniformity index has been calculated for 10 sections across the pipe. The first section was located at the injection point and next sections are equally spaced by a distance of 0.5 d from each other. Figure 6 shows the uniformity index all the 9 runs for the 10 sections. It is clear that the spatial distribution for run number 8 has the best distribution while run number 5 is worst case. To be able to identify the optimum design a section at a distance equal to the pipe diameter D has been selected and the value of the uniformity index has been used as target function for optimization.

The effect of changing the value for each of the three design parameters is shown in Figure 7. This figure was obtained using the Taguchi optimization method. The figure shows that increasing the number of holes from 4 to 6 leads to better distribution, this was expected but the effect was not that significant and therefore practical judgment can limit the number of holes. The figure also shows that increasing the hole diameter can lead to better distribution. The effect again was not significant but it also means increasing injection velocity results in poorer distribution. The most significant parameter was the intrusion length of the hole. Increasing the intrusion length, more than 0.05d can significantly lead to poor mixing and radial distribution of methane.

4. Summary and Conclusions

In this study, an optimization has been carried out for the multi point injection venturi mixer for the application of combi boiler burner. The standard venturi ASME MFC-3M-1985 has been used with throat to pipe diameter ratio 0.4. The values of injection holes diameter, intrusion length and number have been optimized based on CFD simulation results and Taguchi method using methane as a fuel. Considering the chosen values for the three design parameters, it was possible to achieve a uniformity index of 0.93 at a distance of one pipe diameter from the injection point. The following general points have been concluded from the study.

- Increasing the injection velocity of the fuel can lead to poor fuel distribution.
- The intrusion of the injection point inside the venturi has a significant influence on the temporal and spatial distribution of the fuel in the air flow inside the pipe and there is an optimum value for the intrusion of the injection point.
- Increasing the number of holes around the venturi throat can improve the radial distribution but the effect is not that significant.
- The injection hole diameter, intrusion length and number are interacting design parameters and changing any value will affect the optimum values of other parameters.

5. Acknowledgement

The authors would like to thank the Scientific and Technological Research Council of Turkey (TUBITAK) for financially supporting the current project.

6. References

1- Mitzlaff, K. V. 'Engines for Biogas: Theory, Modification, Economic Operation' Friedrick Vieweg & Son (December 1988)

2- Bora, B. J., Debnath, B. K., Gupta, N., Saha, U. K., and Sahoo N. 'Investigation on the flow behaviour of a venturi type gas mixer designed for dual fuel diesel engines', International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering Volume 3, Special Issue 3: ICERTSD 2013, Feb. 2013, pp 202-209

3- Danardono, D., Kim, K., Lee, S., Lee, J., 'Optimization the design of venturi gas mixer for syngas engine using three-dimensional CFD modeling', Journal of Mechanical Science and Technology 25 (9), 2011, pp 2285-2296

4- Naganuma, T., Sakonji, T., Shoji, F., 'New gas mixer for gas engines – optimized air-fuel ratio with negligible pressure loss, SAE Technical Paper No. 922361, 1992

5- Sharma, H., Singh, S., Goel, R., 'CFD analysis of the natural gas based carburetor for a two stroke spark ignition engine', Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res. 2014, Special Issue, Vol. 1 No. 1 Jan. 2014

6- Furuyama, M., Yan, X. B., Mixing flow phenomena of natural gas and air in the mixer of a CNG vehicle, SAE Technical Paper, 981391, 1998

7- Sera, M. A., Abu Bakar, R., Leong, S. K., ‘CNG engine performance improvement strategy through advanced intake system’ SAE Technical Paper, 2003-01-1937
8- Varde, K. S.‘Combustion variability in natural gas fueled engines’, SAE Technical Paper, 2003-01-1935, 2003
9- Jones, H. R. N.’ The application of combustion principles to domestic gas burner design’ Taylor & Francis e-Library, 2005
10- Menter, F. R. ‘Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications’, AIAA Journal, vol. 32, no 8., 1994, pp. 1598-1605

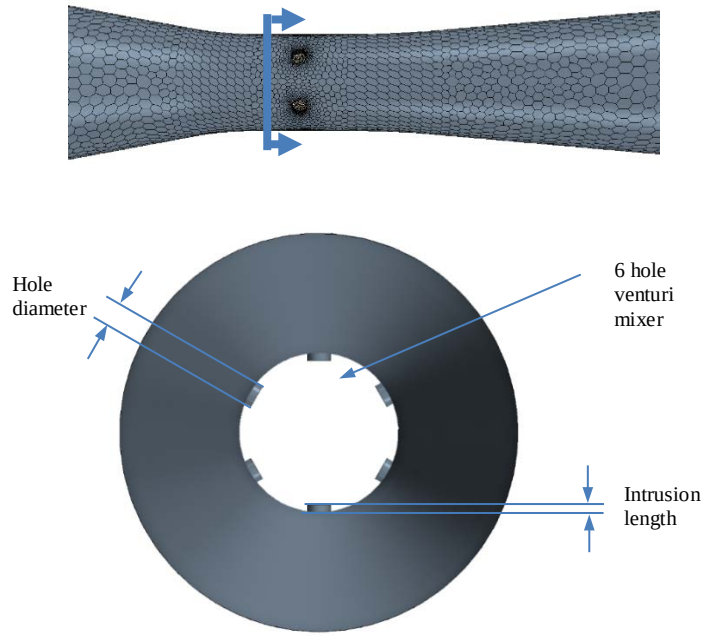


Figure 1 The venturi design geometry showing the main three design parameters for gas fuel injections

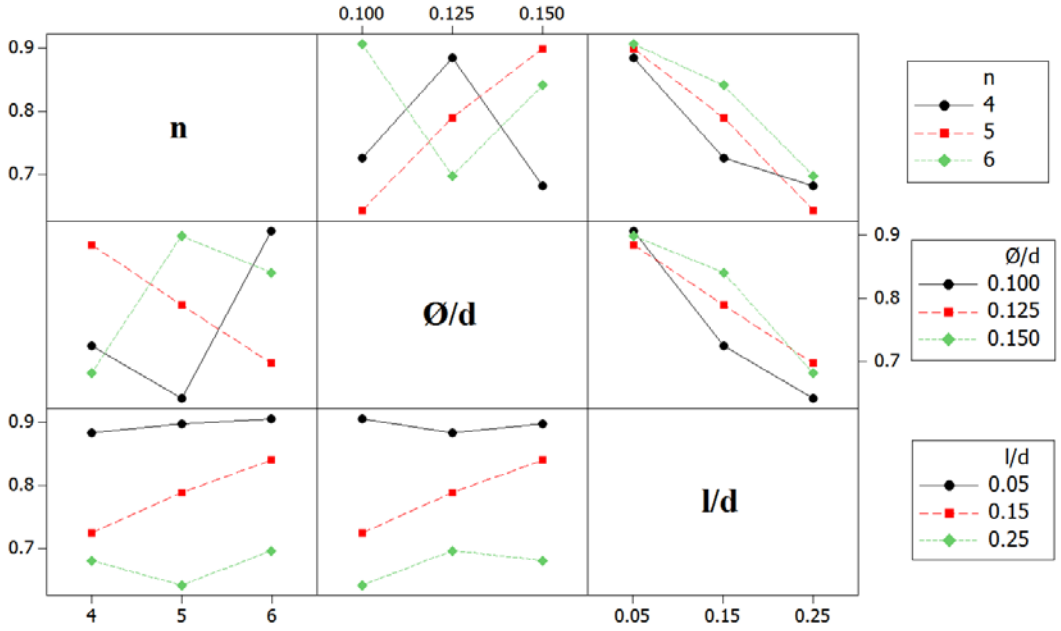


Figure 2 Interaction plot for Signal and Noise analysis.

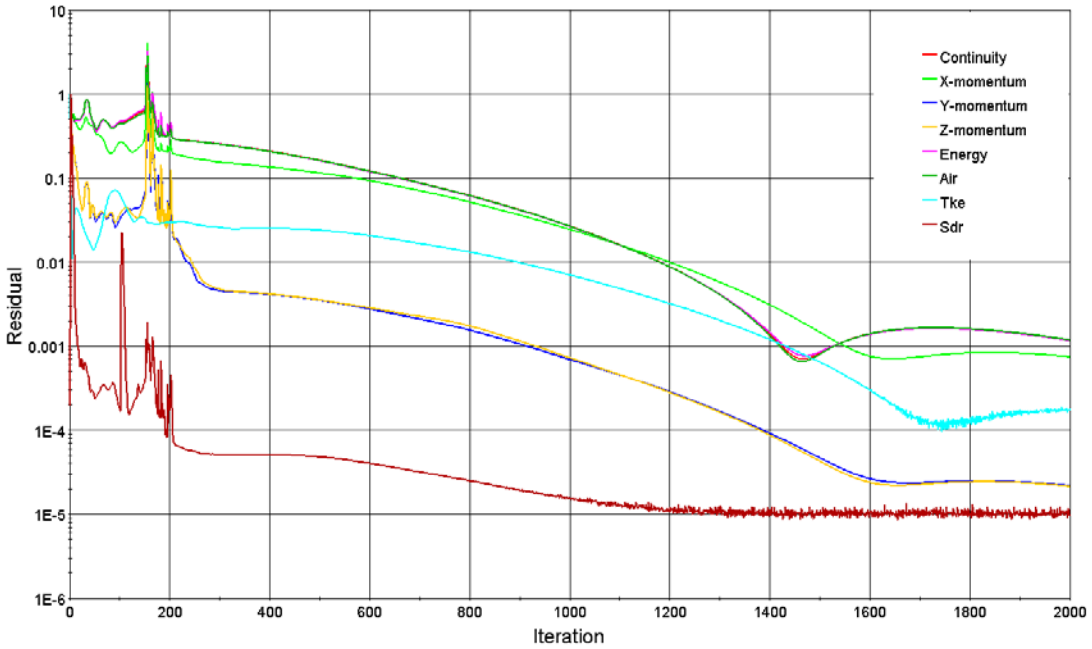


Figure 3 Residual changes with the number of iterations.

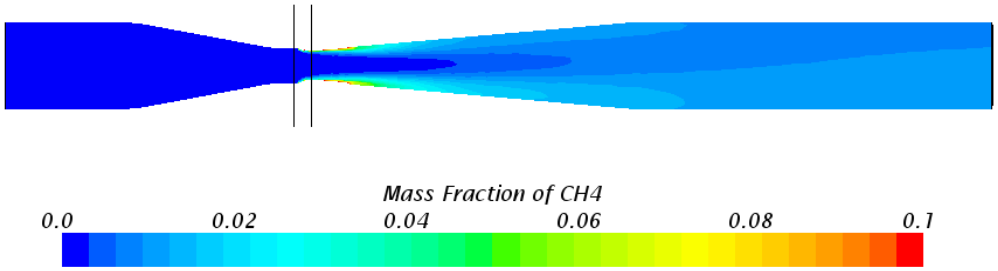


Figure 4 CH_4 mass fraction distribution inside the pipe with no injection intrusion length

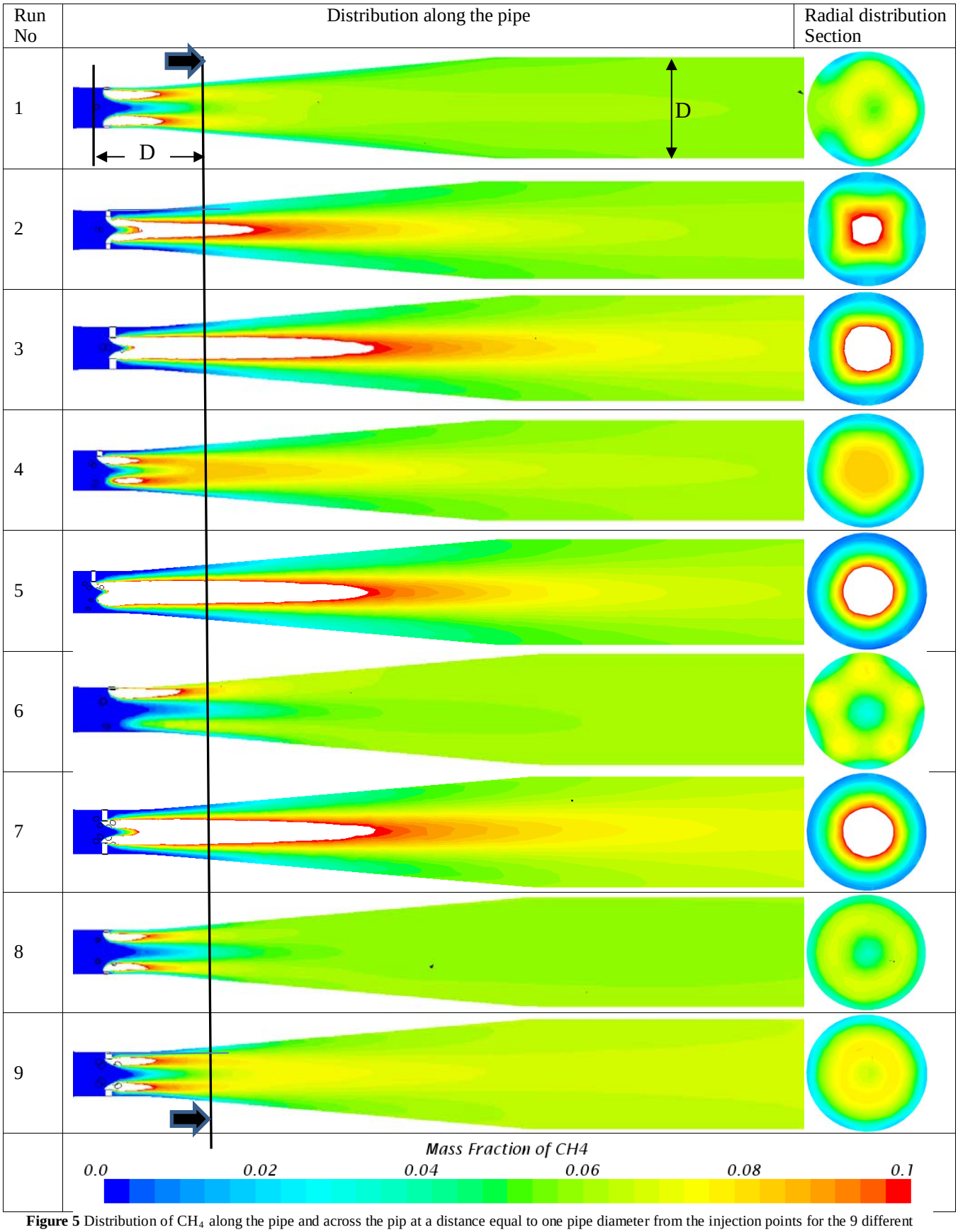


Figure 5 Distribution of CH_4 along the pipe and across the pip at a distance equal to one pipe diameter from the injection points for the 9 different design configurations listed in Table1

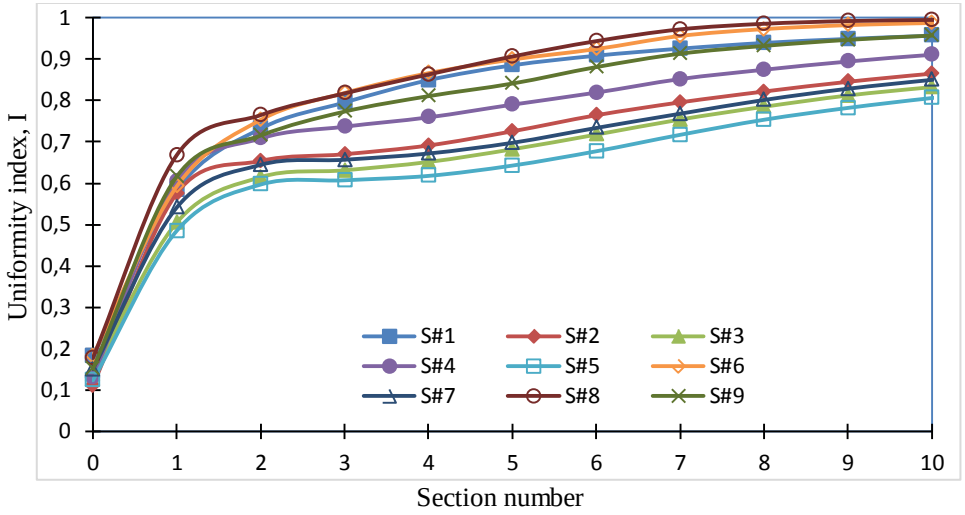


Figure 6 Uniformity index at 10 sections equally spaced by 0.5d for the 9th design configurations

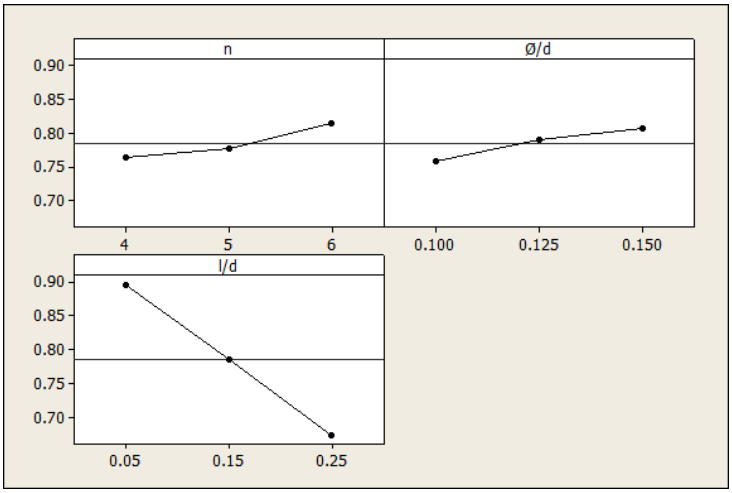


Figure 7 Effect of different design parameters on uniformity of methane across the pipe at a one pipe diameter length from the injection points

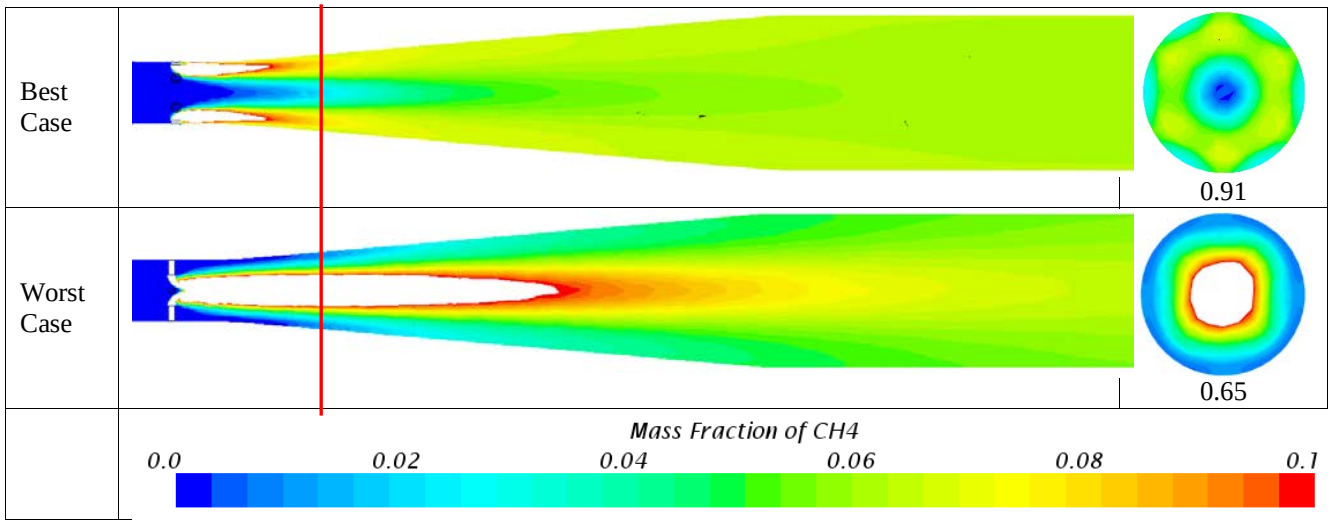


Figure 8 The fuel mass fraction distribution for the best and worst design

INVESTIGATION OF PRESSURE EFFECTS ON THE SMALL SCALE WRINKLING OF TURBULENT PREMIXED BUNSEN FLAMES

Romain FRAGNER[1], Fabien HALTER[1,2], Nicolas MAZELLIER[2], Christian CHAUVEAU[1], Iskender GÖKALP[1]

[1]ICARE-CNRS 1C Avenue de la recherche scientifique 45071 Orléans cedex 2, Fransa
[2]PRISME Univerité d'Orléans 45072 Orléans, Fransa
Iskender.gokalp@cnrs-orleans.fr

Özet
Ön karışımlı türbülanslı alevlerde basınç etkisini anlayabilmek için son senelerde yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmanın hedefi basınç etkisine katkıda bulunan çeşitli parametreleri çözümleyebilmektir. Bu amaçla metan gazi – hava karışımlarının türbülanslı alevleri Bunsen tipinden bir yakıcı yardımıyla yüksek basınç koşullarında (0.1 – 0.4 MPa arasında) deneysel olarak incelenmiştir. Türbülans parametreleri, karışım zenginliği ve basınç sistematik ve birbirlerinden bağımsız olarak değiştirilerek, laminar alev kalınlığı ve türbülans parametrelerinin özgün rolleri ortaya çıkarılmıştır.

Anahtar kelimeler: Ön karışımlı türbülanslı alevler, basınç etkisi, laminar alev kalınlığı, türbülans

Abstract
High pressure turbulent premixed flames have been significantly studied in the past decade. The objective of the current study is to isolate the various effects which make up the global pressure effect. To do so, turbulent methane/air flames are investigated in a high pressure combustion test facility. A multi-grid turbulence promoter system has been developed and implemented to obtain a more intense, isotropic and homogeneous turbulence at the burner exit. The pressure range is 0.1–0.4MPa, and the mixture composition is varied between ER=0.7 and ER=1.0. Instantaneous flame images have been collected using Mie scattering tomography and exploited to analyze flame–turbulence interactions under controlled conditions. Flame and turbulence parameters have been independently varied under DL instability free conditions to isolate the effect of the laminar flame thickness and that of the small scale turbulence eddies.

Keywords: Turbulent premixed flames, pressure effects, laminar flame thickness, türbülans

1. Introduction

Combustion pressures are being progressively increased to answer the requirements concerning thermal efficiency improvement and reduction of overall combustion chamber dimensions. High-pressure turbulent premixed combustion is widely used for high-load practical combustion systems, such as spark ignition (SI) engines and lean premixed flame-type gas turbine combustors.

High pressure turbulent premixed flames appear globally very different compared to atmospheric pressure flames due to the emergence of very small scale structures. This global flame surface enhancement results in flame propagation velocity increase and higher heat release rates. This observation was made experimentally by several groups on either stationary burners [1-8] or turbulent expanding flames [9-12].

When pressure is increased, both flame and turbulence characteristics are affected. For all hydrocarbon fuels, laminar burning velocities and flame thicknesses are reduced when pressure rises. The reduction of the flame thickness promotes the hydrodynamic instability through the modification of the jump conditions. Moreover, the flame thickness can be interpreted as a cut-off wavelength of the turbulence spectrum for flame-turbulence interactions. Concerning turbulence characteristics, integral length scales remain almost constant and smaller scales are reduced with pressure. The integral length scale is an inherent parameter of the experimental setup and can be related to geometrical characteristics such as the blade pitch angle of the impellers for turbulent spherically expanding flames [13, 14] or the turbulence grid mesh for stationary burners [7, 15, 16]. As pressure increases, the turbulence energy spectra show that the high frequencies have more energy [14], meaning that the pressure increase generates smaller time scale turbulent structures and consequently smaller turbulent length scales.

As flame and turbulence characteristics are both changed when pressure increases, the identification of the parameter(s) controlling the higher wrinkling of the flame front is delicate. For example, this behavior can be explained by the increased

presence of highly fluctuating, small-scale turbulent motions interacting with the flame front but also by the increased instability of the flame itself. In the studies of Kobayashi et al. [17] and Liu et al. [18], the flame front structure modifications with the increase of pressure were mainly attributed to the Darrieus-Landau (DL) instability. This was recently challenged by Chaudhuri et al. [12] who emphasized the importance of the laminar flame thickness reduction.

The objective of the present paper is to investigate the mechanisms of high pressure turbulent premixed flame wrinkling and to identify the parameter(s) to be taken into account to correctly predict the turbulent burning velocity under high pressure conditions.

A Bunsen burner configuration equipped with a multi-scale turbulence generator is used. Several premixed methane/air flames with varying equivalence ratio and pressure conditions are explored to isolate progressively the effects of different parameters (i.e. laminar burning velocity, laminar flame thickness, and turbulence characteristics). After discussing the minor role of DL instability in our experimental conditions, the role of the laminar flame thickness on the flame wrinkling structure is investigated. We also discuss the role of the different turbulent scales when the laminar flame thickness is kept constant.

2. Experimental set-up and procedure

Experiments are performed using a high pressure combustion test facility operating at pressures up to 1.0MPa. A nozzle type burner with an exit section diameter of 25 mm is used and a Bunsen-type turbulent premixed flame is stabilized with the help of a premixed methane/air pilot flame. The bulk flow velocity (U_{mean}) is kept constant around 3.5m/s for all the conditions. More details of the facility are described elsewhere [7, 19, 20].

A multi-grid system has been developed and implemented to obtain a more intense, isotropic and homogeneous turbulence at the burner exit. Multi-scale grid generated turbulence has been recently investigated in the literature [21, 22]. The main disadvantage of standard single grid generated turbulence lies in its inability to reach high turbulence intensities and therefore its use is restricted to moderate Taylor scale based Reynolds numbers.

The multi scale grid device is composed of three successive perforated plates of progressively increasing hole diameter and mesh size (1^{st}=1.55mm (hole) & 2mm (mesh); 2^{nd}=3.44mm & 5mm ; 3^{rd}=7.5mm & 12.5mm) which leads to increasing blockage ratios (1^{st}=0.46, 2^{nd}=0.57 and 3^{rd}=0.67). The third grid is located 60.5mm upstream of the burner exit, the second is placed 17mm below the third and the first one 7mm below the second. These locations have been chosen following the rules defined by Mazellier et al. [22]. The multi-scale grid is dedicated to mimic the turbulence cascade process as each grid parameters are designed to enhance a different size range of turbulence scales (from small to large scales).

In comparison with the standard single grid system, the turbulence intensity of the multi scale device is doubled (around 10%) in the homogenous zone. In addition, small turbulent scales are smaller and contain more energy. A sketch of the burner and turbulence generator is presented in Figure 1.

Turbulent premixed methane/air flames are investigated in this study. Pressure and equivalence ratio conditions are selected to keep constant alternatively the laminar burning velocity (S_L), the laminar flame thickness (δ_L) and the turbulence conditions (the turbulent velocity (u'), the integral length scale (L_U), the Taylor length scale (λ) and the Kolmogorov length scale (η)). A summary of the properties of the mixtures and flames is shown in Table 1.

Flame characteristics are estimated based on the PREMIX code [23] and the CHEMKIN-II database [24] using GRI-Mech. ver.3.0 [25]. The laminar flame thickness is defined as the ratio between the thermal diffusivity and the laminar burning velocity (Zeldovich definition). Lewis numbers are not indicated as their values remain almost constant and close to unity for all the conditions. The selection of methane as fuel avoids the occurrence of thermo-diffusive instabilities.

Turbulence data are obtained experimentally using a hot wire anemometry system [16]. The measurements are performed at 40mm above the burner exit. The major zone of interest for this study is comprised between 35mm and 45mm above the burner exit. In this zone, the dimensionless turbulent velocity (u'/Umean) can be assumed constant and equal to 10% as shown in Figure 2. The investigation of flame/turbulence interactions has also been limited to this zone. This spatial restriction reduces the collected data set but presents the advantage of excluding the flame base (close to the burner rim) and the tip of the flame for all the conditions investigated. With this procedure, no fresh gases pockets, arising on the top of the fame, are considered in the processing.

An Nd–YAG laser and a CCD camera (TSI PIV CAM 10-30, 1016x1008 pixels^2) are used for Mie scattering visualizations. The flow is seeded by silicon oil droplets supplied by an atomizer. The collection lens is equipped with an interference filter centered at 532 nm. The overall resolution is 0.075 mm/pixel. Instantaneous flame images corresponding to 3 pressure values are shown in Figure 2. The zone of interest (in the white box) has been added on these images. For each condition, 1000 images were acquired, binarized and filtered using a Canny edge detection process. The local flame front curvature, h, is calculated for each pixel

along the flame edge [20]. By convention, h is positive when the flame front is convex to reactants. It should be noted that the reported curvatures are 2D. Binarized images are summed and averaged to produce the average reaction progress variable <c> maps. The <c> contours obtained from them represent the probability of the instantaneous flame front being at a given location within the average flame brush. The location of the mean progress variable at <c> =0.05 is considered to be the inner surface of the flame brush [26]. The turbulent burning velocities reported in Table 1 are determined using the conventional flame-angle method based on <c>=0.05 [6].

3. Results and Discussions

Figure 3 shows the combustion intensity (S_T/S_L) variations with the non-dimensional turbulence intensity (u'/S_L) for all the conditions reported in Table 1. For all the conditions presently investigated, u' is constant and the non-dimensional turbulence intensity remains lower than 4, corresponding to a Karlovitz number lower than 2. As reported by Yuen et al. [27], the flamelet hypothesis is still valid for these conditions. As a result, we assume that even if smaller and more intense turbulent scales are generated when pressure is increased, they are not energetic enough to modify to inner structure of the instantaneous flame front whose thickness is reduced by pressure effect.

In Figure 3, black symbols correspond to atmospheric pressure results where only the equivalence ratio is varied (from 0.7 to 1.0). As the pressure is kept constant, all the turbulent velocities and scales remain identical. When the equivalence ratio is increased toward stoichiometry, the turbulent burning velocity also increases. It is observed in Figure 3 that the increase in turbulent burning velocity is perfectly scaled by the change in laminar burning velocity. Indeed, the combustion intensity remains constant when u'/S_L is changed only by a chemical parameter i.e. the equivalence ratio.

The diamonds in Figure 3 represent flame conditions where the laminar burning velocity is fixed whereas the pressure is increased. To obtain a constant laminar burning velocity for varying pressures, the equivalence ratios are adjusted (increased from 0.7 to 0.9) to counterbalance the reduction of S_L induced by the pressure rise. As u' remains constant when pressure is increased, u'/S_L does not change. It is observed that the combustion intensity increases notably with pressure, although the laminar burning velocity and the total turbulence energy (u') are kept constant. We can conclude that u'/S_L is not sufficient alone to capture the combustion intensity evolution with pressure. Recently, Chaudhuri et al. [12] proposed to unify the turbulent flame speed data from expanding flames and from Bunsen flames using the root square of a modified turbulent Reynolds number: $[(u'/S_L)*(R/\delta_L)]^{(1/2)}$. The length scale R corresponds to the average flame radius in the case of spherical flames and to the burner diameter for Bunsen flames. S_T/S_L data with an identical laminar burning velocity (diamonds in Figure 3) are plotted in Figure 4 versus the square root of the turbulent Reynolds number. With the proposed scaling, the data are reorganized almost linearly as it was the case in [12]. When all the parameters except the laminar flame thickness are constant (u', S_L and R), as it is the case for these data, the combustion intensity varies linearly with the square root of the laminar flame thickness. This strongly suggests that the laminar flame thickness has a non-negligible effect on the flame front wrinkling. This will be investigated in more detail in section 3.2.

3.1. Discussion of the role of Darrieus-Landau instability

The effect of pressure on the DL instability in a turbulent premixed flame has been first reported experimentally by Kobayashi et al. [6, 28] using the dispersion formula of Sivashinsky [29]. They concluded that the region of wave numbers where the flame front is unstable extends to larger wave numbers with increasing pressure [6] and that a significant correlation exists between the fractal inner cutoff and the characteristic scale of Darrieus-Landau instability [28]. However, in their review Lipatnikov et Chomiak [30] concluded that nothing indicates that the DL instability plays a substantial role in premixed turbulent combustion. Moreover, Creta et al. [31] recognize that the flame surface enhancement may be linked to the effect of hydrodynamic instability only in the low-intensity regime of turbulent combustion ($u'=o(S_L)$). More recently, Law and coworkers [32] estimated the conditions in which DL instability could compete with turbulence to induce corrugations of the flame front by introducing a dimensionless parameter defined as the ratio of the instability and turbulence time scales at a given length scale. Using this dimensionless parameter, they introduced a new boundary in the traditional turbulent combustion regime diagram to identify the zones where the instability effects should be considered. In Figure 5 the experimental conditions presently investigated together with those studied by Kobayashi [33] are reported in the modified diagram. It is observed that all the flame conditions are above the critical curve where DL instability may corrugate the flame front. To reinforce these observations, the present flame conditions are investigated in a spherical combustion chamber under quiescent conditions [34]. Shadowgraph images of outwardly propagating laminar flames are recorded and shown as inserts in Figure 5 for a flame radius equivalent to the Bunsen burner radius (i.e. 12.5mm). All the

flames remain perfectly smooth attesting the absence of DL instability for these conditions. Therefore by performing turbulence–flame interaction experiments in DL instability free conditions, we confirm that the observed increase in S_T/S_L (therefore in the flame wrinkling and flame surface area) when pressure is increased is not due to DL instability under the present experimental conditions.

3.2. The role of the laminar flame thickness

A laminar premixed flame may be globally described by its velocity and thickness. Whereas the laminar burning velocity is commonly assumed equal to the consumption speed of reactants, the definition of the laminar flame thickness is more delicate. Several definitions may be found in the literature depending on whether the preheating zone is embedded or not. In this very short distance where there is an important temperature jump, the mixture viscosity and density are considerably modified. As a consequence, the small turbulent eddies approaching this zone are rapidly dissipated if they are not energetic enough [27]. Following this approach, it appears implicit that the laminar flame thickness may be considered as a cut-off wavelength of the turbulence spectrum for flame–turbulence interactions. This was illustrated in Poludnenko et Oran [35] where the thermal thickness was introduced in the energy spectra to identify the turbulent scales able to wrinkle the flame front. To check the reliability of this conjecture, curvature distributions of the investigated flames are determined by only focusing to the flame zone of interest described in the experimental part (between 35 mm and 45 mm above the burner exit). As laminar flame thicknesses are reduced when pressure is increased, most observable changes occur at atmospheric conditions where the laminar flame thickness is divided by 2.5 when the equivalence ratio is changed from ER=0.7 to ER=1.0 (Table 1). The curvature distributions for these two cases are compared in Figure 6 (upper part). For a smaller flame thickness (ER=1.0), the distribution is broadened showing higher probabilities for larger curvatures, indicating the enhancement of smaller scale flame front wrinkling. Following Chaudhuri et al. [12], we have multiplied the x-axis by a non dimensional flame thickness to the power ½ where the reference case corresponds to the leanest case (ER=0.7). The resulting distributions are plotted in the lower part of Figure 6. With this scaling, the two distributions superimpose correctly indicating that the laminar flame thickness directly impacts the flame front geometry and needs to be considered in turbulent burning velocity correlations. For smaller flame thicknesses, smaller eddies are able to wrinkle it and increase the flame surface area.

3.3. The role of turbulence scales

Increasing pressure modifies notably the small turbulent scales. Lachaux et al. [7] have shown that the Taylor micro-scale λ varies as $P^{-1/2}$ and the Kolmogorov length scale η as $P^{-3/4}$, implying that eddies become smaller when pressure increases. This results in stretching the spectrum towards higher wavelengths (or smaller scales). Energy spectra measured using how-wire anemometry under non-reacting conditions and normalized by large scale characteristics (turbulent velocity and integral length scale) are presented in Figure 7 for three different pressures (0.1, 0.3 and 0.5MPa). This normalization clearly emphasizes the spectral modifications in the large wavelengths (small scales) whereas the three curves are almost superimposed for the low wavelengths (large scales). It is important to recall here that u' (the total turbulent energy in the axial component) is unchanged with pressure; therefore increasing the pressure distributes more energy to the small scales (for constant total turbulence energy the turbulent Reynolds number based on the integral length scale increases because of the decrease of the kinematic viscosity with pressure).

An important question is whether these turbulence structural modifications impact the flame front wrinkling and if yes, is there a scale which dominates these flame/turbulence interactions? To answer these questions, three different experimental conditions have been selected by varying the pressure but keeping almost constant the laminar flame thickness. To do so, the equivalence ratio was adjusted for each pressure condition. The temperature profiles for the three selected cases are given as a supplemental material. With this approach, we can reasonably expect that the observed differences are only imputable to the modifications in the structure of turbulence.

Figure 8 (upper part) compares the curvature distributions of the three selected cases: 0.1MPa-ER=1.0, 0.2MPa-ER=0.77 and 0.3MPa-ER=0.7. When pressure is increased, the distributions are broadened with higher probabilities for larger curvatures indicating the generation of smaller flame wrinkling. In the lower part of Figure 8, the x-axis of the distributions has been multiplied by a non dimensional Taylor length scale (atmospheric case is the reference) to account for the decrease of this scale when pressure rises. This scaling leads to an almost perfect superposition of the curvature PDFs.

The above results coupled with those on the role of the laminar flame thickness give some new insight on the effects of pressure on flame wrinkling and more generally on flame-turbulence interactions. When the laminar flame thickness is reduced (with all other parameters kept constant), small scale

flame wrinkling augments. When the laminar flame thickness is kept constant, increasing the turbulent energy content in the small scale also increases flame wrinkling. We have shown that increasing the pressure reduces the laminar flame thickness and increases the turbulent energy content in the small scales. The Taylor micro-scale appears as the regulating scale for flame front turbulence interactions. This is reasonable in the sense that this scale represents the average size of eddies active in the spectral cascade process and having sufficient energy to interact with the flame front and wrinkle it. Our attempt to scale the flame front curvature PDFs by the Kolmogorov length scale was unsuccessful. This indicates that such small scales do not possess enough energy to wrinkle the flame front especially when the laminar flame thickness is of the same order of magnitude as the Kolmogorov length scale (Table 1). On the other hand, even if the smallest scales do not penetrate the flame thickness, robust enough intermediate sized small scales represented by the Taylor micro-scale are able to contribute to the wrinkling of the flame front especially when the laminar flame thickness is reduced. Therefore the ratio between the Taylor micro-scale and the laminar flame thickness should be an important regulating parameter for flame turbulence interactions and the generation of small scale flame surface elements.

4. Conclusions

Instantaneous images of turbulent methane/air premixed flames are obtained in a high-pressure chamber using Bunsen-type burner stabilized flames and Mie scattering tomography. A multi-scale turbulence generator has been implemented to obtain a more intense, isotropic and homogeneous turbulence at the burner exit. The explored pressure range is 0.1-0.4 MPa, and the mixture composition is varied between ER=0.7 and ER=1.0.

The objective was to analyze the mechanisms responsible of the premixed flame front small scale wrinkling observed under high pressure conditions. The current contribution emphasizes the importance of laminar flame thickness in flame/turbulence interactions and the major role played by the Taylor length scale largely affected by a pressure rise.

The main conclusions of the paper are:

- Pressure increase results in stretching the energy spectrum towards higher wavelengths.
- Under present experimental conditions, the increase in combustion intensity ($S_T/S_{L)}$ observed when pressure is increased is not due to Darrieus-Landau instability. This conclusion is confirmed by the modified combustion diagram recently proposed by Chaudhuri et al. [12] and also by the laminar flame experiments we performed showing that the present flame conditions are free of DL instability.
- For constant turbulence conditions, differences in curvature distributions are observed when varying the laminar flame thickness. For a smaller flame thickness, the distributions are broadened with higher probabilities for larger curvatures, indicating the enhancement of smaller scale flame front wrinkling. Moreover, a scaling of the curvature distribution with the laminar flame thickness to the power ½ is found.
- When pressure is increased, keeping constant the laminar flame thickness, the curvature distributions also broaden with higher probabilities of larger curvatures indicating a stronger interaction between the small turbulent scales and the flame front. Moreover, the Taylor micro-length scale is found to be representative of the scales interacting with the instantaneous flame fronts. This scale should therefore be taken into account to correctly predict the turbulent burning velocity.

Acknowledgements

The authors acknowledge the support of the CNRS, the French Ministry of Research through the LABEX CAPRYSSES and the Conseil Regional Centre. RF is supported by a grant from the Conseil Régional Centre.

5. References

[1] A. Soika, F. Dinkelacker, A. Leipertz, Combust. Flame 132 (3) (2003) 451-462.

[2] S. Daniele, P. Jansohn, J. Mantzaras, K. Boulouchos, Proc. Combust. Inst. 33 (2) (2011) 2937-2944.

[3] P. Griebel, P. Siewert, P. Jansohn, Proc. Combust. Inst. 31 (2) (2007) 3083-3090.

[4] H. Kobayashi, Exp. Thermal Fluid Sci. 26 (2-4) (2002) 375-387.

[5] H. Kobayashi, T. Kawahata, K. Seyama, T. Fujimari, J.-S. Kim, Proc. Combust. Inst. 29 (2) (2002) 1793-1800.

[6] H. Kobayashi, T. Tamura, K. Maruta, T. Niioka, F.A. Williams, Proc. Combust. Inst. 26 (1) (1996) 389-396.

[7] T. Lachaux, F. Halter, C. Chauveau, I. Gökalp, I.G. Shepherd, Proc. Combust. Inst. 30 (1) (2005) 819-826.

[8] S. Daniele, J. Mantzaras, P. Jansohn, A. Denisov, K. Boulouchos, J. Fluid Mech. 724 (2013) 36-68.

[9] T. Kitagawa, Y. Nagano, K. Tsuneyoshi, JSME Internation Journal 45 (5) (2005).

[10] D. Bradley, M. Lawes, M.S. Mansour, Proc. Combust. Inst. 32 (1) (2009) 1587-1593.

[11] C.-W. Chiu, Y.-C. Dong, S.S. Shy, Int. J. Hydrogen Energy 37 (14) (2012) 10935-10946.
[12] S. Chaudhuri, F. Wu, D. Zhu, C.K. Law, Phys. Rev. Lett. 108 (4) (2012) 044503.
[13] D. Bradley, M.Z. Haq, R.A. Hicks, T. Kitagawa, M. Lawes, C.G.W. Sheppard, R. Woolley, Combust. Flame 133 (4) (2003) 415-430.
[14] B. Galmiche, N. Mazellier, F. Halter, F. Foucher, Exp. Fluids in press (2014).
[15] H. Kobayashi, T. Nakashima, T. Tamura, K. Maruta, T. Niioka, Combust. Flame 108 (1-2) (1997) 104-110.
[16] R. Fragner, N. Mazellier, F. Halter, C. Chauveau, I. Gökalp, International Symposium on Shear Flow and Turbulence Phenomena (2013).
[17] H. Kobayashi, Y. Kawabata, K. Maruta, Proc. Combust. Inst. 27 (1) (1998) 941-948.
[18] C.C. Liu, S.S. Shy, H.C. Chen, M.W. Peng, Proc. Combust. Inst. 33 (1) (2011) 1293-1299.
[19] F. Halter, C. Chauveau, I. Gökalp, D. Veynante, Combust. Flame 156 (3) (2009) 657-664.
[20] F. Halter, C. Chauveau, I. Gökalp, Int. J. Hydrogen Energy 32 (13) (2007) 2585-2592.
[21] A. Marshall, P. Venkateswaran, D. Noble, J. Seitzman, T. Lieuwen, Exp. Fluids 51 (3) (2011) 611-620.
[22] N. Mazellier, L. Danaila, B. Renou, Journal of Turbulence 11 (43) (2010).
[23] R.J. Kee, J.F. Grcar, M.D. Smooke, J.A. Miller, Report No. SAND85-8240, Sandia National Laboratories, (1993).
[24] R.J. Kee, F.M. Rupley, J.A. Miller, Report No. SAND89-8009B, Sandia National Laboratories (1989).
[25] G.P. Smith, D.M. Golden, M. Frenklach, N.W. Moriarty, B. Eiteneer, M. Goldenberg, C.T. Bowman, R.K. Hanson, S. Song, W.C. Gardiner, V.V. Lissianski, Z. Qin, (1999).
[26] G.J. Smallwood, Ö.L. Gülder, D.R. Snelling, B.M. Deschamps, I. Gökalp, Combust. Flame 101 (4) (1995) 461-470.
[27] F.T.C. Yuen, Ö.L. Gülder, Proc. Combust. Inst. (2012).
[28] H. Kobayashi, H. Kawazoe, Proc. Combust. Inst. 28 (1) (2000) 375-382.
[29] G.I. Sivashinsky, Annual Review of Fluid Mechanics 15 (1) (1983) 179-199.
[30] A.N. Lipatnikov, J. Chomiak, Prog. Energy Combust. Sci. 36 (1) (2010) 1-102.
[31] F. Creta, N. Fogla, M. Matalon, Combust. Theory Modelling 15 (2) (2011) 267-298.
[32] S. Chaudhuri, V.y. Akkerman, C.K. Law, Physical Review E 84 (2) (2011) 026322.
[33] J. Wang, F. Matsuno, M. Okuyama, Y. Ogami, H. Kobayashi, Z. Huang, Proc. Combust. Inst. 34 (1) (2013) 1429-1436.
[34] B. Galmiche, F. Halter, F. Foucher, Combust. Flame 159 (11) (2012) pp. 3286-3299.
[35] A.Y. Poludnenko, E.S. Oran, Combust. Flame 157 (5) (2010) 995-1011.

Table 1: Summary of the mixture properties (40 mm above the burner exit) and flame parameters

Pressure (MPa)	ER (-)	Umean (m/s)	u'(m/s)	Lu (mm)	Ret (-)	λ (mm)	η (mm)	S_L(m/s)	δ_L(mm)	u'/SL (-)	Lu/δ_L (-)	S_T (m/s)	S_T/S_L (-)	Ka (-)
0.1	0.70	3.82	0.44	5.46	185	1.7255	0.132	0.2	0.1460	1.99	37.4	0.94	4.70	1.22
0.1	0.85	3.82	0.44	5.46	191	1.7255	0.132	0.3068	0.0679	1.29	80.4	1.30	4.24	0.26
0.1	1.00	3.82	0.44	5.46	196	1.7255	0.132	0.383	0.0608	1.04	89.8	1.79	4.68	0.21
0.2	0.77	3.59	0.43	5.50	197	1.2269	0.0756	0.19	0.0753	2.03	73.0	1.46	7.70	0.99
0.3	0.70	3.75	0.43	5.23	191	0.954	0.0533	0.1109	0.0700	3.60	74.7	1.46	13.13	1.72
0.3	0.80	3.75	0.43	5.23	197	0.954	0.0533	0.178	0.0519	2.24	100.8	1.80	10.13	0.95
0.4	0.90	3.59	0.43	6.70	260	0.9504	0.0469	0.1858	0.0313	2.15	214.3	2.42	13.05	0.44

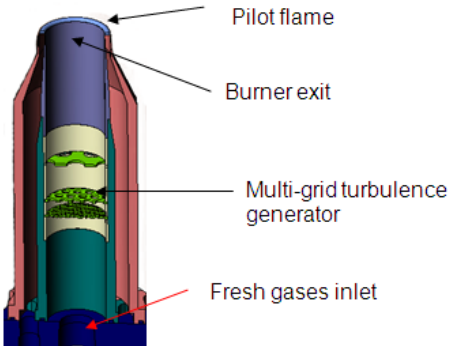


Figure 1: Bunsen burner schematic

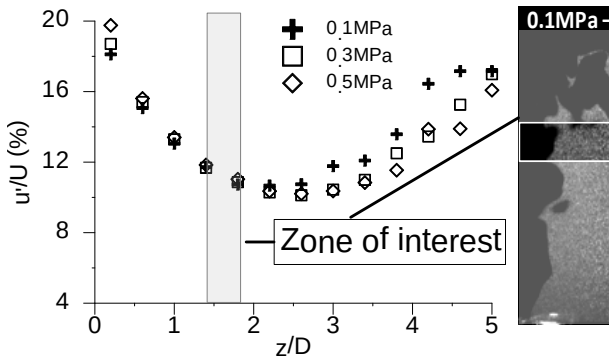


Figure 2: Zone of interest determined by cold flow measurements

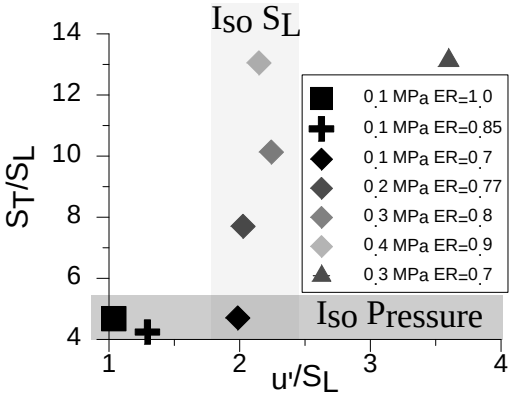


Figure 3: Combustion intensity (S_T/S_L) variations with u'/S_L

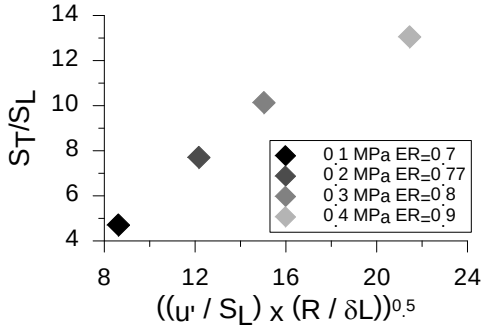


Figure 4: Combustion intensity (S_T/S_L) variations with a turbulent Reynolds number to the 1/2-power scaling. The length scale (R) corresponds to the burner diameter (i.e. 25mm).

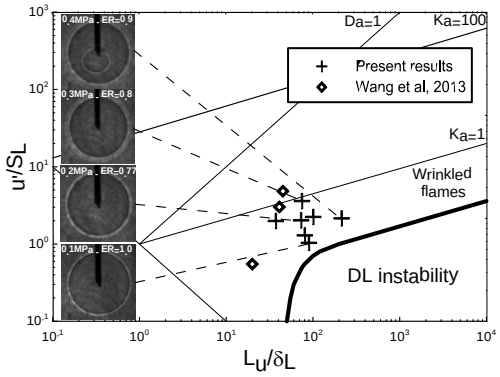


Figure 5: Modified combustion diagram from [12]. Crosses are for current experimental results. Diamonds correspond to the results of Wang et al. [33].

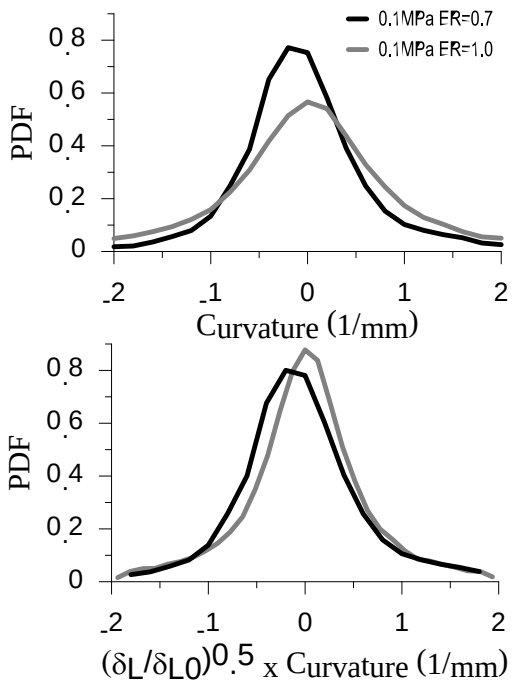


Figure 6: Upper: Effect of the equivalence ratio on PDFs of the flamelet curvature distribution at atmospheric pressure condition. Lower: The curvature distributions are multiplied by the normalized flame thickness (ER=0.7 is the reference case).

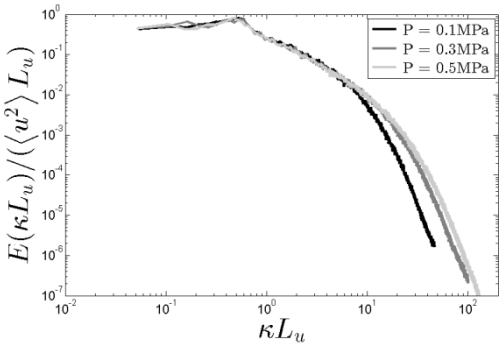


Figure 7: Dimensionless 1D energy spectra

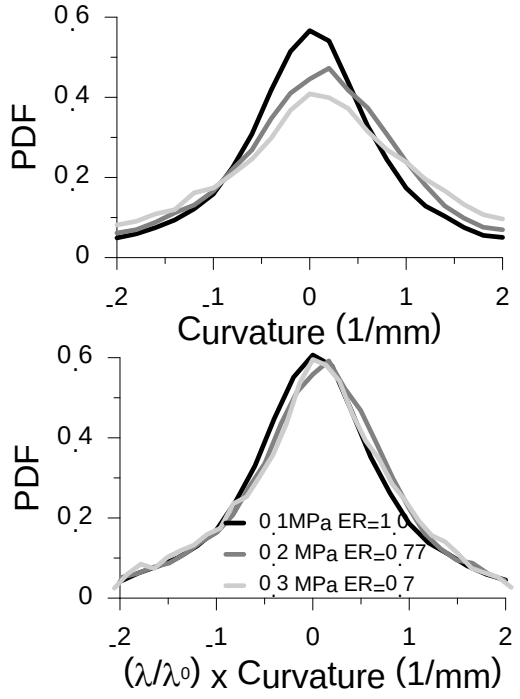


Figure 8: Upper: Effect of turbulence on PDFs of the flamelet curvature distribution for three different conditions having the same laminar flame thickness. Lower: the curvature distributions are multiplied by the normalized Taylor scale (atmospheric case is the reference).

ÜÇ SİLİNDİRLİ MOTORA SAHİP TARIMSAL AMAÇLI BİR TRAKTÖRDE BİYODİZEL KULLANIMININ PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Cenk SAYIN, Murat KARABULUT

Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı 34722 Istanbul
csayin@marmara.edu.tr, mkarabulut@marun.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, yerel tarımsal kaynaklardan elde edilmiş esterlerden üretilen biyodizel ile ticari olarak satılan kırsal motorin yerli tarımsal kaynaklardan elde edilmiş, metil esterlerden yapılan biyodizel ile hacimce %0, %5, %10, %20, %50 ve %100 oranlarında içeren yakıt karışımları oluşturulmuştur. Hazırlanan karışımların üç silindir tarımsal bir traktörde kullanılarak kuyruk milinden güç, egzozundan ise emisyon ölçümü alınarak motor parametrelerinin ve egzoz emisyonlarının sonuçları irdelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, biyodizelin CO, CO2, HC, SO2 emisyonu değerlerinde gözlemlenebilir bir iyileşme söz konusu iken NOx değerlerinde bir artış gözlemlenmektedir. Motor performans değerlerinde ise, biyodizelin ısıl değerinin motorine göre düşük olması nedeniyle bir miktar düşüş gözlemlenmektedir. Buna bağlı olarak da özgül yakıt tüketimi artış göstermiştir.

Anahtar kelimeler: Biyodizel, dizel motor, egzoz emisyon değerleri, özgül yakıt tüketimi, motor gücü.

INVESTIGATION ON THE EFFECT OF USING BIODIESEL ON THE PERFORMANCE AND EMISSIONS IN AGRICULTURAL TRACTOR HAVING THREE CYCLINDERS ENGINE

ABSTRACT

In this study, biodiesel produced from ester obtained from local agricultural source. The fuel used in the experiments are prepared as blends prepared with commercial diesel and ester with different volume percentages (0%, 5%, 10%, 20%, 50% and 100%). The experiments are conducted on an agricultural tractor with four cycle, tree cylinders engine. The results are evaluated by using the power measured from PTO and exhaust emissions measured form exhaust pipe. According to the results obtained, CO2, HC, SO2 and CO emissions of biodiesel were lower than diesel fuels although the NOx emissions of biodiesel are higher than diesel fuels. The engine performance criteria values observed to decrease in the experimental results since biodiesel is a low degree fuel. Therefore the specific fuel consumption was also increased.

Keywords: Biodiesel, diesel engine, exhauste emissions value, specific fuel consuption, engine power, engine output, engine performance.

1. GİRİŞ

Günümüzde insan sayısının artması buna bağlı olarak ihtiyaçların artması, bu duruma paralel olarak enerji gereksiniminde artış göstermektedir. Bu artışı sanayide gelişmeleri tetiklemektedir. Enerji ihtiyacımızın büyük bir kısmını, Dünya üzerinde kısıtlı olan fosil kökenli yakıtlardan sağlamaktayız. Yakıtların kullanımı sonucunda ortaya çıkan emisyonların çevre ve insan üzerinde olumsuz etkileri bariz bir şekilde ortaya çıkarak, insan yaşamının kalitesi ve sağlığını tehdit etmektedir. Son yirmi yılda, insan sağlığı üzerindeki bu olumsuz etkilerin sonuçlarını ciddi anlamda gözlemleyebilir hale geldik. Bu etkilerden en bariz olanı, kullandığımız yakıtın yanması sonucunda oluşan emisyonların içerisinde yer alan CO_2, NO_x S_2O_2 ve CH_4 gibi kirleticilerin sera etkisi oluşturmasıdır. Bu durumun etkisini taşıt sayısının artışı ve endüstriyel alandaki gelişimlerin nedenini gözlemlediğimizde 1979'dan beri kara sıcaklığı deniz sıcaklığının iki katı hızla yükseldiğini görmekteyiz. (0.13 °C/on yıl karşın 0.25 °C/on yıl) **[1].**

Günümüzde sanayisi gelişmiş ülkelerin enerji ihtiyaçları artış gösterirken, bu enerjinin elde edilmesi ve kullanılması sonucunda çevreye olan olumsuz etkileri de ön plana çıkmaktadır. Günümüzde motorlu araçlar endüstriyel alanda büyük bir kullanım alanına sahiptir. Fosil kökenli yakıtların makine çeşitlerine göre kullanımına bakıldığında da içten yanmalı motorlar geniş bir kullanım alanına sahiptir. Dünya enerji kullanım istatistiklerine bakıldığında fosil kökenli yakıtların 2012 ile 2013 yılları arasında yaklaşık %1,7 oranında arttığı görülmüştür **[2].** Bu artış daha önce belirtildiği gibi dünya nüfusunun artması buna bağlı ihtiyaçların artmasından kaynaklanmaktadır. Dünya üzerinde yaklaşık olarak 2013 yılı sonunda 1,2 Milyar araç bulunmaktadır **[3].** Ülkemizde ise bu rakam 18.955.588 adet araç bulunmaktadır **[4].** Giderek artan araç sayısı trafikten kaynaklanan hava kirliliğinin de artmasına neden olmaktadır. Ülkemizde, şehir merkezlerinde yaşanan hava kirliliğinin %40'ı araç trafiğinden kaynaklamaktadır. İçten yanmalı motorlarda fosil kökenli yakıtların kullanımları sonucunda yaşam kalitemizi etkileyen atmosferin kirlenmesi hızlanmıştır. Hem enerji kaynaklarının alternatiflerini arttırarak rekabet piyasasında enerji politikalarımızın geliştirilmesi hem de ekonomik anlamda bağımsızlaşma anlamında önem arz etmektedir. Biyodizel bitkisel ham yağlardan ya da kullanılmışlarından ve hayvansal yağlardan kimyasal yöntemler yardımıyla elde edilen biyoyakıtlar kapsamında olan, çevre dostu ve yenilenebilir nitelikli sıvı halde bir yakıttır. Tarım alanlarımızın birçok biokütle üretimine uygun olması yenilebilir enerji kaynaklarının kullanımı gündeme gelmiştir. Literatürde yapılan çalışmalarda görülmüştür ki biokütleden elde edilmiş yağların işlenerek belli oranlarda motorin ile karıştırılması sonucunda efektif bir şekilde kullanıldığı görülmüştür. Ülkemizin tarımsal alanlarının etkin kullanılması durumunda biyodizel ülkemizin enerji kaynakları açısından öncelikli bir hal almaktadır. Başka bir yandan biyodizel üretiminin ve kullanımın yaygınlaşması toplumsal refah düzeyinin artması ve stratejik açıdan bakıldığında enerji bakımından bağımsız hale gelmek önem arz etmektedir.

Türkiye'de ilk biyodizel çalışmaları 1934 yılında "Bitkisel Yağların Tarım Traktörlerinde Kullanımı" adı altında Atatürk Orman Çiftliğinde yapılmıştır. Daha sonraki gelişmeler Dünya ile paralel ilerleyerek 200'li yılların başlarında üniversitelerdeki çalışma grupları ile hız kazanmış ve 2003 yılında yapılan yasal düzenlemeler ile resmi olarak biyodizel ismi kullanılmıştır. Ülke olarak enerji ihtiyacımızın yaklaşık olarak %72'ini ithal etmekteyiz. **[5]** Tablo 1'de 1990 ve 2013 yılları arasında Türkiye'nin genel enerji dengesine ait dağılım oranları verilmiştir.

	1990	2013	Değişim
Top. Enerji Talebi (Mil. Tep)	52,9	120,29	127,39%
Top. Yerli Üretim (Mil. Tep)	25,6	31,94	24,78%
Top. Enerji İthalatı (Mil. Tep)	30,9	96,29	211,62%
Yerli Üretimin Talebi Karşılama Oranı	48%	28,50%	-40,63%

Tablo1: Türkiye'nin Genel Enerji Dengesi Tablosu

Ülkemizde enerji ihtiyacı 23 yıl içerisinde %127,39 oranında artarken, yerli enerji üretimi ile talebi karşılama oranımız %40,63 oranında azalmıştır. Toplam enerji ithalat oranımız ise %211,62 oranında artmıştır **[6].** Bu dengesizlik yıllar içerisinde dışa bağımlılığımızı arttırmıştır. Bir ülkenin enerji alanında dışa bağımlı olması ekonomik ve sosyo-kültürel gelişimini son derece etkilemektedir. Türkiye'nin 2014 yılı enerji ithalatı 54,9 Milyon ABD Doları olarak gerçekleşmiştir. 2015 yılı içerisinde dolar fiyatlarında ki artışla bu rakamın bir miktar daha artması beklenmektedir. Bu rakamların ülke ekonomisine kazandırılmasının temel yolu yerli enerji kaynaklarına yönelmektedir. Biyodizel üretiminde yağ bitkileri kullanılmaktadır. Yağ bitkileri içerisinde %15'ten fazla yağ bulunan bitkiler olarak tanımlanabilmektedir. Ülkemizin tarımsal nüfusun toplam nüfusa oranına bakıldığında %35 gibi bir oran ortaya çıkmaktadır. Bu oran içerisinde işlenebilir toprak dağılımı ve toprak sahipliği dağılımına bakıldığında bir dengesizlik olduğu

ortaya çıkmaktadır. Bu durum ülke ekonomisinde gizli işsizliğe yol açmaktadır. Ülkemizde yapılan TUİK verilerine baktığımızda, ülke nüfusunun artması ve şehirleşme nedeniyle son 2001-2014 yılları arasındaki tarımsal alanların toplamına bakıldığı zaman %6 oranında bir azalma olduğu gözlemlenmektedir. **[7]** Ülkemizde sürdürülebilir bir tarım politikasının olmaması nedeniyle tarımsal alanlarımızı ülke ve ekonomik gelişmeler için kullanamamamıza yol açmaktadır. Türkiye'de biyodizel üretimi için hem meteorolojik hem de tarımsal alanlar açısından elverişlidir. Ülkemizde 2014 yılında 13.226.570 dekar alana yağlı tohum ekilmiştir. Bunlar gerek enerji gerekse gıda için kullanılmıştır. Ayrıca Türkiye'de 4.1 milyon hektar alan nadas, 14,6 milyon hektar alan ise çayır ve mera arazisi olarak kullanılmaktadır. Bu alanların biyodizel amaçlı yağlı tohum üretimi için kullanımı işsizlik ve enerji açığının kapanması için kullanılması ülke ekonomisine önemli ölçüde katkı sağlayacaktır.. Ülkemizde enerji tüketiminin içerisinde %3'ü, petrol tüketiminin dağılımına bakıldığında ise petrolün %5'i tarım sektöründe kullanılmıştır. Başka bir yönden baktığımızda bu kullanımların çevreye olan etkileridir. Türkiye'nin 2012 Sera gazi emisyon envanterinin dağılımına bakıldığında 32,3 Mton CO_2 değerinin %8'lik bir dilimi tarımsal faaliyetlerden kaynaklanmaktadır.

Biyodizel, yakıtlar, günümüzde kullanılan dizel motorlar üzerinde ufak değişikliklerle ya da hiçbir değişikliğe gerek kalmadan karışımsız olarak ya da petrol türevi yakıtlar ile karıştırılarak kullanılabilmektedir. Biyodizel yakıtlar yapılan çalışmalarda petrol türevi yakıtlara yakın kimyasal özelliklere sahiptir. Bazı durumlarda biyoyakıtların fiziksel özelliklerinin çalışma için istenilen özellikler göstermemesi durumunda yapılacak karışımlar ile iyileştiği ve motorin ile karıştırıldığında motorine göre, özellikle emisyon sonuçlarında etkin iyileşme sağlanmaktadır.

Yapılan deneysel çalışmalar bize uygun karışım değerleri elde edildiği durumlarda emisyon ve performansın en uygun değerinin yakalandığını ve motorine alternatif oluşturduğunu göstermektedir. Hemen hemen bütün deneysel çalışmalarda egzoz emisyonlarından CO_2, CO, HC ve SO_2 değerlerinde motorine alternatif olan yakıtımız biyodizelin değerleri iyileşme göstermiştir. Ancak NO_X değerinde bir iyileşme gözlemlenmemektedir. NO_X miktarı, biyodizelin için de bulunan O_2 miktarının fazla olması ve yanma sonu sıcaklıklarının yüksek seviyeleri ulaşması nedeniyle artış göstermektedir. Motor parametreleri üzerinde yapılan deneysel çalışmalarda ise dizel ve biyodizel karışımları arasında bazı durumlarda kayıplar söz konusu olmaktadır. Biyodizelin motorine oranla daha düşük ısıl enerjiye sahip olması nedeniyle özgül yakıt tüketimi belli oranlarda artış göstermiştir ancak motor çıkış güçleri arasında çok büyük fark olmadığı gözlenmektedir. Özsezen yaptığı deneysel çalışmada 1.8 lt hacmine sahip, 4 zamanlı ve 4 silindirli, su soğutmalı bir motorda yakıt olarak biyodizel kullanmış ve sonuçları irdelenmiştir. Çalışma tam yük 60, 40, 20 Nm sabit yük ve değişik devirlerde B0, B5, B20, B50 ve B100 kullanılarak sonuçlar gözlenmiştir. Yapılan çalışmada motor momentinde biyodizelin hacimsel oranda artması sonucunda maksimum %7,16 oranında bir azalma meydana gelmiştir. Çalışmada tüm yakıt karışımlarında ve çalışma devirlerinde optimum (mak. Motor momenti & minimum BSFC) çalışma noktası 2000 d/d'da elde edilmiştir. Özsezen tarafından yapılan doktora çalışmasında emisyon değerleri diğer araştırmacıların sonuçları ile paralellik göstermektedir. Ancak Özsezen, diğer araştırmacılardan farklı olarak pratik uygulamada CO_2 emisyon oranında her hangi bir değişikliğe rastlamamış bunu motorun değişken şartlarda çalışması nedeniyle tam yanma reaksiyonun gerçekleşmemesi sonucunda artması beklenen CO_2 miktarı farklı formatlarda egzoz emisyonu olarak dışarı atıldığını belirtmiştir.**[8]**

Yaptığımız deneysel çalışmada, literatür açısından bir farklılık getirmiş bulunmaktayız. Literatürde tarımsal amaçlı traktörlerde biyodizel kullanımı ile elde edilen performans değerleri ölçülmüş ancak çevresel etkiler ve kazanımlar göz ardı edilmiştir. Kullanılan yakıtın çevreye etkisi elde edilen sonuçlar açısından önem arz etmektedir. Çalışmalarımızda motorine alternatif bir yakıt denemesinin yapılmasıyla ithalat yoluyla elde ettiğimiz yakıtı iç kaynaktan sağlamak, bu şekilde dışa bağımlılık ve enerji yoluyla ortaya çıkan ekonomi açığını minimize edilmesini hedeflemektir. Ayrıca bu hedefe giden yolda çevresel etkileri gözlemlemiş olmaktayız. Ülkemiz açısından bilimsel çalışmalarda yerli kaynakların kullanılabilirliğinin incelenerek hayata geçirilmesi ulusal bir görev olarak algılanmalıdır.

2. MATERYAL ve METOT

Deneysel çalışmamızda kullanılan test motorunun özellikleri Tablo-2'de verilmiştir. Testlerimiz, traktörün kuyruk mili üzerinden elektrikli bir dinamometre ile ölçüm alınarak gerçekleştirilmiştir. Denemelerde Froment marka sigma 4 model kuyruk mili üzerinden ölçüm alabilen taşınabilir dinamometre ile ölçüm gerçekleştirilmiştir.

Dizel Motor Özellikleri	
Özellik	Değeri
Silindir Sayısı	3 Silindirli
Beygir Gücü	48-50-55-65-72-80
Silindir Hacmi	2931 CC
Silindir Çapı	104 mm
Strok	115 mm
Sıkıştırma Oranı	17:01
Supap Sayısı	6
Yakıt Sistemi	260 Bar Saat Yönünde
Kompresyon Basıncı	28 - 32 Bar
Aktarma Org.	Dişli
Kam Mili	Alttan Eksantrik (Blok İçi)
Emisyon Stan.	TIER 3
EGR	Kam Mili Üzerinde
Turbo	Var
Blow By	30-60 L/dak
Güç	80 HP (2300 Dev/dak)
	64 HP (1150 Dev/Dak)
Tork	244,2 Nm (2300 Dev/dak)
	321 Nm (1150 Dev/dak)
Yakıt Sarfiyatı	14,5 kg/h (2300 D/D)
	10,5 kg/h (1400 d/d)
Duman Değeri	<3,0 Numaralı Duman Fil. (1400 d/d)
	<2,0 Numaralı Duman Fil. (2300 d/d)

Tablo2: Testlerde kullanılan dizel motor özellikleri

Çalışmada kullanılan yakıtın özellikleri Ek-1'de verilmiştir. Motor testlerinde, elektrik kontrollü frenleme yapabilen, ölçümlerini dijital olarak gösteren ve verilerini el terminali ya da bilgisayara aktarabilen bir donanıma sahip NJ Froment marka Sigma 4 model elektronik güç ölçüm düzeneği kuyruk mili test dinamometresi tarafından yapılmıştır. Bu ölçüm düzeneği motor devirlerini ölçerek farklı motor devirlerinde güç ve tork değerleri belirtilmiştir. Test ünitesine ait teknik özellikler Tablo 2'de görülmektedir.

Tarım traktörlerinde kuyruk mili traktörün fonksiyonel görevlerini yerine getiren em büyük farklılığıdır. Kuyruk mili, traktörlerde hareketini iki farklı şekilde almaktadır;

- Güç Çıkışı Bağımsız (Motor Devri Çıkışı)
- Güç Çıkışı Eş-zamanlı (Vites Kutusu Hız Çıkışı)

Kullandığımız traktörde kuyruk mili hareketini direkt olarak bağımsız olarak motordan almaktadır. Böylelikle traktör sabit halde çalışırken dahi kuyruk milinden hareket alınabilmektedir.

Dinamometre Özellikleri	
Marka	NJ Froment
Model	Sigma 4
Tip	Taşınabilir Eletronik Dinamometre
	Hava Soğutmalı
Kontrol	Dijital Kumanda Paneli
Çalışma Akımı	13 - 16 Amper Şebeke Kaynağı
Ölçüm Modları	Doğrudan Yükleme
	Sabit Hız
	Hafıza
	Otomatik Test
Test Sınırları	270 d/d - 1300 d/d PTO devir aralığı
	770 d/d - 2600 d/d motor devir aralığı

Tablo3: Testlerde Kullanılan Dinamometre Özellikleri

Testimizi yaparken bir dijital el terminali yardımı ile egzoz sıcaklıkları ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Egzoz sıcaklıkları, emisyonlarını etkileyen en önemli faktörler arasında yer almaktadır. Haşimoğlu motor devri ve egzoz gazı sıcaklıklarını ölçerek yaptığı doktora çalışmasında, 4000 cc. hacminde, 4 silindirli, sıvı soğutmalı bir dizel motorun verimi ve emisyonları konusunda incelemelerde bulunmuştur. Haşimoğlu'nun çalışmasında biyodizel kullanımı ile egzoz sıcaklıkları düşmüştür. Buna bağlı olarak NO_X değerleri azalmıştır.**[9]** Özcumalı yüksek lisans tezinde, tek silindirli 0,668 cc hacminde 11 kw2'lık 4 silindire sahip bir dizel motorunda emisyon ve sıcaklıkları incelemiştir. Haşimoğlu'nun sonuçlarına ve diğer incelenen çalışmaların sonuçlarına paralel olarak yük artışı ile beraber egzoz sıcaklıkları artmakta ancak biyodizel oranının artmasıyla beraber dizel yakıta göre düşüş sağlamaktadır. **[10]**

2.1 Test Düzeneği ve Testlerin Gerçekleştirilmesi

Deneysel çalışmada kullanılacak test düzeneğinde üç silindirli, turbo dizel motora sahip standart tarım traktörü kullanılmıştır. Ölçüm sonuçlarını elde edebilmek adına bir kuyruk mli dinamometresi kullanılmıştır. Kullanılan dinamometrenin özellikleri Tablo 3'de verilmiştir. Yapılan emisyon ölçümleri için eurogas 8020 model emisyon cihazı kullanılmıştır. Deney sisteminde, yakıt ölçümlerinin

daha kolay gerçekleştirilmesi ve yakıt değişiminin kolay bir şekilde yapılması için alternatif ikinci bir yakıt tankı bağlanmıştır. Yakıt tüketimini hassas bir terazi üzerine yerleştirilmiş harici bir yakıt tankının zamana bağlı olarak çalışma esnasında sürekli ölçüm değerleri alınmıştır. Harici yakıt tankına motordan gelen geri dönüş hattı bağlanmış ve motorun çalışma esnasında harcamış olduğu yakıt net olarak ölçümlenmesi hedeflenmiştir. Deneysel çalışmalarda motor soğutma suyunun 75- 80°C oluncaya kadar motor çalıştırılarak ısınması ve test şartlarına gelmesi sağlanmıştır. Biyodizel çalışmalarında motor kırsal motorin ile çalıştırılarak ısınması sağlanmıştır. Ancak sistemde bulunan yakıtın test sonuçlarını etkilememesi için geri beslemeden test yakıtı gelene dek boşta çalıştırılmıştır. Test yakıtının gelmesi ile birlikte dinamometre çalıştırılarak testlere başlanılmıştır

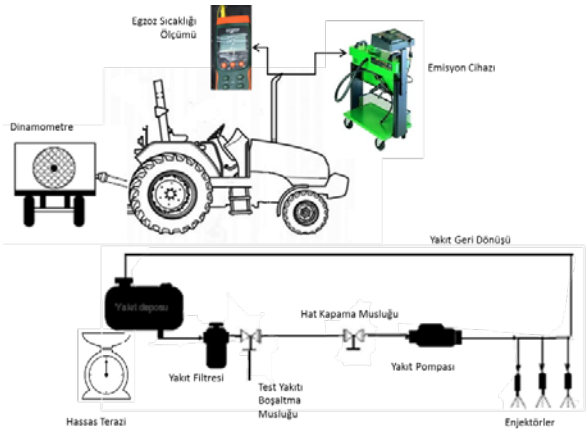
Deneylerde kullanılan kuyruk (PTO) mili üzerinden dinamometre sayesinde motor yüklemesi yapılmıştır. Motor tam gazda çalıştırılarak kuyruk milinden yükleme yapılmıştır. Ölçümlerimizi tam yükte 2500 d/d çıkartılmıştır. Ve sırasıyla 2250, 2200, 1750, 1500, 1250 ve 1150 d/d ölçümler alınmıştır. Testler esnasında Şekil 1'de gösterilen deney düzeneğinde harici yakıt tankı hassas terazi üzerine koyulmuş ve içerisine hazırlanan yakıtlardan 2000 cc yakıt eklenmiştir. Yakıt sisteminin geri dönüşü harici tanka geri verilmiştir. Bu bağlantılar yapılırken yakıt filtresi öncesine bağlanmış ve yakıt otomatiğine direkt yakıt verilmiştir. Yakıt tahliyesinin kolay yapılması için yakıt hattı üzerine iki adet vana bağlanılmıştır. Birinci vana yakıtın tahliyesi için bir "T" oluşturacak şekilde bağlanmıştır. İkinci vana ise 1. Vana (musluk görevi) açıldığında sisteminin hava yapmaması için yakıt hattını kapatmak için kullanılmıştır.

Deneylerde kullanılacak yakıtlar daha önceden hacimsel olarak hazırlanmıştır. Karışımlarda kullanılan dizel yakıt PO şirketi tarafından ticari amaçla teknik değerleri Ek-2'de yer alan standart kırsal motorindir.

Kısaltma	Karışım Oranı
B0	% 100 Dizel (Motorin)
B5	% 5 Biyodizel + % 95 Dizel (Motorin)
B10	% 10 Biyodizel + % 90 Dizel (Motorin)
B20	% 20 Biyodizel + % 80 Dizel (Motorin)
B50	% 50 Biyodizel + % 50 Dizel (Motorin)
B80	% 80 Biyodizel + % 20 Dizel (Motorin)
B100	% 100 Biyodizel

Tablo4: Testlerde kullanılan yakıtlar

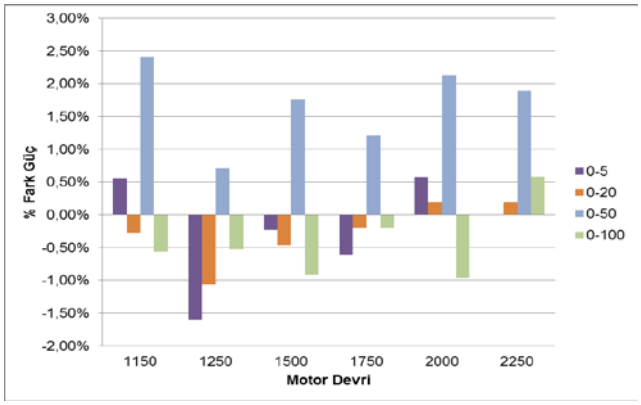
Kırsal motorin (B0) ve yerli esterlerden üretilmiş olan Tablo4'de yer alan biyodizel karışım oranlarındaki yakıtları testimizde kullanılmıştır. Yakıt ölçümleri bir kronometre ile ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Testin yapılması esnasında ortam sıcaklığı ölçülmüş ve hava 27 C derece olarak belirlenmiştir.



Şekil 1: Test düzeneği

3. Deneylerin Değerlendirilmesi

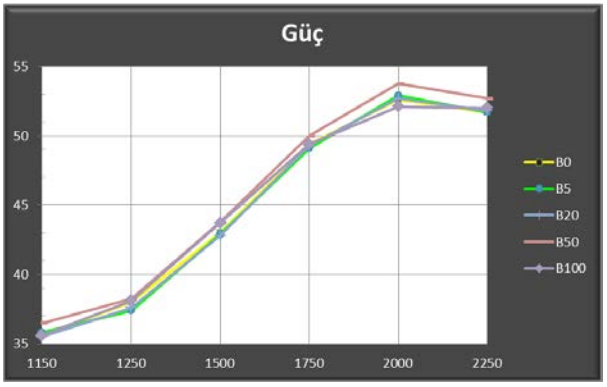
Alınan sonuçları incelediğimizde, biyodizel karışımlarının dizel yakıtın sonuçlarına yakın değerler elde edilmesinin yanı sıra farklılıklarda görülmüştür. Şekil 2'de biyodizelin ve motorinin, motor devrine bağlı, yüzdesel olarak güç değişimleri görülmektedir. Yaptığımız denemelerde ortalama olarak en iyi sonucu B50 yakıtı vermiştir. Alternatif yakıtlar ile yapılmış çalışmalarda genel olarak güç motorine bağlı olarak azalmaktadır. Ancak bizim çalışmamızda değerler birbirine çok yakın olmakla berber en iyi sonucu aldığımız B50 yakıtında güç çıktıları incelendiğinde bir miktar artış gözlemlenmiştir. Bu durumu, biyodizel içerisindeki oksijen oranının fazla olması ve biyodizel içerisindeki düşük seviyede olan setan sayısının dizel yakıtı ile karışımı sonrası optimum bir dizel yakıt karışımının elde edilmesi ile açıklayabiliriz.



Şekil 2: Alternatif Yakıtların Motor Gücüne Yüzdesel Olarak Etkisi

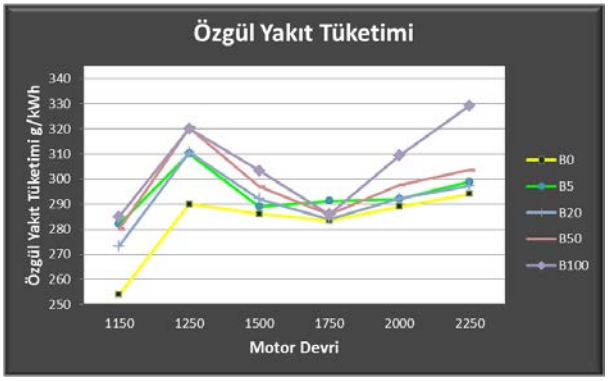
Literatürde bulunan çalışmalarda ve bizim çalışmamızda bazı değerlerde güç düşüşlerinin nedeni biyodizelin genel olarak ısıl değerinin düşük olması, bunun yanı sıra viskozitesinin, özgül yoğunluğunun düşük olması ve setan sayısının düşük olması olarak sıralanabilir. Ayrıca test motorunun sahip olduğu yakıt sistemi hacimsel ölçüme sahip olması nedeniyle kütlesel olarak silindir içine daha az miktarda yakıt püskürtülmektedir.

Bu nedenle biyodizel oranı arttıkça belli bir noktadan sonra motor gücünde belli oranda azalmalar gözlemlenmektedir. Biyodizel karışımlarının geneline bakıldığında literatür çalışmalarına paralellik göstererek bir azalma söz konusudur.



Şekil 2: Test Yakıtlarının Motor Devrine Bağlı Güç Değerleri

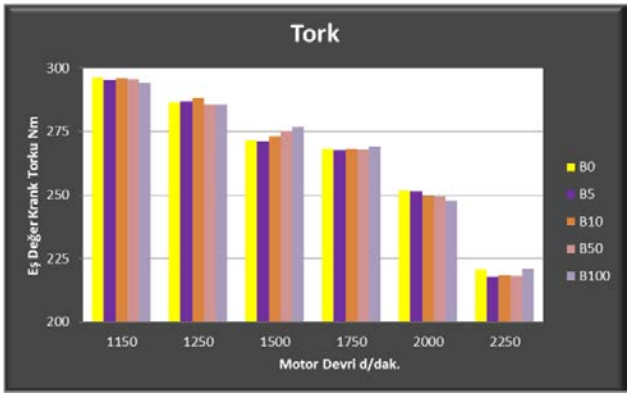
Testlerde kullanılan yakıtların motor devirlerine bağlı olarak özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması Şekil 3'te verilmiştir. Özgül yakıt tüketimi, motorun stabil çalışma durumunda kWh'lik iş başına tükettiği gram cinsinden yakıt miktarıdır. Testler sonucunda Şekil 3'te görüleceği üzere dizel yakıta göre biyodizel karışımlarında daha yüksek bir özgül yakıt tüketimi söz konusudur. Bunun nedeni biyodizelin analizlerine bakıldığında ısıl değerinin kırsal motorinin altında kalmasıdır. İlk yapılan denemelerde kullanılan B2, B5, B10 ve B20 yakıtları yakıt tüketiminde kırsal motorine yakın bir değer elde edilirken B50, B80 ve B100 yakıtlarında bu değerler daha yüksek seyretmiştir. Özellikle yüksek devirlerde ve yüklerde yakıt tüketimi artmaktadır. Kırsal motorin ile yapılan ölçümlerde 1150 d/d'da özgül yakıt tüketimi 253,93 gr/kWh iken B100 yakıtının aynı şartlarda kullanılması sonucunda elde edilen özgül yakıt tüketimi 284 g/kWh olarak ölçülmüştür. Alternatif yakıtlarda özgül yakıt tüketiminin artmasına neden olan faktörlerin başında, yakıt sisteminin hacimsel olarak çalışması nedeniyle yakıtın yoğunluğu ve yakıtın ısıl değeridir.



Şekil 3: Motor Devrine Bağlı Özgül Yakıt Tüketimi Değerleri

Deneme yakıtlarımızda özgül yoğunlukları dizelden çok farklılık göstermemektedir. Ancak biyodizelin özgül ısıl değerinin mazota göre daha düşük olması nedeniyle elde ettiğimiz sonuçlarda biyodizelin özgül yakıt tüketiminin yüksek olduğunu gözlemlemekteyiz.

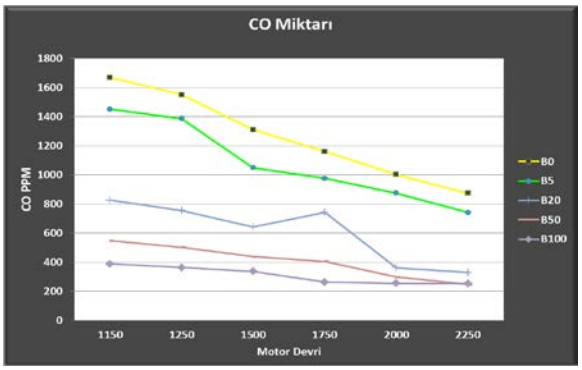
Testler esnasında, traktörün kuyruk mili üzerinde tork değerleri ölçülmüştür. Şekil 4'de ilgili değerler yer almaktadır. Değerler eş değer krank torku üzerinden değerlendirilmiştir.



Şekil 4: Eş Değer Krank Mili Tork Değişim Değerleri

Kullanılan motorda maksimum tork 1150 d/d'da elde edilmiştir. Kullanılan yakıtlar kullanılan birbirine çok yakın değerler seyretmektedir. Buna karşı elde edilen değerler motorin de elde edilen sonuçların altında seyretse de 1500 d/d. daha yüksek tork elde edilmiştir. En yüksek torkta ve ortalama da en yüksek tork değerini B50 yakıtı ile elde edilmiştir. Traktörün B50 yakıtı ile optimum şartlarda çalışabileceğini bize göstermektedir.

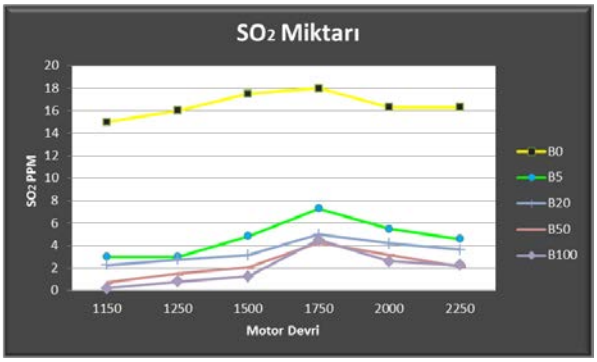
Testimiz sırasında egzoz emisyonları da değerlendirilmiştir. Şekil 5'de CO salınımının motor devrine göre elde edilen değerleri verilmiştir. CO gazı, motor egzozundan salınımı gerçekleşen en tehlikeli gazdır. Ortaya çıkmasının en temel nedeni yanma reaksiyonu sırasında bulunan Oksijen miktarının azlığından kaynaklanmaktadır. Başka bir değişle HFK 1 'den küçük ise hava – yakıt karışımı içerisinde gerekenden daha az hava var ise yanma yetersiz oksijen ile gerçekleşmesi sonucunda CO salınımı artacaktır.



Şekil 5:Motor Devrine Bağlı Karbonmonoksit Emisyon Miktarı

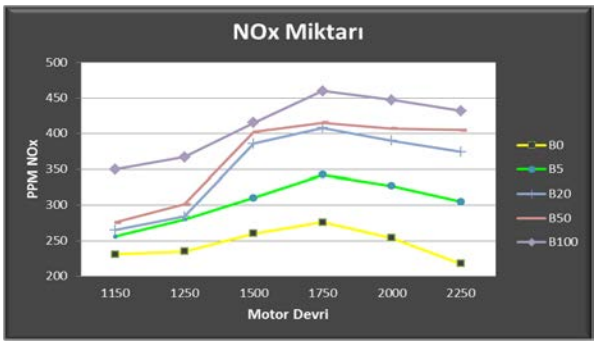
CO emisyonlarının başla nedenlerinden bir diğeri ise silindir içerisinde düşük devirlerde hava yakıt karışımının homojen dağılmamasıdır. Düşük devirlerde emilen havanın akış değerleri türbülanssız laminer akıştır. Yüksek devirlere çıkıldıkça emilen havanın akış hızı artması nedeniyle türbülent akış olarak isimlendirilen akış meydana gelmektedir. Böylelikle silindir içine emilen hava her noktada eşit bir şekilde dağılacaktır. Dolayısı ile yanmanın her noktada gerçekleşme durumu söz konusu olacaktır. Böylelikle silindir içinde tam yanma gerçekleşecek ve emisyonlarda azalma meydana gelecektir. Testimizde kullanılan yakıtlar B0 – kırsal motorin ile B100 biyodizel arasında CO emisyonunda ciddi bir azalma söz konusundur. Ancak tüm yakıtlarda düşük devirlerde motorun içerisindeki hava akımının, daha önce belirttiğimiz gibi düşük türbülans değerleri nedeniyle ve silindir içerisinde tam karışım sağlamayarak CO emisyonu sağlamaktadır. Başka bir durum ise B100'den B0 yakıtı arasındaki viskozite farkı CO emisyonlarının artışı yönünde etki göstermektedir. Viskozitesi yüksek olan yakıtlar enjektör tarafından püskürtülmesi esnasında istenilen derinlik ve püskürte açısına sahip olmaması nedeniyle tam yanma gerçekleşmeyecektir. Başka bir etken ise karbon sayısı biyodizel, dizel yakıta oranla daha düşük karbon ihtiva etmesi nedeniyle yine CO değeri biyodizel yakıtlarda daha düşük değerlere sahip olacaktır.

SO_2 emisyonlarındaki değişim Şekil 6'da gösterilmiştir. Biyodizel içerisinde çok az seviyede olması nedeniyle kükürt-dioksit miktarı oldukça düşmektedir. Ayrıca motor tam yükte çalışırken, oksijen oranının fazla olması emisyonlardan SO_4(Sülfat) oluşumuna neden olabileceğini söyleyebiliriz.



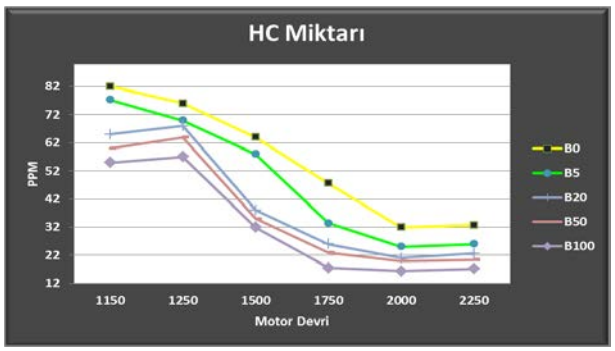
Şekil 6: Motor Devrine Bağlı SO2 Emisyon Değerleri

Motorlu araç emisyonlarından en tehlikelisi NO_X salınımıdır. NO_X bileşikleri kandaki hemoglobin ile birleşerek kanda zehirlenmeye ve ciğerdeki sıvı ile birleşerek nitrik asit oluşumuna yol açmaktadır. Şekil 7'de NO_X emisyonlarının motor devri ile ilişkisi verilmiştir. Biyodizel ile yapılan çalışmalarda NO_X emisyonlarının artış olduğu tespit edilmiştir. Bunun nedeni oksijen oranında ki artıştır. Ayrıca biyodizel oranının düşük olduğu karışımlarda, egzoz sıcaklıklarının yükselmesi durumunda NOx artışı gerçekleşmektedir.



Şekil 7: Motor Devrine Bağı NO_X Emisyon Değerleri

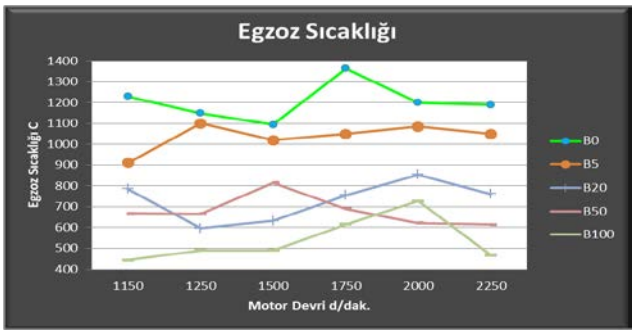
Gaz analizlerinde son olarak hidrokarbon değerleri ölçülmüştür. Şekil 8'de hidrokarbon değerleri verilmiştir.



Şekil 8: Hidrokarbon Grafiği

Emisyonların arasında hidrokarbonların bulunmasının temel nedeni yanmanın tam gerçekleşmemiş olmasıdır. Hidrokarbon oluşumlarında bunun ana nedeni yanmanın düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi ve ya karşımın zengin olmasından kaynaklanmaktadır. Diğer bir değişle yetersiz oksijen bulunmasından kaynaklanmaktadır.

Testlerimizde NO_x ve HC karşılaştırıldığında birbirine paralel sonuçlar gözlenmektedir. 1250 d/d NOx miktarının artış izlemesi gibi HC 1250 d/d azalma eğilimine girmektedir. HC değerleri 2250 d/d sonrasında bir miktar artış gözlenmektedir. Biyodizel kullanımı ile ortalama olarak hidrokarbon emisyonları %42 oranında azaldığı tespit edilmiştir.



Şekil 9: Egzoz Sıcaklıkları Analizi

4. Sonuçlar

Günümüzde artan rekabet koşullarında ve enerji krizleri nedeniyle, dizel motorlarda kullanılabilecek ticari motorinin yerini alacak alternatif enerji kaynakları arayışlarına girilmiştir. Bu arayışların sebepleri arasında enerji maliyetleri, çevresel koşullar gibi sebepler yer almaktadır. bu çalışmamızda dizel bir tarım traktöründe hiçbir yapısal değişiklik yapılmadan kullanılan biyodizel ve karışımları motorda kullanılarak deneysel olarak sonuçları irdelenmiştir.

Genel olarak kullanılan yakıtlarda elde edilen sonuçlar motorda hiç bir değişiklik yapılmadan rahatlıkla ve güvenle kullanılabileceğini göstermiştir. Yapılan biyodizel ve dizel karışımları motor ve çalışma şartlarına göre değişiklik gösterebilir. Ancak bizim çalışmamızda kullandığımız motorda yapılan çalışmalarda en yüksek tork ve en optimum emiisyon değerleri B50 (%50 Dizel , %50 biyodizel) yakıtı olarak tespit edilmiştir. Bu çalışmalarda özgül yakıt tüketimi artmış olduğu tespit edilmiştir. Bu değer maliyet olarak tespit edilerek fayda/maliyet analiz çalışması yapılarak değerlendirilmesi doğru olacaktır. Biyodizelin elde edilmesi ve çevresel çalışma koşulları değerlendirildiğinde, "Fayda/Maliyet" analizinin pozitif çıkacağı düşünülektedir. Bu çalışmalarımızın devamında biyodizelin motor ömürü üzerinde, enjektör performası yağlama yağının ömürü ve analizi üzerine çalışılarak konu genişletilebilinir.

5. Kaynaklar

1. Biyodizel Teknolojisi Tülin Ölçüm Yüksek Lisans Tezi (İstanbul,2006)
2. BP 2014 Dünya Enerji Raporu
3. Dünya Bankası İstatistikleri
4. Ö. Başkan, S. Haldenbilen, H. Ceylan, Dünya Enerji Konseyi Milli Komitesi- Türkiye 10. Enerji Kongresi - 2015
5. Alternatif Enerji ve Biyodizel Üreticileri Birliği
6. O. Türkyılmaz – "Ocak 2015 İtibarıyla Türkiye'nin Enerji Görünümü" – TMMOB Bülten, Şubat 2015, 200. Sayı.
7. SK Acaravcı, OC Ergüven. Yağlı Tohumlar ve Bitkisel Yağ Sektörünün Finansal Analizi - Mustafa Kemal Üniversitesi SBE – Hatay – Türkiye - 2015
8. R.U. Özcumalı, Biyodizelin bir gemi dizel motorunun egzoz emisyon karakteristiklerine olan etkisinin deneysel olarak incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi – İ.T.Ü. FBE – İstanbul Türkiye - 2007
9. C.Haşimoğlu, Düşük ısı kayıplı bir dizel motorunda biyodizel kullanımının performans ve emisyon parametrelerine etkisi Sakarya Üniversitesi FBE Sakarya – 2005
10. A. N. Özsezen, Atık palmiye yağından üretilen biyodizelin motor performans ve emisyon karakterleri üzerine etkisinin incelenmesi. - Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi FBE – Kocaeli - Türkiye - 2006

EK-1

BİYODİZEL YAKITIN ÖZELLİKLERİ

Özellik		Özellik Kodu	Birim	Referans Sınır Değerleri		Ölçüm Belirsizliği	Ölçüm Değeri	Deney Standartı
				En Az	En Çok			
Yakıtın Kapalı Formülü							C18,08H34,86O2	-
Yoğunluk		100	kg / m3	860	900	± 0,037	883,9	TS EN ISO 12185
Viskozite		110	mm2/s	3,5	5	± 0,038	4,01	TS 1451 EN ISO 3104
Toplam Kirlilik		160	mg/kg	-	24	± 0,180	2,7	TS EN 12662
Oksidasyon Kararlılığı		170	h	6	*	± 0,185	7	TS EN 14112
Parlama Noktası		200	C	101	*	± 0,376	188	TS EN ISO 3679
Soğuk Filtre Tıkanma Noktası		210	C	-	(+5) (Yaz)	± 0,160	4	TS EN 116
Karbon Kalıntsı (%10 Damıtma Kalıntısında)		330	% (m/m)		(-15) (Kış)	± 0,001	0,014	TS 6148 EN ISO 10370
Metanol		421	% (m/m)		0,3	± 0,000	0,01	TS EN 14110
Su		500	mg/kg		0,2	± 8,827	202	TS 6147 EN ISO 12937
Sülfatlanmış Kül		520	% (m/m)		500	± 0,358	0,004	TS 1985
Kükürt		540	mg/kg		0,02	± 0,091	3,05	TS EN ISO 20846
Fosfor		560	mg/kg		10	± 0,030	0,5	TS EN 14107
Sodyum		570	mg/kg		4	± 0,081	0,54	TS EN 14538
Potasyum		580	mg/kg		5	± 0,034	0,21	TS EN 14538
Kalsiyum		590	mg/kg		5	± 0,023	0,47	TS EN 14538
Magnezyum		600	mg/kg		120	± 0,024	0,31	TS EN 14538
İyot Sayısı		620	g iyot/100 g		0,8	± 0,331	115	TS EN 14111
Gliserit	Monogliserit	651	% (m/m)		0,2	± 0,052	0,544	TS EN 14105
	Digliserit	652	% (m/m)		0,2	± 0,024	0,097	TS EN 14105
	Trigliserit	653	% (m/m)		0,02		0	TS EN 14105
Gliserol	Serbest Gliserol	661	% (m/m)		0,25	± 0,013	0,006	TS EN 14105
	Toplam Gliserol	662	% (m/m)		-	± 0,043	0,159	TS EN 14105
Ester		670	% (m/m)	96,5		± 0,345	98,5	TS EN 14103
Linolenik Asit Metil Esteri		680	% (m/m)	-	12		0,04	TS EN 14103
Asit Sayısı		690	mg KOH/g		0,5	± 0,004	0,41	TS EN 14104
Çoklu Doymamış Metil Esterleri		700	% (m/m)		1		0,008	TS EN 14103
Setan Sayısı		820		51			52,6	TS EN 15195
Bakır Şerit Korozyonu		910	derece	Sınıf 1	Sınıf 1		1A	TS 2741 EN ISO 2160

EK-2

DİZEL YAKITIN ÖZELLİKLERİ

Özellik	**Birim**	**Değer**	**Sınır**	**Deney Yönetimi**
Yoğunluk (15 0C'ta)	kg/m3	820,0-845,0		TS 1013 EN ISO 3675
				TS EN ISO 12185
Polisiklik aromatik hidrokarbonlar	% (m/m)	8	En çok	TS EN 12916
Parlama Noktası	0C	55,0'dan yüksek		TS EN ISO 2719
Soğuk Filtre Tıkanma Noktası (SFTN)	0C			TS EN 116
Kış (a)		-15	En çok	
Yaz (b)		5	En çok	
Damıtma				TS 1232 EN ISO 3405
250 0C'ta elde edilen	% (V/V)	65	En çok	
350 0C'ta elde edilen	% (V/V)	85	En az	
% 95'in (hacim/hacim) elde edildiği sıcaklık	0C	360	En çok	
Kükürt içeriği	mg/kg	10	En çok	TS EN ISO 20846
				TS EN ISO 20884
Mangan içeriği	Mg/L	2	En çok	EN 16576
Karbon Kalıntısı (% 10 damıtma kalıntısında)	% (m/m)	0,3	En çok	TS 6148 EN ISO 10370
Viskozite (40 0C'ta)	mm2/s	2,000-4,500		TS 1451 EN ISO 3104
Bakır Şerit Korozyon (50 0C'ta 3 saat)	Derece	No.1	En çok	TS 2741 EN ISO 2160
Kül içeriği	% (m/m)	0,01	En çok	TS EN ISO 6245
Yağ asidi metil esteri(YAME) içeriği	% (V/V)	7	En çok	TS EN 14078
Setan sayısı		51	En az	TS 10317 EN ISO 5165
				TS EN 15195
Setan İndisi		46	En az	TS EN ISO 4264
Su içeriği	mg/kg	200	En çok	TS 6147 EN ISO 12937
Toplam Kirlilik	mg/kg	24	En çok	TS EN 12662
Oksitlenme Kararlılığı	g/m3	25	En çok	TS EN ISO 12205
	h	20	En az	TS EN 15751 (c)
Yağlayıcılık özelliği düzeltilmiş aşınma izi çapı (wsd 1,4), 60 0C'ta	µm	460	En çok	TS EN ISO 12156-1

SAF BENZİN VE ALKOL YAKITLARIN KULLANILDIĞI BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA ATEŞLEME AVANSININ MOTOR PERFORMANSI VE YANMA KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

Mustafa Kemal BALKİ, Cenk SAYIN

Sinop Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, mkbalki@sinop.edu.tr, 57000, Sinop
Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği, 34722, İstanbul

ÖZET

Bu çalışmada, yakıt olarak saf benzin, etanol ve metanolün kullanıldığı buji ateşlemeli bir motorda ateşleme avansının (AA) motor performansı ve yanma karakteristikleri üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde tek silindirli, hava soğutmalı ve 8,5:1 sıkıştırma oranına sahip buji ateşlemeli bir motor kullanılmıştır. Testler, tam yük koşullarında, 2400 d/d sabit motor devir sayısında ve üç farklı AA'da (20 °KMA (krank mili açısı), 23 °KMA ve 26 °KMA) gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, bütün çalışmalarda hava fazlalık katsayı 1,0 olacak şekilde ayarlanmıştır. Üç yakıt türünden elde edilen sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre, etanol ve metanol kullanımının benzinli çalışmaya göre bütün AA'larda motorun döndürme momentini, özgül yakıt tüketimini (ÖYT), efektif verimi (EFV), silindir içi gaz basıncını (SGB) ve açığa çıkan ısı miktarını (AÇI) artırdığı tespit edilmiştir. Üç yakıt türü arasında en fazla artışın ise metanol yakıtından elde edildiği belirlenmiştir. Ayrıca, sonuçlar motor verimi açısından alkol yakıtlı çalışmalarda AA'nın azaltılması gerektiğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Alkol yakıtlar; ateşleme avansı; motor performansı; yanma karakteristikleri

EFFECT ON THE ENGINE PERFORMANCE AND COMBUSTION CHARACTERISTICS OF IGNITION TIMING IN AN SI ENGINE USING PURE GASOLINE AND ALCOHOL FUELS

ABSTRACT

In this study, the effects of ignition timing on engine performance and combustion characteristics in a spark ignition (SI) engine using pure gasoline, ethanol and methanol were investigated experimentally. In the experiments, an SI engine having a CR of 8.5:1, having a single cylinder and air-cooled was used. These tests were conducted on three different ignition timings of 20 °CA (crank angle), 23 °CA and 26 °CA with a full load and at 2400 rpm. Air excess coefficient was also set approximately 1.0 at the all studies. The test results obtained from the three fuel types were compared to each other. The experiment results were shown that the engine torque, brake specific fuel consumption, brake thermal efficiency, cylinder gas pressure and heat release rate obtained with the use of ethanol and methanol at all ignition timings were generally increased when they were compared to those of pure gasoline. It is also seen that the highest increases were obtained from methanol fuel. Furthermore, the results showed that ethanol and methanol fuels should be used in lower ignition timing in terms of engine efficiency.

Keywords: Alcohol fuels; ignition timing; engine performance; combustion characteristic.

1. GİRİŞ

Yaşam standardını her geçen yükseltmek isteyen insanoğlunun, bu isteklerini karşılayabilmek için yeni araç ve gereçler üretilmektedir. Bunlar içinde yer alan otomobil, otobüs vb. karayolu araçları gündelik hayatın önemli bir unsuru haline gelmiştir. Günümüzde bu taşıtlarının tahrikinde çoğunlukla içten yanmalı motorlar (İYM)'den faydalanılmaktadır. İYM'ler sadece taşıtlarda değil aynı zamanda jeneratör, konveyör, bahçe bakım ve eğlence amaçlı araçlar vb. makinelerin tahrikinde de kullanılmaktadır. İYM'lerde enerji kaynağı olarak en klasik şekliyle fosil kökenli olan benzin, dizel, doğal gaz ve sıvılaştırılmış petrol gazı kullanılmaktadır.

Fosil kökenli yakıtların sınırlı kaynaklardan üretildiği bilinmektedir. Ayrıca, bu yakıtların üretimi ve kullanımı sırasında ekosisteme verdiği zarar göz ardı edilmemelidir. Bu etkenler yenilenebilir ve temiz enerji kaynakları üzerine yapılan araştırmaları yoğunlaştırmıştır. Bu bağlamda, geliştirilen yeni teknolojiler ile birçok kaynaktan üretilebilen alkol yakıtlar (etanol, metanol, bütanol, vb.) alternatif yakıt olarak gün geçtikçe önem kazanmaktadır [1-3].

Alkol yakıtlar bitkisel kökenli olup, bazı fiziksel ve kimyasal işlemler sonucu üretilebilmektedir. Etanol; şeker kamışı, buğday ve ağaç gibi bitkisel ürünlerin fermantasyonu ile üretilmektedir. Metanol ise bitkisel kaynaklardan sentez gazı yöntemi ile veya kömür, doğalgaz ve karbondioksit (CO_2) gibi unsurlardan üretilebilmektedir [4-7]. Etanol ve metanol buji ateşlemeli motorlarda saf olarak ya da benzin ile harmanlanarak kullanılabilmektedir. Saf olarak kullanıldığında motor ve yakıt sistemi üzerinde bazı değişiklikler yapmak gerekirken, karışım olarak kullanıldığında herhangi bir değişiklik yapılmaksızın kullanılabilmektedir. Her iki kullanım yöntemiyle de performans ve emisyonlarda iyileşmeler görülmektedir [8-11]. Fakat motorlarda kullanılacak olan alternatif yakıtların saf olarak kullanılması petrole olan bağımlılığın en aza indirgenmesi açısından büyük önem taşımaktadır.

Alternatif yakıtların farklı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması, motorlarda işletme ve yapısal parametrelerin önemini artırmaktadır. Bu bağlamda, alkol yakıtların buji ateşlemeli motorlarda saf olarak veya karışım olarak kullanımına dair bazı işletme ve yapısal parametrelerin, motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkisinin araştırıldığı çeşitli çalışmalar literatürde yer almaktadır. Turner vd. [12] yapmış oldukları deneysel çalışmada, benzin ve benzin-etanol karışımlarını yakıt olarak kullanmışlardır. Bu yakıtların kullanımı sırasında ateşleme avansının yanma verimine, motor efektif verimine ve egzoz emisyonlarına etkilerini incelenmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, karışımdaki etanol oranının artmasıyla yanma hızının, efektif verimin ve silindir gaz basıncının arttığı, NO_x ve CO emisyonlarının ise azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca, ateşleme zamanının geciktirilmesi ile etanol karışımlı yakıtların, motorun verimliliğini artırdığı tespit edilmiştir. Yapılan diğer bir çalışmada, kurşunsuz benzin, düşük oranlarda etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının motor performansı, yanma karakteristiği ve egzoz emisyonlarına etkilerini deneysel olarak incelenmiştir. Şasi dinamometresinden elde edilen sonuçlara göre, karışım yakıtı kullanımı ile SGB ve açığa çıkan ısı miktarını (AÇI) daha erken yükselmeye başladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, alkol karışımlarının kullanılmasıyla egzoz emisyonlarının benzin kullanımına göre azaldığı tespit edilmiştir [13]. Topgül vd. [14] bir deney motorunda benzin ve benzin-etanol karışımlarını yakıt olarak kullanmışlardır. Çalışmalarında, tam yük, 2000 d/d motor devir sayısı ve üç farklı SO'da (8,0:1, 9,0:1 ve 10,0:1) gerçekleştirilen deneylerde yakıt olarak, %10, 20, 40 ve 60 oranlarında etanol katkılı karışım yakıtı kullanmışlardır. Bu yakıtların kullanımı sırasında, AA'nın motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, tüm yakıt kompozisyonları için AA'nın artması ile motorun döndürme momentinde artma, HC ve CO emisyonlarında ise azalma belirlenmiştir. Shenghua vd. [15] yapmış oldukları deneysel çalışmada, üç silindirli yakıt enjeksiyonlu bir buji ateşlemeli motorda, hacimsel olarak %10, 15, 20, 25 ve 30 oranlarında metanol-benzin karışımının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Tam yükte ve farklı ateşleme avanslarında yaptıkları deneylerin sonuçlarına göre, karışım yakıtı içerisindeki metanol oranının artmasıyla motor gücünün ve döndürme momentinin bir miktar azaldığını belirlemişlerdir. Ancak, AA'nın azaltılmasıyla güç ve döndürme momentinin iyileştiğini gözlemlemişlerdir. Diğer bir çalışmada, buji ateşlemeli bir motorda metanol, benzin, bütanol-benzin, etanol-benzin, metanol-benzin gibi yakıtların kullanımı için sayısal bir çalışma yapılmıştır. Simülasyon motorun devir sayısının, AA'nın, eşdeğerlik (ekivalans) oranının ve SO'nun motor performansı üzerine etkilerini incelemek için yapılmış ve sonuçlar literatürde yapılan deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır. Bütün yakıt türlerinde motor maksimum güce 1-1,2 eşdeğerlik oranında, 20º AA'da ve kullanılabilir en yüksek SO'da (12:1) ulaştığı görülmüştür [16].

Yapılan çalışmalarda incelendiğinde etanol ve metanolün bir motorda aynı anda saf olarak kullanılmadığı görülmüştür. Bu çalışmada, farklı ateşleme avansı değerlerinde benzin, etanol ve metanol yakıtların saf olarak kullanılması durumunda motor performansı ve yanma karakteristiklerine etkisinin deneysel olarak incelenmesi ve bu yakıtlardan elde edilen sonuçların birbiriyle kıyaslanması amaçlanmıştır.

2. MATERYAL VE METOT

2.1. Deney Motoru ve Yakıtı

Deneylerde saf olarak kurşunsuz benzin, etanol ve metanol yakıtları kullanılmıştır. Alkol yakıtlar Merck

firmasından tedarik edilmiş olup, %99,9 saflık derecesindedir. Deney yakıtlarının üretici firma ve literatürden alınan bazı fiziki ve kimyasal özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

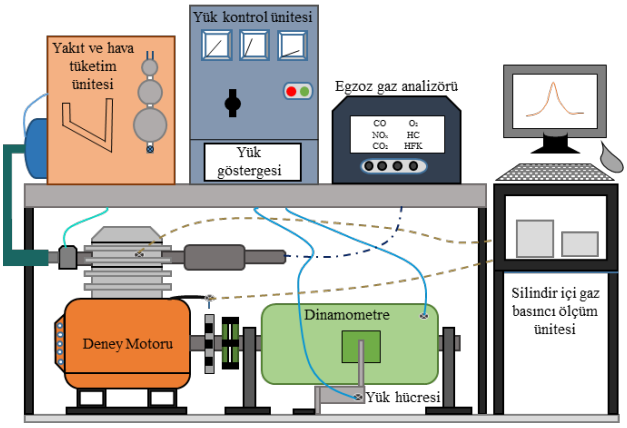
Tablo 1. Benzin, etanol ve metanolün bazı fiziksel ve kimyasal özellikleri [17]

Yakıt özellikleri	Benzin	Etanol	Metanol
Kimyasal formülü	-	C_2H_5OH	CH_3OH
Oksijen ağırlığı (%)	-	34,73	49,94
Yoğunluk (g/cm^3, 20° C)	0,740	0,790[18]	0,792[18]
Alt ısıl değeri (kJ/kg)	42600	26900	20100
Stokiyometrik H/Y oranı	14,6	9	6,46
Araştırma oktan sayısı	95	108,6	108,7
Motor oktan sayısı	85	89,7	88,6
Buhar basıncı (kPa, 20° C)	45-90	5,9[18]	12,8[18]
Buharlaşma gizli ısısı (kJ/kg)	349	838	1100
Kaynama noktası (°C, 101,3 kPa)	27-225	78,3[18]	64,5[18]
Laminer yanma hızı (cm/s, HFK:1,0, NŞA)	28	40	42
Adyabatik alev sıcaklığı (°C)	2002	1920	1870

Deneylerde sıkıştırma oranı 8,5:1 olan, 196 cc silindir hacmine sahip, buji ateşlemeli, hava soğutmalı ve tek silindirli deney motoru kullanılmıştır. Alkol yakıtlar ile yapılan çalışmalarda motora daha fazla yakıt verilebilmesi ve hava/yakıt oranının stokiyometrik değerlerde tutulabilmesi için karbüratör ana yakıt memesinin çapı genişletilmiş ve konik bir vida yardımıyla ayarlanabilir hale getirilmiştir. Silindir içi basıncın ölçülebilmesi için silindir kafasına aparat takılmış ve motor çıkış miline konum sensörü için kasnak yerleştirilmiştir.

1.1. Deney Sistemi ve Yöntem

Şekil 1'de görülen deney düzeneği, tek silindirli karbüratörlü bir motor, Kemsan marka elektrikli dinamometre, hava ve yakıt tüketimi ölçme düzeneği, dijital hassas terazi, silindir içi basınç ölçüm ünitesi ve egzoz gaz analizöründen oluşmaktadır. Motor yükü dinamometre gövdesine 0.25 m ileride bağlı olan yük hücresi ile ölçülmüştür. Yakıt tüketiminin ölçümünde birim zamandaki yakıt tüketimini belirleyebilmek için dijital bir süreölçer ve 1g hassasiyetinde dijital terazi kullanılmıştır. Motora giren hava miktarını ölçmek amacıyla emme manifoldu hattına uygun çapta orifis plakası yerleştirilmiştir. Eğik manometre yardımıyla hava tüketimi hesaplanmıştır. Egzoz gaz sıcaklığını ölçmek için TES1320 marka K tipi termokupul seçilmiştir. Silindir içi basıncın ölçümünde Optrand marka basınç sensörü ve düzenleyicileri, konum sensörü ve bilgisayar kullanılmıştır. Bilgisayara aktarılan veriler TFX yazılımı ile analiz edilmiştir. Basınç sensörü 0-200 bar ölçüm aralığında ve 1,12 mV-psi hassasiyetindedir. Deney motoru manyetolu ateşleme sistemine sahiptir. Motorun krank milinden hareket alan manyeto kasnağı ve gövdeye sabit olan manyetik bir tetikleyiciden oluşmaktadır.



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

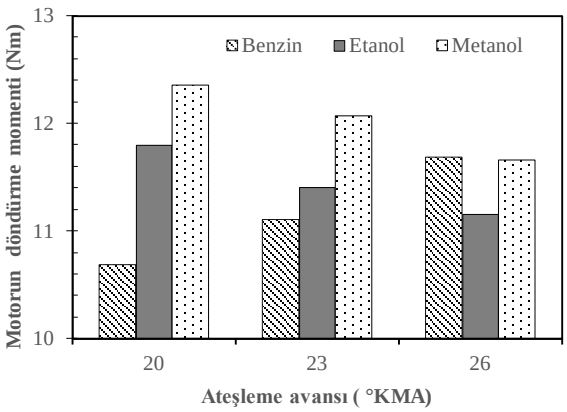
Deney motorunun orijinal avansı ölçülmüş ve 23 °KMA (ÜÖN-Ö) olduğu tespit edilmiştir. Deneylerde AA'nın 20 °KMA ve 26 °KMA'ya getirebilmesi için manyeto kasnağı orijinaline göre farklı konumda montajlanmış ve avans tabancası ile düşünülen değerlere getirildiğinde motor üzerinde markalanmıştır. Deneyler tam gaz kelebeği açıklığında, 2400 d/d sabit motor devir sayısında, 8,5:1 sıkıştırma oranında ve üç farklı ateşleme avansında (20 °KMA, 23 °KMA ve 26 °KMA) yapılmıştır. Bütün yakıtlarda hava fazlalık katsayısı (HFK) yaklaşık 1 (bir) olacak şekilde ayarlanmıştır. Deneylere başlamadan önce motor benzin ile çalıştırılmış ve kararlı hale gelinceye kadar beklenmiştir. Her bir motor deneyinde 10 g yakıtı kaç saniyede tükettiği ölçülmüştür. Bu esnada silindir içi basınç değerleri, hava tüketimi ve motor yük değerleri kaydedilmiştir. Elde edilen veriler ile motorun performans ve yanma karakteristikleri çıkarılmıştır.

3. DENEY SONUÇLARI

3.1. Motor Performansı

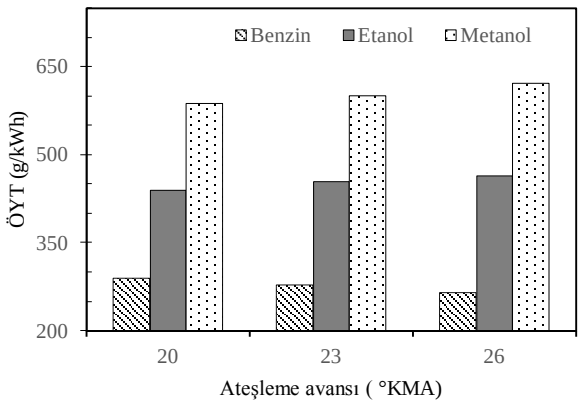
Bu çalışmada motor performansı olarak motorun döndürme momenti, özgül yakıt tüketimi (ÖYT) ve efektif verimdeki (EFV) değişimler incelenmiştir. Benzin, etanol ve metanol ile yapılan deneylerden elde edilen motorun döndürme momentinin AA'ya bağlı olarak değişimi Şekil 2'de verilmiştir. Motor momentindeki değişimler incelendiğinde, genel olarak AA'nın artmasıyla birlikte momentin etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda azaldığı, benzinli çalışmada ise arttığı tespit edilmiştir. Bu duruma, metanol yakıtının diğer yakıtlara göre daha yüksek laminer yanma hızına sahip olması ve daha düşük kaynama noktasına sahip olmasının neden olduğu düşünülmektedir. Ayrıca, alkol yakıtların oksijen içermeleri ve buharlaşma gizli ısısının yüksek olması kullanıldıklarında EFV ve hacimsel verimin artmasına neden olmaktadır [1,19] (bkz. Tablo 1). Motor

momentindeki artışa bu durumunda etken olduğu söylenebilir.



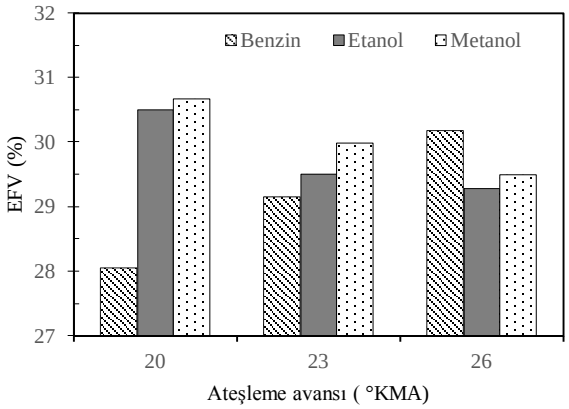
Şekil 2. Ateşleme avansına bağlı motor momenti değişimi

Laminer yanma hızının düşük olması ve yanma odasındaki karışımın bölgesel olarak homojen olmaması gibi nedenlerden dolayı benzinli çalışmada yanma süreleri uzamaktadır. Bundan dolayı, ateşleme anının orijinal değere göre avansa alınmasıyla birlikte motorun döndürme momentinin arttığı görülmektedir. Benzin, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda maksimum motor dönrüeme momenti sırasıyla 11,68, 11,79 ve 12,35 Nm değerindedir. Bu değerler benzinli çalışmada 26 °KMA AA'da gerçekleşirken, etanol ve metanollü çalışmalarda 20 °KMA AA'da ulaşılmıştır. Etanol ve metanol kullanımı ile maksimum momenti benzine göre sırasıyla %0,95 ve %5,7 oranlarında arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, metanol yakıtlı çalışma etanole göre motor momentini %4,7 artırmıştır. Metanolün oksijen oranı, buharlaşma gizli ısısı ve laminer yanma hızı gibi bazı yakıt özelliklerinin etanolden daha yüksek olması, kaynama noktasının ve H/Y oranı değerlerin ise düşük olmasının bu durumda etken olduğu düşünülmektedir. Şekil 3'de benzin, etanol ve metanol ile yapılan deneylerden elde edilen ÖYT'nin AA'ya bağlı olarak değişimi verilmiştir.



Şekil 3. Ateşleme avansına bağlı özgül yakıt tüketimi değişimi

Şekil 3 incelendiğinde, alkol yakıtlı çalışmalarda genel olarak AA'nın artmasıyla birlikte ÖYT'nin arttığı, benzinli çalışmada ise bir miktar azaldığı görülmüştür. Bütün deneyler aynı koşullarda (2400 d/d motor devir sayısı, HFK: 1,0 ve tam yük) yapıldığından ÖYT'deki bu durum doğrudan doğruya motor momentine bağlı değişmektedir 20 °KMA AA'da alkol yakıtlı çalışmadan elde edilen yüksek moment değeri ÖYT'nin azalmasına sebep olmuştur. Benzinli çalışmada ise artan AA'ya paralel olarak yükselen moment değerinin beraberinde ÖYT'yi azalttığı görülmektedir. Benzin, etanol ve metanol kullanımı sırasında elde edilen minimum ÖYT değerleri sırasıyla 264,871 g/kWh (26° KMA AA'da), 438,769 g/kWh (20 °KMA AA'da) ve 586,844 g/kWh (20 °KMA AA'da) olarak bulunmuştur. Etanol ve metanol yakıtlı çalışmadan elde edilen ÖYT değerleri benzinli çalışmaya göre sırasıyla %65,65 ve %121,56 oranlarında arttığı tespit edilmiştir. Etanol ve metanolün ısıl değerlerinin benzine göre düşük olması ve stokiyometrik Y/H oranlarının yüksek olduğu bilinmektedir. Bu durum aynı çıkış gücü için daha fazla yakıt kullanılmasına ve dolayısıyla alkol yakıtların kullanımında ÖYT benzine kıyasla oldukça yüksek çıkmasına neden olmaktadır [1, 19-21]. Alkol yakıtlar kendi aralarında kıyaslandığında ise metanol kullanımı etanole göre ÖYT'yi %33,75 yükseltmiştir. Metanol yakıtının alt ısıl değerinin ve H/Y oranının etanole göre daha düşük olması bu artışta etkili olduğu düşünülmektedir. Üç yakıt türünden elde edilen EFV değerlerinin AA'ya bağlı değişimleri Şekil 4'de verilmiştir.



Şekil 4. Ateşleme avansına bağlı EFV değişimi

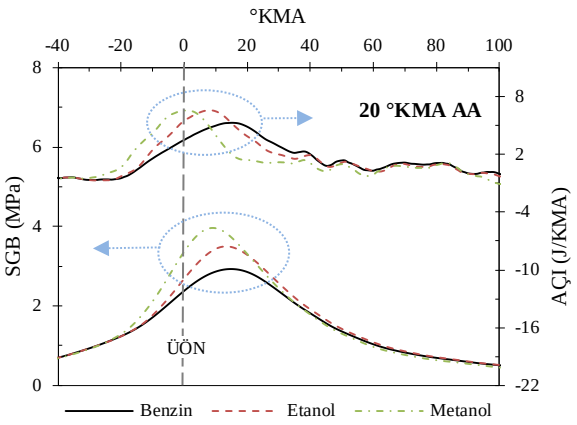
Şekil 4 bütünüyle incelendiğinde, benzinli çalışmaya göre alkol yakıtlı çalışmalarda EFV'nin 20 ve 23 °KMA AA'larda yüksekliği, 26 °KMA AA'da ise düştüğü görülmektedir. Alkol yakıtların benzine göre adyabatik alev sıcaklıklarının düşük olması ve yanma hızlarının yüksek olması standart AA değeri ve daha düşük değerlerde EFV'nin artmasında önemli bir etken olmaktadır [22]. EFV değişimleri incelendiğinde, maksimum değerin %30,18 olduğu ve bunu 26 °KMA

AA'ya benzin yakıtlı çalışmada sağladığı tespit edilmiştir. Etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda maksimum EFV değerleri ise sırasıyla %30,5 ve %30,67 olduğu görülmüştür. Bu değerlere 20 °KMA AA'da ulaşılmıştır.

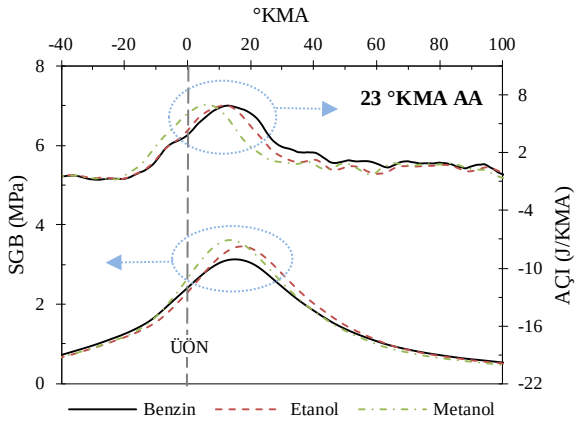
3.2. Yanma Karakteristikleri

Bu bölümde yanma karakteristikleri olarak silindir içi gaz basıncı (SGB) ve açığa çıkan ısı (AÇI) miktarları verilmiştir. Aynı zamanda, elde edilen maksimum SGB değerleri ve onların oluştuğu bölgenin krank mili açısı (KMA) cinsinden yerleri belirtilmiştir. Farklı AA'larda benzin, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalardan elde edilen SGB ve AÇI değişimleri Şekil 5 (a, b, c)'de görülmektedir.

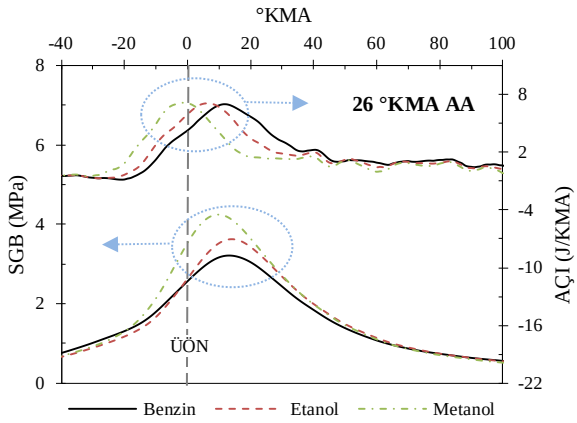
Motorlarda güç ve verim değişimine sebebiyet veren esas olay, yakıtın ateşleme anından yanma sonuna kadar geçen sürede, pistonun KMA cinsinden kat ettiği mesafedir. Bunun için AA ve alev hızı önemlidir. AA'nın çok erken olması yanma sonu oluşacak basıncın pistonun üst ölü noktaya (ÜÖN) çıkmasını zorlaştıracağından faydalı işin düşmesine sebep olur. AA'nın çok fazla geç olması ile birlikte yanma sonu ÜÖN'den çok daha sonra oluşacağından ısı kayıplarının artmasına ve faydalı işin düşmesine neden olabilmektedir [23]. Motorların SGB eğrileri, yanma sonu oluşan faydalı işin bulunmasında ve yakıtların yanma kabiliyetlerinin belirlenmesinde kullanılabilmektedir.



(a)



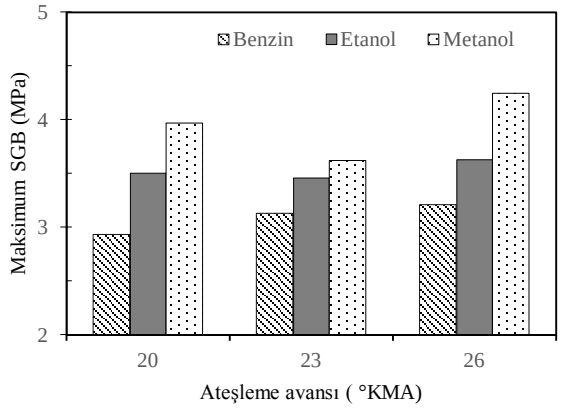
(b)



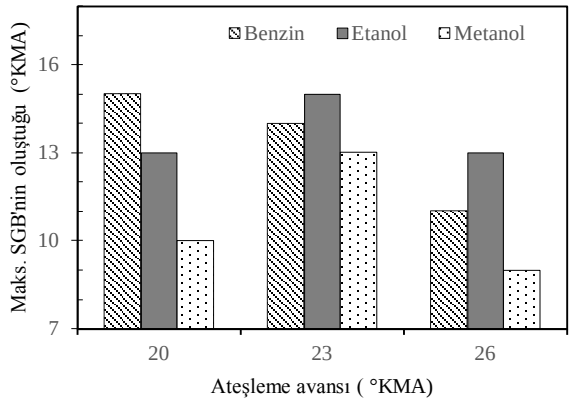
(c)

Şekil 5 (a, b, c). Ateşleme avansına bağlı SGB ve AÇI değişimleri

Grafikler incelendiğinde, bütün AA'larda, SGB eğrilerinin ateşleme anından sonra hızla yükseldiği görülmektedir. Tablo 1'de görülen yakıtların stokiyometrik laminer yanma hızlarındaki sıralamada olduğu gibi, öncelikle metanol yakıtlı çalışmada basınç eğrisi yükselirken, bu yakıtı etanol ve benzinin takip ettiği tespit edilmiştir. Alkol yakıtların oksijen oranı, buharlaşma gizli ısısı ve laminer yanma hızı benzine göre yüksektir. Etanol ve metanolün sahip olduğu bu özellikler, ateşleme anından sonra basıncın benzine göre daha erken yükselmesine neden olduğu düşünülmektedir. Bu durum AÇI eğrilerinde de gözlemlenmiştir. Yanmanın başlanmasıyla birlikte yanma hızı daha yüksek olan metanol ve etanol yakıtlı çalışmada AÇI'nın benzine göre daha erken oluştuğu görülmüştür. Benzin, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum SGB değerlerinin AA'ya göre değişimleri Şekil 6'da verilmiştir. Ayrıca bu basınç değerlerinin oluştuğu yerin KMA cinsinden değerleri de Şekil 7'de görülmektedir.



Şekil 6. Ateşleme avansına bağlı maksimum SGB değişimleri



Şekil 7. Ateşleme avansına bağlı maksimum SGB'nin oluştuğu KMA değişimleri

Şekil 6 ve 7 birlikte incelendiğinde benzin, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda maksimum SGB'nin sırasıyla 3,21 MPa, 3,63 MPa ve 4,24 MPa olduğu ve bu değerlere 26 °KMA AA'da ulaştığı görülmektedir. Ulaşılan bu değerlerin oluştu bölgeler ise KMA cinsinden sırasıyla ÜÖN'dan 11 °KMA, 13 °KMA ve 9 °KMA sonra gerçekleşmiştir.

Maksimum değerler kıyaslandığında, etanol ve metanol yakıtlı çalışmadan elde edilen SGB değeri benzine göre %12,82 ve %32 oranında arttığı tespit edilmiştir. Aynı zamanda, metanol yakıtı kullanımı etanole göre SGB'yi %17 oranında artırmıştır. Alkol yakıtların adyabatik alev sıcaklıklarının benzinden düşük olması, yanma odasından olan ısı kayıplarını azalmasına ve dolayısıyla SGB'nin daha yüksek çıkmasına neden olduğu düşünülmektedir.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, buji ateşlemeli bir deney motorunda yakıt olarak benzin, etanol ve metanol saf olarak kullanılmıştır. Aynı test koşullarına motorun ateşleme avansı değiştirilerek yapılan deneyler ile motor performansı ve yanma karakteristikleri çıkarılmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

- Motor maksimum momente metanol yakıtı ile 12,35 Nm olarak 20 °KMA AA'da ulaşmıştır. Metanol kullanımı ile elde edilen bu moment değerinin motorun orijinal ateşleme avansında (23 °KMA AA) benzin kullanımına göre %11.25 oranında arttığı tespit edilmiştir.
- Alkol yakıt kullanımının özgül yakıt tüketimini önemli ölçüde artırdığı görülmüştür. Etanol ve metanol yakıtlı çalışmadan elde edilen minimum ÖYT'nin 23 °KMA AA'da benzin kullanımına göre sırasıyla %57,4 ve %110,5 arttığı bulunmuştur.
- Maksimum EFV değerine alkol yakıtlı çalışmalarda 20 °KMA AA'da ulaşırken, benzinli çalışmada 26 °KMA AA'da ulaşılmıştır. Orijinal AA'da benzin kullanımı göre etanol ve metanol kullanımı ile EFV sırasıyla %4,63 ve %5,22 oranında yükselmiştir. Ayrıca metanol kullanımı etanole göre EFV'yi %0,56 artırmıştır.
- Etanol ve metanol yakıtlı çalışmada elde edilen SGB ve AÇI değerlerinin benzine göre bütün AA'larda daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Motor maksimum 4,25 MPa SGB değerine ulaşmış ve bunu 20 °KMA AA'da metanol kullanımı ile sağlamıştır. 23 °KMA AA'da benzin kullanımına göre, etanol ve metanol kullanımı SGB'yi sırasıyla %15,82 ve %35,58 oranlarında artırdığı tespit edilmiştir.
- Alkol yakıtlar kendi aralarında kıyaslandığında, metanol kullanımından elde edilen motor döndürme momentini, EFV, SGB, ÖYT ve AÇI değerlerinin etanole göre daha yüksek olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

[1] Balki MK, Sayin C, Canakci M. The effect of different alcohol fuels on the performance, emissions and combustion characteristic of a gasoline engine. Fuel 2014;115:901-6

[2] Balki MK, Sayin C. The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline. Energy 2014;71:194-01.

[3] Sayin C, Balki MK. Effect of compression ratio on the emission, performance and combustion characteristics of a gasoline engine fueled with iso-butanol/gasoline blends. Energy 2015;82:550-5.

[4] Gao J, Jiang D, Huang Z. (2007) Spray properties of alternative fuels: A comparative

analysis of ethanol–gasoline blends and gasoline. Fuel, 86, 1645–1650.

[5] Yücesu HS, Sözen A, Topgül T, Arcaklıoğlu A. (2007) Comparative study of mathematical and experimental analysis of spark ignition engine performance used ethanol-gasoline blend fuel. Applied Thermal Engineering, 27, 358-368.

[6] Al-Baghdadı MARS. (2006) A simulation model for a single cylinder four-stroke spark ignition engine fueled with alternative fuels. Turkish Journal of Engineering and Environmental Science, 30, 331-350.

[7] Topgül T, Yücesu HS, Çınar C. (2004) Etanol-benzin karışımlarının buji ile ateşlemeli bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında motor performansına etkisinin deneysel olarak belirlenmesi. 8. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 8-9 Eylül, Ankara, Türkiye.

[8] Yüksel F, Yüksel B. (2004) The use of ethanol-gasoline blend as a fuel in an SI engine. Renewable Energy, 29, 1181-1191.

[9] Al-Hasan M. (2003) Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission. Energy Conversion and Management, 44, 1547-1561.

[10] Bayraktar H. (2007) Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline-ethanol blends. Renewable Energy, 32, 758-771.

[11] Bayraktar H. (2005) Experimental and theoretical investigation of using gasoline-ethanol blends in spark-ignition engines. Renewable Energy, 30, 1733-1747.

[12] Turner D, Xu H, Cracknell RF, Natarajan V., Chen X. (2011) Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine. Fuel, 90, 1999-2006.

[13] Eyidoğan M, Çanakcı M, Özsezen AN, Alptekin E, Türkcan A, Kılıçaslan İ. (2011) Investigation of the effect, of ethanol-gasoline and methanol-gasoline blends on the combustion parameters and exhaust emissions of a spark ignition engine. Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 26(3), 499-507.

[14] Topgül T, Yücesu HS, Çınar C, Koca A. (2006) The effects of ethanol-unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions. Renewable Energy, 31(15), 2534-2542.

[15] Shenghua L, Clemente ERC, Tiegang H, Yanjv W. (2007) Study of spark ignition engine fueled with methanol/gasoline fuel blends. Applied Thermal Engineering, 27, 1904-1910.

[16] Majmudar K. (2003) Numerical simulations of a spark ignition engine using alternative fuels, Master of Science in Mechanical Engineering, The Faculty of the College of Graduate Studies Lamar University, Texas, United States, UMI Number: 1417359.

[17] Vancoillie J, Verhelst S. (2010) Modeling the combustion of light alcohols in SI engines: a preliminary study. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest, Hungary, 1-12.

[18] Yakıt özellikleri. www.merckmillipore.com, [erişim tarihi: 12.06.15]

[19] Bayındır H, Yücesu HS. (1999) Etanol-benzin karışımları ve emme manifoldu dolgu sıcaklığının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkileri. 6. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 19-21 Temmuz, İstanbul, Türkiye, p.395-408.

[20] Salman MS, Sümer M. (1999) Effect of using ethanol and ethanol-gasoline mixture on engine performance in spark ignition engines. Journal of Polytechnic, 2(2), 27-35.

[21] Gravalos I, Moshou D, Gialamas T, Xyradakis P, Kateris D, Tsiropoulos Z. (2011) Performance and Emission Characteristics of Spark Ignition Engine Fuelled with Ethanol and Methanol Gasoline Blended Fuels, Alternative Fuel, Manzanera, M. Editor.; Intech, Rijeka, Croatia, p.155-174.

[22] Salman MS. (1996) Buji Ateşlemeli Motorlarda Yanma Hızının Performansa Etkileri, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.

[23] Borat O, Sürmen A, Balcı M. (1992) İçten Yanmalı Motorlar, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi vakfı yayınları, Ankara.

BENZİN ve MTBE10 YAKITLARI İLE ÇALIŞAN BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA PERFORMANS ve EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Can ÇINAR[1], Oğuz Kürşat DEMİRCİ[2*], Ahmet UYUMAZ[3]

[1]Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Teknoloji Fakültesi, Gazi Üniversitesi, ANKARA
[2]Otomotiv Teknolojisi Programı, Erzincan Meslek Yüksekokulu, Erzincan Üniversitesi, ERZİNCAN
[3]Otomotiv Teknolojisi Programı, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, BURDUR
cancinar@gazi.edu.tr , odemirci@erzincan.edu.tr , auyumaz@mehmetakif.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motorda kurşunsuz benzin (KB) ve MTBE10 (hacimsel olarak %10 metil tersiyer bütil eter (MTBE) + %90 KB karışımı) yakıtları ile deneyler yapılmıştır. Tam gaz kelebek açıklığında, 1700-3200 1/min motor devir aralığında yapılan deneylerde, motor devrine bağlı olarak, moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, HC, CO ve NOx emisyonlarının değişimi incelenmiştir. Kurşunsuz benzine MTBE ilavesi ile moment ve motor gücünün azaldığı, egzoz emisyonlarının iyileştiği görülmüştür. 2600 1/min motor devrinde MTBE10 ile motor momenti ve gücü KB yakıtına göre % 1,16, termik verim %5,72 azalmıştır. Deney sonuçları aynı motor devrinde CO, HC ve NO_x emisyonlarının KB yakıtına göre sırasıyla %10,41, %11,62 ve %13,43 azaldığını göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: MTBE, alternatif yakıtlar, motor performansı, egzoz emisyonları

THE INVESTIGATION OF PERFORMANCE AND EMISSION CHARACTERISTICS IN A SPARK IGNITION ENGINE FUELED WITH GASOLINE AND MTBE10

ABSTRACT

In this study, the experiments were conducted with unleaded gasoline and MTBE10 (*vol.* 10% MTBE and 90% unleaded gasoline blends) fuels in a single-cylinder, four-stroke, spark-ignition engine. The experiments were performed at 1700-3200 rpm engine speed range at wide open throttle (WOT). In the experiments, the variations of engine torque, power, specific fuel consumption, thermal efficiency, HC, CO and NO_x emissions with engine speed were investigated. It was seen that engine torque and power decreased and exhaust emissions reduced with MTBE addition to unleaded gasoline. Both engine torque and power decreased by 1.16% and thermal efficiency decreased by 5.72% with MTBE10 compared to unleaded gasoline at 2600 rpm engine speed. Test results showed that CO, HC and NO_x emissions decreased 10.41%, 11.62% and 13.43%, respectively with MTBE10 compared to unleaded gasoline at the same engine speed**.**

Keywords: MTBE, alternative fuels, engine performance, exhaust emissions

GİRİŞ

MTBE ve etanol gibi oksijenli bileşiklerin benzin içerisinde kullanımı, buji ile ateşlemeli motorların vuruntu direncini arttırması ve egzoz emisyonlarını azaltması sebebiyle tercih edilmektedir [1-5]. 1979'lu yılların sonunda Amerika Birleşik Devletleri'nde benzin katkısı olarak kullanılmaya başlayan MTBE, oksijenli bileşiklerin başında gelmektedir [1,4]. MTBE, metil alkolün izobütil ile reaksiyonundan üretilmektedir. Yüksek oktan sayısı sebebiyle buji ile ateşlemeli motorlarda benzin katkısı olarak yakıtın vuruntu direncini arttırmaktadır. Genellikle oksijenli bileşikler motorun soğukta ilk hareket kabiliyetini kötüleştirmekle birlikte, soğukta ilk hareket ve ısınma performasına etki eden buharlaşma ısısının değeri MTBE ve benzin için birbirine yakındır [1-3,6].

Literatürde, buji ile ateşlemeli motorlarda MTBE ve oksijenli bileşiklerin kullanımı ile ilgili çok sayıda çalışma bulunmaktadır [1,4-10]. Poulopoulos ve Philippopoulos [5] tarafından yapılan çalışmada, benzine

%11'e kadar MTBE katkısının buji ile ateşlemeli ve üç yollu katalitik konvertere sahip bir motorda egzoz emisyonlarına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneylerde yüksek motor yüklerinde, MTBE ilavesi ile HC ve CO emisyonları azalmıştır. Soğukta ilk harekette, HC ve CO emisyonları benzine MTBE ilavesi ile artmıştır. MTBE ilavesi ile katalitik konverter çıkışında toplam HC emisyonlarının azaldığı görülmüştür. Ayrıca, %8-11 MTBE katkılı yakıtlarla yapılan deneylerde katalitik konverter düşük sıcaklıklarda çalıştığında katalitik konverter çıkışında MTBE tespit edilmiştir.

Song ve arkadaşları [4] tarafından yapılan çalışmada, çok nokta enjeksiyon sistemine sahip, dört silindirli bir benzin motorunda benzin içerisine farklı oranlarda katılan etanol ve MTBE'nin egzoz emisyonları ve katalitik konverter dönüşüm verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneyler 1600, 2600 ve 3400 1/min motor devirlerinde yapılmıştır. Deneylerde, MTBE ile karşılaştırıldığında benzine etanol ilavesi ile daha düşük CO, THC ve NO_x emisyonları elde edilmiştir. Bununla birlikte MTBE katkısı ile CO, THC ve NO_x emisyonları için katalitik konverter dönüşüm veriminin etanol katkılı yakıt kullanımına göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Benzin içerisine katılan MTBE ve etanol oranına bağlı olarak egzoz gazları içinde MTBE ve etanol görülmüştür. Ayrıca benzine MTBE ve etanol katkısı ile asetaldehit emisyonlarında artış görülmüştür. Taljaard ve arkadaşları [11] tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı buji ile ateşlemeli bir motorda oksijenleyici katkıların motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yakıtın oksijen içeriği arttıkça CO, HC ve NO_x emisyonlarının azaldığı, egzoz gaz sıcaklığının arttığı görülmüştür.

Hamdan ve Al-Subaih [12] yaptıkları deneysel çalışmada benzin içerisine % 0 – 20 arasında 5 farklı oranda MTBE eklemişler ve MTBE eklenmesiyle birlikte artan oktan sayısının motor performansına ve egzoz emisyonlarına olan etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada benzin içerisine katılan MTBE oranına bağlı olarak oktan sayısı artmıştır. En iyi motor performansının ve minimum egzoz emisyonunun %10'luk MTBE-benzin karışımından elde edildiği tespit edilmiştir. Koç ve arkadaşları [13] kurşunsuz benzin ve kurşunsuz benzin/etanol karışımlarının (E50 ve E85) motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Tek silindirli, dört zamanlı ve buji ile ateşlemeli bir motorda iki farklı sıkıştırma oranında (10:1 ve 11:1) yapılan deneylerde, kurşunsuz benzine etanol ilavesi ile motor gücü, motor momenti ve özgül yakıt tüketiminin arttığını, CO, NO_x ve HC emisyonlarının azaldığını görmüşlerdir. Osman ve arkadaşları [14] MTBE/kurşunsuz benzin karışımlarını (hacimsel %10, %15, %20) buji ile ateşlemeli bir motorda test etmişler, performans ve egzoz emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Deneylerde MTBE ile motor performansının benzine göre biraz arttığını, CO ve HC emisyonlarının azaldığını görmüşlerdir. %20 MTBE/benzin karışımı ile en düşük CO ve HC emisyonları elde edilmiştir. Al-Farayedhi ve arkadaşları [15] oksijenleyici olarak %10, %15 ve %20 oranlarında MTBE, etanol ve metanol katkılı yakıtlar ile kurşun tetra etil katkılı yakıtı, 6 silindirli buji ile ateşlemeli bir motorda test etmişlerdir. Deneylerde metanol karışımları ile MTBE ve etanol karışımlarına göre daha yüksek çıkış gücü ve termik verim elde edilmiştir. Ayrıca oksijenleyici katkılar ile daha yüksek termik verim elde edilmiştir.

Yao ve arkadaşları [16] yaptıkları çalışmada PRF90 (izo-oktan/h-heptan, 9:1 oranında) yakıtı ile MTBE ve etanol yakıt karışımlarının ön karışımlı laminer alev yapısını incelemişlerdir. Deney sonuçları formaldehit, bütan ve aseton içeren metanol ve karbonil bileşiklerin PRF90 ve MTBE karışımı ile elde edilen alev yapısında daha yüksek konsantrasyona sahip olduğunu görmüşlerdir. Poulopoulos ve Philippopoulos [17] tarafından yapılan diğer bir çalışmada üç yollu katalitik konverterde kademeli deaktivasyon işlemini incelenmiştir. Katalitik dönüşüm veriminin her ısıl yaşlanmadan sonra önemli şekilde azaldığını görmüşlerdir. Bununla birlikte CO ve HC emisyonlarının arttığını görmüşlerdir. Etilen ve MTBE emisyonlarının deaktive edilen katalizasyon ile 6-7 kat olduğunu görmüşlerdir.

Bu çalışmada tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motor, kurşunsuz benzin ve hacimsel olarak %90 benzin+%10 MTBE karışımından oluşan MTBE10 yakıtları ile tam gaz kelebek açıklığında 1700-3200 1/min devirleri arasında test edilmiştir. KB ve MTBE10 yakıtları ile tam yükte yapılan deneylerde motor momenti, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, egzoz gazı sıcaklığı, HC, CO ve NO_x emisyonlarının değişimi incelenmiştir.

MATERYAL VE METOT

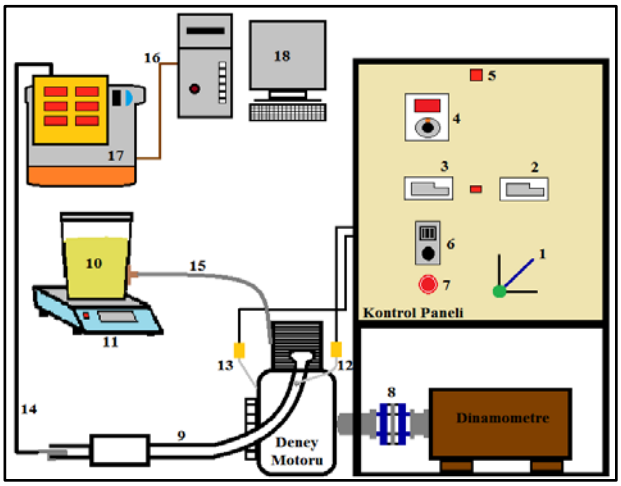
Deneyler kurşunsuz benzin ve hacimsel olarak %90 kurşunsuz benzin + %10 MTBE karışımından oluşan MTBE10 yakıtları ile yapılmıştır. Tablo 1'de kurşunsuz benzin ve MTBE yakıtlarının bazı özellikleri verilmiştir [1].

Tablo 1. Kurşunsuz benzin ve MTBE yakıtlarının özellikleri [1]

	KB	**MTBE10**
Yoğunluk [g/cm^3]	0,69-0,79	0,744
Buharlaşma basıncı [bar, 25 ºC'de]	0,3	0,32
Motor oktan sayısı (MON)	80-90	101
Araştırma oktan sayısı (RON)	88-100	118
Oksijen [% ağırlık]	0	18,2
Buharlaşma ısısı, [kj/kg]	350	321
Alt ısıl değeri [kJ/kg]	44 000	35 100
Stokiyometrik hava/yakıt oranı	14,7	11,7

Deneyler, Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 1'de verilmiştir.

Deneylerde tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli, üstten eksantrikli Lombardini LGA 340 marka motor kullanılmıştır. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 2'de verilmiştir [19].



1) Kontak anahtarı, 2) Kuvvet göstergesi, 3) Devir göstergesi, 4) Sıcaklık göstergesi, 5) Güç lambası, 6) Hız ayar düğmesi, 7) Acil stop şalteri, 8) Kaplin, 9) Egzoz borusu, 10) Yakıt ölçme kabı, 11) Hassas terazi, 12) Egzoz gazı sıcaklığı ölçüm termokuplı, 13) Motor yağı sıcaklık ölçüm termokuplı, 14) Egzoz gaz analiz hortumu, 15) Yakıt hortumu, 16) Data kablosu, 17) Egzoz gaz analizörü, 18) Bilgisayar

Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

Tablo 2. Deney motorunun teknik özellikleri

Markası	Lombardini LGA 340 OHC
Motor tipi	Buji ile ateşlemeli, 4 zamanlı
Silindir sayısı	1
Silindir çapı [mm]	82
Kurs boyu [mm]	64
Silindir hacmi [cm^3]	338
Sıkıştırma oranı	8,5:1
Ateşleme	Elektronik
Soğutma sistemi	Hava soğutmalı
Maksimum motor gücü [kW]	8,1 (3800 1/min motor devrinde)
Maksimum moment [Nm]	23,7 (2600 1/min motor devrinde)
Supap kalkma miktarı [mm]	7

Deneyler, Cussons P8160 marka tek silindirli motor test düzeneğinde yapılmıştır. Test düzeneğinde bulunan DC elektrikli dinamometre, 4000 1/min'de maksimum 10 kW güç absorbe edebilmektedir. Motor hızı dişli teker ve manyetik pick-up sensörü ile ölçülmekte ve kontrol sistemi için geri besleme sağlamaktadır. Mikroişlemci kontrollü tristör sürücü devresi ile yük ve hız kontrolü yapılabilmektedir. Hız ayarı dinamometre ön panelinde bulunan bir potansiyometre ile yapılmaktadır. Motor yükü ise dinamometre üzerinde straingauge yük hücresi ile ölçülmüştür. Egzoz ve motor yağ sıcaklıkları K tipi termokupllar ile ölçülmüş ve dinamometre ön panelinde bulunan sıcaklık göstergesinden okunmuştur [20].

Egzoz emisyonlarının ölçümünde Tablo 3'te teknik özellikleri verilen Sun MGA 1500 marka egzoz gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz CO, HC, NO_x, O_2, CO_2 gazlarını ve λ (lambda) değerini ölçmektedir.

Tablo 3. Sun MGA 1500 egzoz gaz analiz cihazının teknik özellikleri

Parametre	Ölçme aralığı	Hassasiyet
CO [%]	0 – 15	0,001
HC [ppm]	0 – 9999	1
NOx [ppm]	0 – 5000	1
CO_2 [%]	0 – 20	0,1
O_2 [%]	0 – 25	0,01
Lambda	0,6 – 1,2	0,001

Tüketilen yakıt miktarını ölçmek için 4500 g'a kadar ölçüm yapabilen 0,01 gram hassasiyetine sahip RADWAG PS 4500/C2 marka hassas terazi kullanılmıştır. Yakıt tüketim sürelerinin belirlenmesinde Robic Sports SC 700 model dijital göstergeli ve 0,01 s hassasiyetli kronometre kullanılmıştır.

Deneyler, motorun tam gaz kelebek açıklığında, 1700-3200 1/min motor devir aralığında 300 1/min aralıklarla yapılmıştır. Deneyler süresince motor yağ sıcaklığı 80 ºC civarında tutularak sabit motor çalışma şartları oluşturulmuştur. Yağ sıcaklığını sabit tutmak için motor harici bir fan vasıtası ile soğutulmuştur. Deneylerde kurşunsuz benzin (KB) ve MTBE10 yakıtları kullanılmıştır. KB ve MTBE'nin bazı özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Deneylerde motor devrine bağlı olarak, moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, HC, CO ve NOx emisyonlarının değişimi ölçülmüştür.

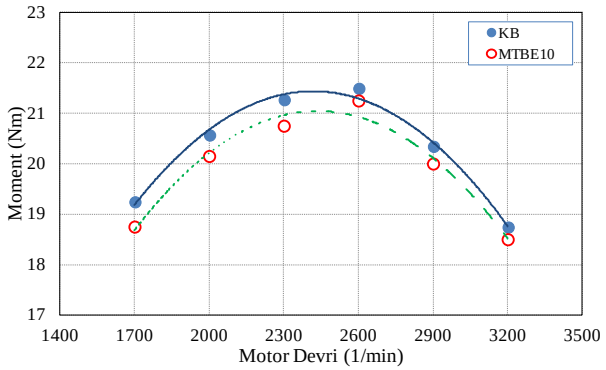
DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Tam gaz kelebek açıklığında, 1700-3200 1/min motor devir aralığında yapılan deneylerde, motor devrine bağlı olarak, moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, HC, CO ve NOx emisyonlarının değişimi incelenmiştir. Deneylerde KB ve MTBE10 olmak üzere iki farklı yakıt kullanılmıştır. Şekillerde noktalar ölçüm sonucu elde edilen değerleri gösterirken, eğriler ise quadratik least-square extrapolasyonu ile elde edilmiştir.

Motor Performansı

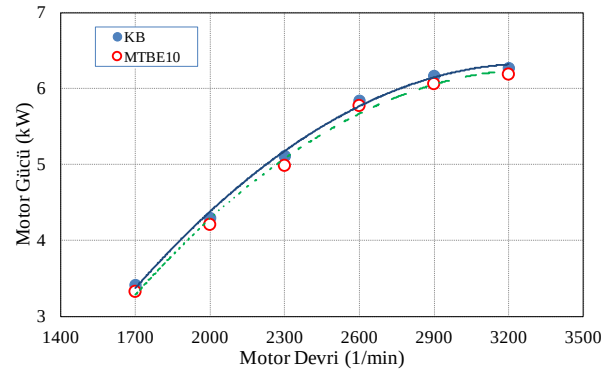
Şekil 2'de 1700-3200 1/min motor devir aralığında moment değişimleri görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi MTBE10 yakıtı kullanılarak yapılan deneylerde maksimum moment 2600 1/min motor hızında 21,25 Nm iken, kurşunsuz benzin ile yapılan deneylerde 21,5 Nm olarak elde edilmiştir. Bu devrin altında ve üzerindeki devirlerde silindir içerisine alınan dolgu miktarındaki azalmaya bağlı olarak moment azalmaktadır. 2600 1/min motor devrinden sonra kurs başına dolgu kaçakları ve ısı

kayıpları artmakta motor momenti azalmaktadır. Şekil 2'de görüldüğü gibi MTBE10 yakıtı ile yapılan deneylerde moment, KB ile elde edilen moment değerinin altında kalmıştır. 2600 1/min motor hızında moment, MTBE ile yapılan deneylerde kurşunsuz benzine göre % 1,16 oranında azalmıştır. MTBE10 yakıtı ile yapılan deneylerde KB yakıtına göre motor momentindeki bu azalma MTBE10 yakıtının alt ısıl değerinin KB yakıtına göre daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır.



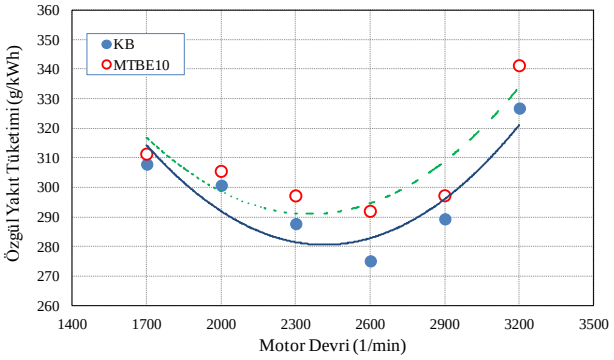
Şekil 2. Motor devrine bağlı olarak moment değişimi

Şekil 3'de motor devrine bağlı motor gücünün değişimini görülmektedir. Motor devri arttıkça motorun gücü artmaktadır. MTBE10 yakıtı kullanılarak 2600 1/min motor devrinde yapılan deneylerde motor gücü 5,785 kW, aynı motor devrinde KB yakıtı için motor gücü ise 5,854 kW elde edilmiştir. MTBE10 yakıtı ile elde edilen motor gücü kurşunsuz benzin ile elde edilen motor gücü değerinin altında kalmıştır. Motor gücündeki bu azalma MTBE10 yakıtının alt ısıl değerinin kurşunsuz benzine göre daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır. 2600 1/min motor hızında MTBE10 ile yapılan deneylerde motor gücü kurşunsuz benzine göre %1,16 oranında azalmıştır.



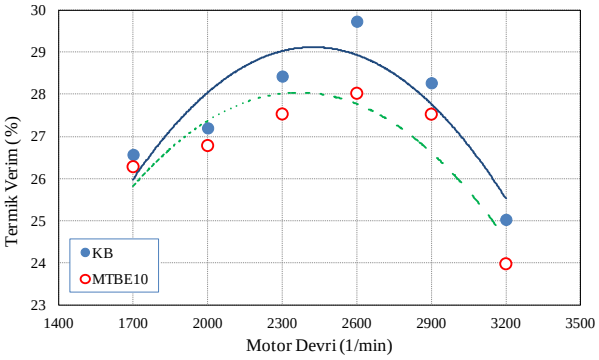
Şekil 3. Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi

Özgül yakıt tüketimi birim güç başına tüketilen yakıt miktarın ifade etmektedir. Tam gaz kelebek açıklığında kurşunsuz benzin ve MTBE 10 yakıtları ile yapılan deneylerde özgül yakıt tüketimi değişimleri Şekil 4'te görülmektedir. Motor devri arttıkça özgül yakıt tüketimi önce azalmakta bir minimumdan sonra tekrar artış göstermektedir. 2300-2900 1/min devir aralığında en düşük özgül yakıt tüketimi değerleri elde edilmiştir. 3200 1/min motor devrinde KB yakıtı için özgül yakıt tüketimi 326,81 g/kWh olarak elde edilirken, MTBE10 yakıtı ile 341,15 g/kWh olarak elde edilmiştir. 2600 1/min motor devrinde yapılan deneylerde ise özgül yakıt tüketimi MTBE10 yakıtı ile 291,914 g/kWh, KB yakıtı ile 275,144 g/kWh olarak elde edilmiştir. MTBE10 yakıtı ile yapılan deneylerde özgül yakıt tüketimindeki artış yakıtın alt ısıl değeri ve motor gücündeki azalmadan kaynaklanmaktadır. 2600 1/min motor devrinde özgül yakıt tüketimi, MTBE ile yapılan deneylerde kurşunsuz benzine göre % 6,09 oranında artış göstermiştir.



Şekil 4. Motor devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değişimi

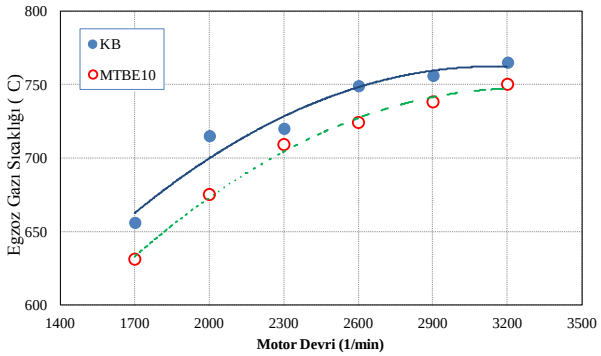
Motorun performansını gösteren parametrelerden birisi de termik verimdir. Termik verim, yakıt ile motora verilen ısı enerjisinin ne kadarının mekanik enerjiye dönüştüğünün bir göstergesidir. Şekil 5'de KB ve MTBE10 yakıtlarıyla 1700-3200 1/min motor devir aralığında termik verim değişimleri görülmektedir. MTBE10 yakıtı kullanılarak 2600 1/min motor devrinde yapılan deneylerde termik verim %28,03 olarak gerçekleşmişken, KB yakıtı kullanılarak aynı motor devrinde yapılan deneylerde termik verim %29,74 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 5. Motor devrine bağlı olarak termik verim değişimi

Şekil 5'te görüldüğü gibi KB yakıtına kıyasla MTBE10'un alt ısıl değerinin az olmasına bağlı olarak termik verim azalmaktadır. 2600 1/min motor devrinde MTBE10 yakıtı ile yapılan deneylerde KB'ne göre termik verim %5,72 oranında azalmıştır.

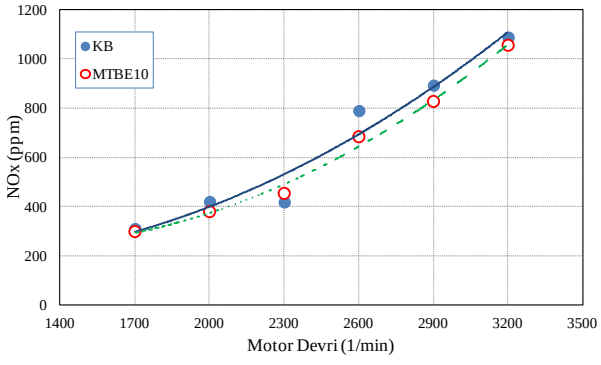
Şekil 6'da motor devrine bağlı olarak kurşunsuz benzin ve MTBE10 yakıtları kullanılarak ölçülen egzoz gaz sıcaklığı değişimleri görülmektedir. Motor devrindeki artışa bağlı olarak egzoz gaz sıcaklığı da artış göstermektedir. Motor devri arttıkça silindire alınan dolgu miktarı artmakta, yanma sonu gaz sıcaklığı ve egzoz gazı sıcaklığı artmaktadır. Tüm motor devirlerinde MTBE10 yakıtı ile yapılan deneylerde egzoz gaz sıcaklıkları kurşunsuz benzine göre azalma göstermektedir. MTBE10 yakıtı kullanılarak yapılan deneylerde 2600 1/min motor devrinde egzoz gaz sıcaklığı 724 °C olarak ölçülmüş, aynı motor devrinde KB yakıtı için ise 749 °C olarak ölçülmüştür.



Şekil 6. Motor devrine bağlı olarak egzoz gaz sıcaklığı değişimi

Egzoz Emisyonları

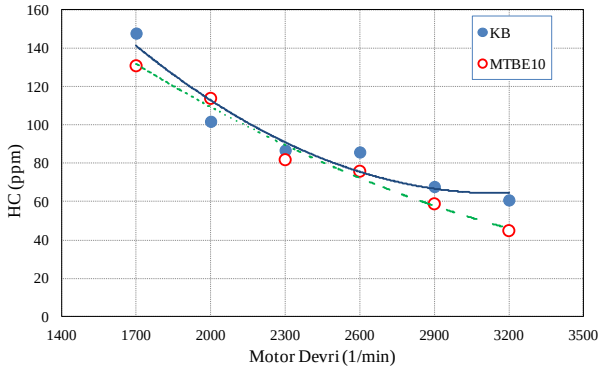
1700-3200 1/min motor devir aralığında azot oksit (NO_x) emisyonlarının değişimi Şekil 7'de görülmektedir.



Şekil 7. Motor devrine bağlı olarak NO_x emisyonlarının değişimi

Şekilde görüldüğü gibi NO_x emisyonları motor devrine bağlı olarak artış göstermektedir. MTBE10 yakıtı kullanılarak 2600 1/min motor devrinde yapılan deneylerde NO_x emisyonları 683 ppm, aynı motor devrinde KB yakıtı kullanılarak ölçülen NO_x emisyonları ise 789 ppm olmuştur. Şekil 7'de görüldüğü gibi MTBE10 ile elde edilen NO_x emisyonları kurşunsuz benzin ile karşılaştırıldığında azalmaktadır. 2600 1/min motor hızında MTBE10 yakıtı ile yapılan deneylerde kurşunsuz benzine göre NO_x emisyonu %13,43 oranında iyileşmiştir.

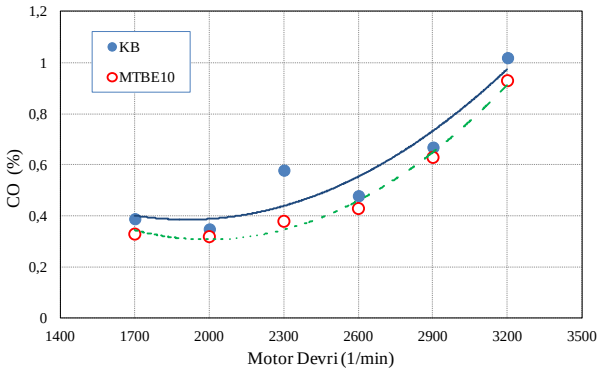
HC emisyonları yanma odası ve piston kenarlarında alevin sönmesine bağlı olarak oluşmaktadır. HC emisyonlarının motor devrine bağlı olarak değişimi Şekil 8'de görülmektedir. 1700-3200 1/min aralığında motor devri arttıkça HC emisyonlarının azaldığı görülmektedir. Motor devrindeki artışla birlikte yanma için gerekli süre azalsa da, devirdeki bu artış silindir içerisindeki sıcaklığın da artmasını sağladığı için yanma reaksiyonlarını hızlandıracak, böylelikle yanma iyileşecek ve HC emisyonları azalacaktır. Bununla birlikte motor devri arttıkça yanma odasındaki homojenlik artmış, yakıt molekülleri ile oksijen molekülleri daha kolay buluşmuş ve yanmaya iştirak etmiştir [21,22]. MTBE10 yakıtı kullanılarak yapılan deneylerde 2600 1/min motor devrinde HC emisyonu 76 ppm, aynı motor devrinde KB yakıtı için ölçülen HC emisyonu ise 86 ppm olmuştur. MTBE10 yakıtının HC emisyonu eğrisi, Şekil 8'de görüldüğü gibi kurşunsuz benzin ile elde edilen HC emisyonu eğrisinin altında kalmıştır. MTBE10 yakıtında KB yakıtına göre oluşan bu azalmanın nedeni MTBE10 yakıtının içerisinde bulunan oksijen miktarıdır. 2600 1/min motor hızında yapılan deneylerde kurşunsuz benzine göre HC emisyonu %11,62oranında iyileşmiştir.



Şekil 8. Motor devrine bağlı olarak HC emisyonlarının değişimi

Şekil 9'da motor devrine bağlı olarak CO emisyonlarının değişimi görülmektedir. CO emisyonlarının temel oluşum nedeni silindir içerisinde yanma reaksiyonları sonucunda yeterli miktarda oksijen bulunmamasıdır. Şekilde görüldüğü gibi CO emisyonları devir attıkça başlangıçta bir miktar azalmakta 2000 1/min'den sonra motor devri arttıkça artış göstermektedir (2000-3200 1/min). Ayrıca, hava/yakıt karışımının silindir içerisinde homojen olarak

dağılmadığı durumlarda, zengin hava/yakıt karışımının bulunduğu kısmi bölgelerde yanma tam olarak gerçekleşmez ve yine yanmanın kötüleşmiş olmasına bağlı olarak CO emisyonu oluşur [21,22].



Şekil 9. Motor devrine bağlı olarak CO emisyonlarının değişimi

MTBE10 yakıtı kullanılarak 2600 1/min motor devrinde yapılan deneylerde CO emisyonu %0,43 seviyesinde ölçülmüştür. KB yakıtı kullanılarak 2600 1/min motor devrinde yapılan deneylerde ise CO emisyonu %0,48 olarak ölçülmüştür. MTBE10 yakıtı ile elde edilen CO emisyonu eğrisi, kurşunsuz benzin ile elde edilen CO emisyonu eğrisinin altında kalmıştır. Bu durumun temel nedeni MTBE10 yakıtının kimyasal bileşiminin içerisinde oksijen bulunmasıdır. 2600 1/min motor devrinde MTBE10 yakıtı kullanılarak yapılan deneylerde KB yakıtına göre CO emisyonu %10,41 oranında iyileşmiştir.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motor kurşunsuz benzin ve hacimsel olarak %90 benzin+%10 MTBE karışımından oluşan MTBE10 yakıtları ile çalıştırılmış tam yük hız karakteristikleri elde edilmiştir. Motor devrine bağlı olarak, moment, güç, özgül yakıt tüketimi, termik verim, egzoz gazı sıcaklığı, HC, CO ve NO_x emisyonlarının değişimi incelenmiştir. Deneylerde elde edilen veriler değerlendirildiğinde, MTBE10 yakıtının ısıl değerinin KB yakıtından daha düşük olmasına bağlı olarak, MTBE10 ile elde edilen motor momenti, motor gücü, egzoz gaz sıcaklığı ve termik verimde azalmalar görülmüş, özgül yakıt tüketiminde ise artış tespit edilmiştir. NO_x, HC ve CO emisyonlarında ise MTBE10 yakıtında iyileşmeler görülmüştür.

KAYNAKLAR

1. Topgül, T., The effect of MTBE blends on engine performance and exhaust emissions in a spark ignition engine, ***Fuel Processing Technology***, (2015) (*in-press*).
2. Apicella, B., Di Palma, T.M., Wang, X., Velotta, R., Armenante, M., Spinelli, N., A mass spectrometric study of gasoline anti-knocking additives Part I: Electron impact ionization and fragmentation processes of MTBE, ***International Journal of Mass Spectrometry,*** 262:105-113 (2007).
3. Owen, K., Coley, T., Automotive Fuels Handbook, ***Society of Automotive Engineers. Inc.***, (1990).
4. Song, C.L., Zhang, W.M., Pei, Y.Q., Fan, G.L., Xu, G.P., Comparative effects of MTBE and ethanol additions into gasoline on exhaust emissions, ***Atmospheric Environment,*** 40: 1957-1970 (2006).
5. Poulopoulos, S., Philippopoulos, C., Influence of MTBE addition into gasoline on automotive exhaust emissions, ***Atmospheric Environment***, 28(34): 4781-4786 (2000).
6. Franklin, P.M., Koshland, C.P., Lucas, D., Sawyer, R.F., Evaluation of combustion by-products of MTBE as a component of reformulated gasoline, ***Chemosphere***, 42:861-872 (2001).
7. Cerri, T., D'Errico, G., Onorati, A., Experimental investigations on high octane number gasoline formulations for internal combustion engines, ***Fuel***, 111:305-315 (2013).
8. Gouli, S., Lois, E., and Stournas, S. Effects of some oxygenated substitutes on gasoline properties, spark ignition engine performance and emissions, ***Energy & Fuels***, 12:918-924, (1998).
9. Viljanen, J., Kokko, J., Lundberg, M., Effects of MTBE on gasoline engine cold weather operation, ***SAE Paper***, No: 890052, (1989).
10. AnishRaman, C., Varatharajan, K., Abinesh, P., Venkatachalapathi, N., Analysis of MTBE as an oxygenate additive to gasoline, ***International Journal of Engineering Research and Applications***, 4(3), 712-718 (2014).
11. Taljaard, H.C., Jordaan, C.F.P., Botha, J.J. The effect of oxygen content in different oxygenate-gasoline blends on performance and emissions in a single cylinder, spark-ignition engine, ***SAE Paper***, No: 910379, (1991).
12. Hamdan, M. A., Al-Subaih, T. A., Improvement of locally produced gasoline and studying its effects on both the performance of the engine and the environment, ***Energy Conversion and Management***, 43:1811–1820 (2002).
13. Koc, M., Sekmen, Y., Topgül, T., Yücesu, H.S., The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine, ***Renewable Energy,*** 34(10):2101-2106, (2009).

14. Osman, M.M., Matar, M.S., Koreish, S., Effect of methyl tertiary butyl ether (MTBE) as a gasoline additive on engine performance and exhaust emissions, ***Fuel Science and Technology International,*** 11(10):1331-1343, (1993).

15. Al-Faradyedhi, A.A., Al-Dawood, A.M., Gandhidasan, P., Experimental investigation of SI engine performance using oxygenated fuel, ***Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,*** 126(1):178-191 (2004).

16. Yao, C., Xu, G., Xu, H., Experimental and modeling study of the effect of ethanol and MTBE on the oxidation of PRF90 in low pressure premixed laminar flame, ***Fuel,*** 111:131-139, (2013).

17. Poulopoulos, S.G. Philippopoulos, C.J. MTBE, methane, ethylene and regulated exhaust emissions from vehicles with deactivated catalytic converters, ***Atmospheric Environment,*** 38(27):4495-4500, (2004).

18. Çelikten, İ., Karaaslan, E., Solmaz, H., Okur, M., Polat, S., Benzin katkı maddelerinin motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi, ***Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi***, 35(1): 87-95, (2015).

19. İnternet: Lombardini LGA 280-340 OHC Series Engines Work Shop Manuel, http://service.lombardinigroup.it/documents/Manuali%20Officina/English/Work%20Shop%20Manual%20LGA%20280-340%20matr%201-5302-528.pdf (2015).

20. İnternet: CUSSONS Motor Test Cihazı Kullanım Kılavuzu, http://www.cussons.co.uk/education/products/automotive_technology/single_cylinder_engine_test_beds/p8160_single_cylinder_engine_test_bed.asp (2015).

21. Akgün, F., Buji ile ateşlemeli bir motorda supap zamanlaması değişiminin performansa ve egzoz emisyonlarına etkilerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,*** Ankara, 2,53-65 (2006)**.**

22. Calam, A., Fuzel yağının buji ile ateşlemeli bir motorda yakıt karışımı olarak kullanılmasının motor performansı ve emisyonlara etkisinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,*** Ankara, 36-52 (2010).

SIVI YAKITLI KAZANDA DİZEL ve ETANOL YANMASININ NÜMERİK İNCELENMESİ

Gökhan KILIÇ, Bilal SUNGUR, Bahattin TOPALOĞLU

Ondokuz Mayıs Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü

ÖZET

Bu çalışmada örnek bir dizel yakıtlı kazanda dizel ve etanolün yanması nümerik olarak incelenmiştir. Nümerik modelleme çalışmaları Fluent programı ile gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalar iki boyutlu olarak yapılmıştır. Çalışmaların tümünde türbülans modeli olarak standart k-ε modeli, yanma modeli için ise türlerin taşınımı modeli kullanılmıştır. Ayrıca sıvı yakıtın enjeksiyonu yüksek basınçlı brülör modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Modelleme hesaplamaları, dizel ve etanol yakıtları için eşit hacimsel debide yapılmıştır. Modelleme sonuçları karşılaştırıldığında damlacık spektrumlarının ve sıcaklık dağılımlarının değiştiği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kazanlar, yanmanın modellenmesi, dizel-etanol karışımları, damlacık spektrumu

NUMERICAL ANALYSIS OF DIESEL AND ETHANOL COMBUSTION IN A LIQUID FUELLED BOILER

ABSTRACT

In this study, combustion of diesel and ethanol fuels numerically calculated in a model diesel fuelled boiler. These calculations were perfomed at two dimension conditions with Fluent package programme. As the turbulence model the standart k-ε model, as the combustion model the species transport model were used at all of calculations. In addition pressure swirl atomizer model was used to model the liquid fuel injection. Comparison of modeling results showed that the droplet spectrum and temperature distribution within the boiler changed.

Keywords: Boiler, combustion modelling, diesel and ethanol fuels, droplet spectrum

1. GİRİŞ

Günümüzde sosyal ve ekonomik kalkınmanın temel kaynağı olan enerjiye olan talebin gün geçtikçe artması bununla birlikte dünyanın enerji kaynaklarının sınırlı olması ülkeleri enerji politikalarını yeniden gözden geçirmeye ve enerjiyi etkin kullanmaya yöneltmiştir. Dünyada nüfusun, tüketim hızını üretim hızını geçmesi; tükenebilir kaynakların sınırsızca kullanımı; teknolojik gelişim ve sanayileşme ile bunların sonucu olarak doğal dengenin ve çevrenin tahrip edilmesi, fosil yakıtların tükenme sürecine girmesi ve artan enerji fiyatları, araştırmacıları alternatif olabilecek yenilenebilir enerji kaynaklarına yöneltmiştir. Petrol yakıtlarına alternatif olarak bitkisel kökenli yakıtlar (biyodizel ve biyoalkoller) gösterilebilir. Bu yakıtların kullanımı hem petrole olan talebi azaltır, hem de daha az emisyon oluşumunu sağlar.

Alkoller $C_nH_{2n+2}O$ formülü ile sınıflandırılırlar. Renksiz olup keskin bir kokuya sahiptirler ve bünyelerinde belirli oranlarda oksijen içerirler. Alkoller, petrol yakıtlarına göre daha küçük moleküler yapıya sahip olmaları, yapılarında oksijen bulundurmaları, benzin ve dizel yakıtlarında bulunan kükürt, kanserojen maddeler ve ağır metalleri içermemelerinden dolayı egzoz emisyonlarını

azaltırlar. Alkol ve dizel yakıtının fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Alkol ve dizel yakıtının fiziksel ve kimyasal özellikleri [1]

Özellik	Metanol	Etanol	Bütanol	Dizel
Kimyasal formülü	CH_3OH	C_2H_5OH	C_4H_9OH	$C_{12}H_{23}$ ($C_{10}H_{20}$-$C_{15}H_{28}$)
Yaygın adı	Metil Alkol	Etil Alkol	Bütil Alkol	Motorin
Mol kütlesi	32,04	46,06	74,12	173–220
C/H oranı	0,25	0,333	4,8	0,52
Yoğunluk (kg/m^3)	796	788	811	835–905
Isıl değeri (MJ/kg)	20,11	26,9	33	43,1
Stokiyometrik oran (H/Y oranı)	6,45	9	11,2	14,6
Buharlaşma ısısı (kJ/kg)	1200	960	584	578
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (°C)	470	425	390	380
Kaynama noktası (°C)	64,5	78,3	117,2	190–280
Donma noktası (°C)	-97,8	-114,3	-89,2	-10–(-20)
Viskozite (mPas, 20°C)	0,64	1,52	2,55	2,9–3,5
Kinematik Viskozite (mm2/ s, 40°C)	0,59	1,19	3,6	2,6-4,1
Buhar basıncı (kPa, 38°C)	32	15,9	44	45–50

Kazanlar yakıtta bulunan enerjiden ısı elde ederek ve oluşan ısı enerjisinin bir akışkana verecek şekilde imal edilmiş ve basınç altında çalışan kapalı bir kap olarak tanımlanır. Kazanlarda enerji verimliliği, yanmanın mükemmelliğine ve yanma sonucu açığa çıkan enerjinin aracı akışkana transfer miktarına bağlıdır. Baca gazı emisyonları ise yine yanmanın kalitesine, brülör tasarımına, yakıt içerisindeki kirleticilerin miktarına bağlıdır. Sıvı yakıtlarda yanma için, ilk önce yakıtın damlacıklar haline gelmesi, ardından gazlaşması ve buharlaşması gerekir. Bu yüzden de çeşitli yöntemlerle yakıt bir fan veya kompresör tarafından iletilen yakma havasının içine püskürtülür. Sıvı yakıt, örneğin bir pompa ile iletilir. Yakıt viskozitesinin yüksek olması halinde yakıtın ön ısıtılması gerekebilir. Oluşan hava-yakıt karışımı bir tutuşturucu ile (örneğin yüksek elektrik gerilimi altındaki elektrotlar arasında oluşan kıvılcım ile) tutuşturulur. Hava ile yakıtın iyi bir şekilde karışması için değişik düzenekler, örneğin bir hava döndürücü türbülatör kullanılır. Bu düzenekler ayrıca alevin stabilizasyonunu da sağlar. Bu işlemleri yapan ve yanmayı sağlayan cihaz brülör (yakıcı) olarak adlandırılır. Yanma sonucu ortaya çıkan ısı brülörün bağlı olduğu kazandaki akışkana transfer edilmekte ve daha sonra bu akışkan ısı ihtiyacı olan ortama taşınmaktadır.

Yanmanın iyi ve verimli olabilmesi için ısı ve kütle transferinin iyi sağlanması, bunun için de damlacıkların toplam temas alanının mümkün olduğu kadar büyük olması gerekir.

Dizel/Alkol yakıt karışımlarının kullanımı ile ilgili bilhassa motorlarda çok sayıda araştırma yapılmıştır. Özer ve Özdalyan'ın [2] yaptıkları çalışmada dizel-izobütanol karışımlarının kullanılmasının dizel motorun egzoz emisyonu ve motor performansına etkileri deneysel olarak incelenmişlerdir. Dizel yakıtına hacimsel olarak %3, %5, %8, %10 oranlarında izobütanol katılarak yapılan deneyler sonucunda egzoz gazı sıcaklıklarının azaldığını gözlenmişlerdir. Ayrıca NO_x, CO ve is emisyonları azalırken HC emisyonları artmıştır. Saez ve ark. [3] yaptıkları çalışmada dizel yakıt brülöründe alternatif yakıt olarak sıvı bütanın yakılmasını incelemişlerdir. Deneyler dizel ve sıvı bütan için ayrı ayrı farklı basınçlarda dizel için 0.8, 0.9 ve 1 bar; sıvı bütan için 1, 1.5 ve 2 bar, az veya fazla hava fazlalıklarına göre 5 tane deney yapılmıştır. Deneyler sırasında alev geometrisi, sıcaklığı ve yanma sonucu oluşan ürünler incelenmiş, sıvı bütan alevinin uzatılmış koni şeklinde olduğu ve başlangıç noktasında düşük radyasyonlu ve açık mavi olduğu görülmüştür. Sıvı bütan alevinin sıcaklığı ve NO_x, konsantrasyonu dizele göre daha düşük olmuş, ayrıca sıvı bütan alevinin sıcaklığının yanma odası içinde daha iyi yayıldığı gözlenmiştir. Zhang ve ark. [4] yaptıkları çalışmada bütanol ilavesinin düşük sıcaklıklı bir dizel motorundaki performans ve emisyonlara etkisi deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler modifiye edilmiş tek silindirli bir dizel motorundaki bütanol oranları hacimsel olarak %20 ve %40 olarak yapılmış, n-bütanol ilavesi sonucunda CO ve toplam hidrokarbon emisyonlarının azaldığı, hatta %40 bütanol ilavesinde is emisyonlarının sıfıra yakın olduğu görülmüştür. Ayrıca yüksek miktarlardaki bütanolun düşük CH_4 oranlarına sebep olduğu anlaşılmıştır. Park ve ark. [5] tarafından yapılan çalışmada dizel, biyodizel ve biyodizel-etanol karışımlarının atomizasyon karakterleri incelenmiştir. Farklı basınç ve enjeksiyon sürelerinde bu üç farklı yakıtın enjeksiyon hızı, yakıt damlacık çapları, damlacıkların belli bir mesafeye ulaşma süreleri incelenmiştir. Etanol ile karıştırılmış biyodizelin yanma gecikmesinin dizele ve biyodizele göre daha düşük olduğunu ve damlacık boyutunun diğer yakıtlara göre daha düşük olduğunu görmüşlerdir. Parag ve Raghavan [6] yaptıkları çalışmada gözenekli bir kürede saf etanol ve etanol-yakıt karışımlarının yanma oranları deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler farklı küre boyutlarında, farklı hava hızlarında ve yakıt türlerinde yapılmıştır.

Yakıtın kütlesel yanma oranı küre boyutları ve hava hızı ile birlikte arttığını tespit etmişlerdir. Alevin kılıf biçiminden girdap alevine dönüştüğü Froude sayısının 3.25 olduğu ve bu dönüşüm sırasında Damköhler sayısının kritik bir değer olan 504'e ulaştığı görülmüştür. Etanole su katıldığında yanma hızı düşmüş ve alev parlaklığı azalmıştır. Etanole dizel karıştırıldığında kütlesel yanma hızında önemli bir değişiklik görülmemiş fakat karışımdaki dizel oranı arttıkça dönüşüm hızı azalmış ve alev parlaklığı artmıştır. Ayrıca hava hızı arttıkça alev kılıf şeklinden girdap alevine dönmüş ve alev boyu ciddi oranda kısalmıştır. Barroso ve ark. [7] bir dizel yakıtlı kazanda farklı nozzle tiplerinde, farklı basınçlarda dizel, biyoetanol ve bu iki yakıt karışımları ile yaptıkları çalışmada CO emisyonu, gaz çıkış sıcaklığı, NO_x emisyonları, SO_2 emisyonları ve ısı kayıpları detaylı bir şekilde incelemişlerdir. Deneyler sonucunda biyoetanol yakılmasının herhangi bir SO_2 emisyonuna sebep olmadığı, NO_x emisyonlarının ise dizel yakıtınınkinin yarısı kadar olduğu, CO emisyonlarının ise arttığı görülmüştür. Buna sebep olarak brülörün dizel için tasarlanmış olduğu ve bu yüzden de biyoetanol yakmak için brülörde bazı modifikasyonlar yapılması gerektiği açıklanmıştır. Son olarak elektrik üretimi için kullanılan buhar kazanlarında dizel-biyoetanol karışımlarındaki dizel yakıt oranının %50'den düşük olmaması gerektiği vurgulanmıştır.

Literatür taramasında dizel/alkol yakıt karışımları daha çok motorlarda incelenmiş olduğu kazanlarda daha az araştırma yapıldığı gözlenmiştir. Bu çalışmanın amacı dizel/etanol yanmasının örnek bir kazanda modellenerek incelenmesidir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Temel olarak akışkan davranışının etkili olduğu problemlerin sayısal metot ve algoritmalar ile bilgisayar üzerinde çözülerek analiz edildiği akışkanlar mekaniği dalına Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) adı verilir. Uygulamada çok sayıda HAD programı mevcuttur. Fluent programı da bunlardan birisidir. Fluent akışkan hareketleri, ısı transferi, partikül hareketleri, yanma gibi çok değişik akışkan proseslerini modelleyebilmektedir.
FLUENT kısmi diferansiyel denklemleri sonlu hacimler metoduna dayanarak cebirsel denklem takımına dönüştürmekte ve çözmektedir.

Gaz fazının hareketinin modellenmesi Euler bakış açısına göre kütle, momentum, enerji ve skaler değişkenler için korunum denklemleri çözülerek yapılmaktadır. Bu diferansiyel denklemler problemlere uygun sınır şartları kullanılarak çözülmektedir. Genel korunum denklemleri en genel haliyle şu şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + div(\rho v\Phi - \Gamma_\Phi grad\Phi) = S_\Phi \quad (1)$$

Burada Φ bağımlı değişkeni, Γ_Φ Φ değişkeninin taşınım katsayısını ve S_Φ Φ taşınım eşitliğinin kaynak terimini ifade etmektedir.

Sıvı yakıt hareketinin modellenmesi Lagrange bakış açısına göre yapılmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi bir fan tarafından iletilen yanma havası içine sıvı yakıt bir enjektörle püskürtülmektedir. Püskürtme sonucu farklı hız ve büyüklükte damlalar içeren bir damla spektrumu oluşmaktadır. Farklı başlangıç değerleri sebebiyle damlalar farklı yörüngeler üzerinde hareket etmekte ve farklı hızlarla ısınıp buharlaşmakta ve daha sonra hava ile karışıp yanmaktadırlar.

FLUENT programında yanmanın modellenmesi için çeşitli seçenekler mevcuttur [8]. Bunlar;

- Türlerin Taşınımı (Species Transport) Modeli
- Ön Karışımsız (Non-premixed) Model
- Ön Karışımlı (Premixed) Model
- Kısmen Ön Karışımlı (Partially Premixed) Model
- Bileşim (Composition) PDF Modelleridir.

Bu çalışmada yanma için türlerin taşınımı, sıvı yakıt damlacık oluşumu için yüksek basınçlı dönmeli brülör(pressure swirl atomizer) modeli kullanılmış olduğundan bunlar aşağıda açıklanmıştır.

2.1. Türlerin Taşınımı (Species Transport) Modeli

Türlerin taşınımı modeli; ön karışımsız yanma, ön karışımlı yanma ve kısmen ön karışımlı yanma gibi problemlerin çözümünde kullanılabilir [8].

Bu model türlerin kütlesel kesirlerinin korunumu için kullanıcı tarafından tanımlanan kimyasal reaksiyonların çözümünü içerir. Reaksiyon hızları Arrhenius denkleminden, türbülans reaksiyon ilişkisi Magnussen ve Hjertager denklemleri ile hesaba katılır.

Laminar Finite Rate: Türbülans etkileri göz önüne alınmaz ve reaksiyon hızı Arrhenius denkleminden çözülür.

Finite-Rate/Eddy Dissipation: Türbülanslı akışlarda geçerlidir. Arrhenius hızını ve karışma hızını hesaplar ancak bunlardan hangisinin değeri küçükse onu kullanır.

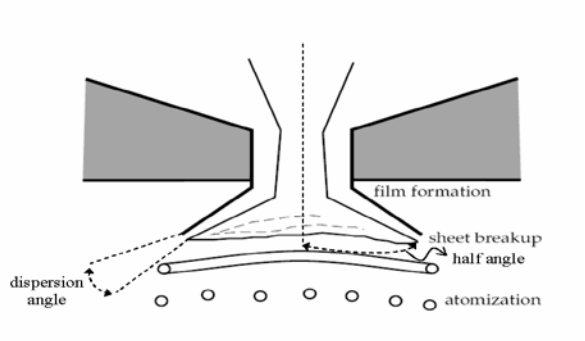
Eddy Dissipation: Türbülanslı akışlarda geçerlidir. Sadece karışma hızını hesaplar. (Magnussen ve Hijertager Eşitliği)

EDC (Eddy Dissipation Concept): Türbülanslı akışlarda geçerlidir. Zaman sabiti ve hacim kesri sabiti gibi değerleri değiştirmemize imkân tanır.

Bu çalışmada modellenen kazandaki akış türbülanslı olduğundan enjeksiyon mekanizması olarak Eddy Dissipation mekanizması kullanılmıştır ve dizel alkol reaksiyonları programa girilerek modelleme yapılmıştır.

2.2. Yüksek Basınçlı Dönmeli Atomizör (Pressure-Swirl Atomizer) Modeli

Bu modelde sıvı yakıt atomizer tarafından nozul boyunca itilerek içi boş bir hava sütunu geliştirir. Daha sonra orifisde ince bir tabaka oluşur ve damlacıklar düzensiz bir şekilde parçalanır. Bu model gaz türbini içinde yakılan sıvı yakıtların modellenmesinde, kazanlarda ve direkt enjeksiyonlu otomobil motorlarının modellenmesinde yaygın olarak kullanılır. Enjektör içinden gelen yakıtın püskürtülmesi Şekil 1'de gösterildiği gibi 3 adıma ayrılabilir. Bunlar; film oluşumu, tabakaların parçalanması ve atomizasyondur [8].

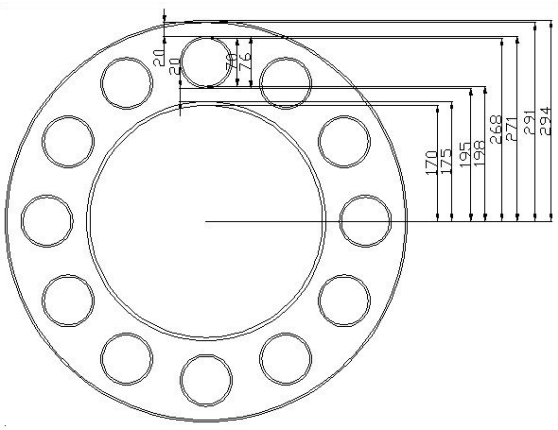


Şekil 1. Püskürtülen yakıtın çıkış kesitindeki teorik gelişimi

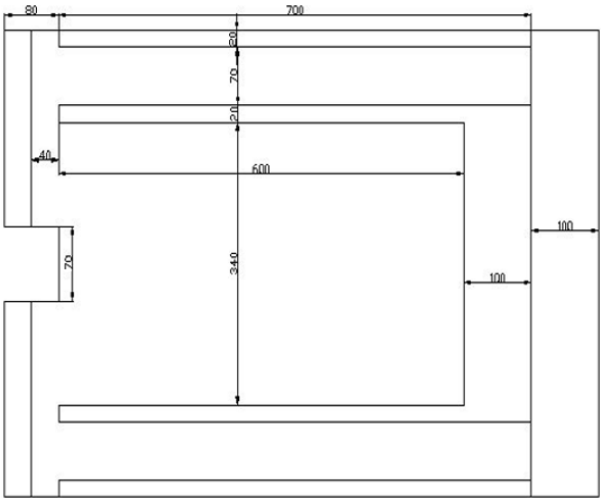
Bu çalışmada türbülans modeli olarak standart k-ε model, radyasyon modeli olarak P1 yaklaşım modeli kullanılmıştır. Yakıt sıvı halde brülörün hemen önünden merkezden püskürmektedir. Kazanın ısıl gücü dizel için 35 kW olacak şekilde hesaplamalar yapılmıştır. Etanol için yapılan hesaplamalarda hacimsel debi değiştirilmeden dizel ile aynı alınmıştır. Enjeksiyon esnasında püskürtme yarım açısı 30° enjektör iç çapı 0.4 mm, enjektör basıncı ise 8 bar olarak girilmiştir. Yakıt kütlesel debisi dizel için 0.00082 kg/s, etanolün için 0.000893 kg/s girilmiştir.

Dizel ve etanol için ayrı ayrı yapılan hesaplamalarda hava debileri her ikisi için gerekli hava ihtiyacından yola çıkılarak hesaplanmıştır. Her iki yakıt da %17 fazla hava ile yakılmıştır (Hava fazlalık katsayısı λ=1.17). 1 kg dizel yakıtı için gereken stokiyometrik hava 14.6 kg, 1 kg etanol için ise bu değer 9 kg'dır. Bu noktadan hareketle dizel için hava debisi 0.014 kg/s, etanol için de 0.00934 kg/s girilmiştir.

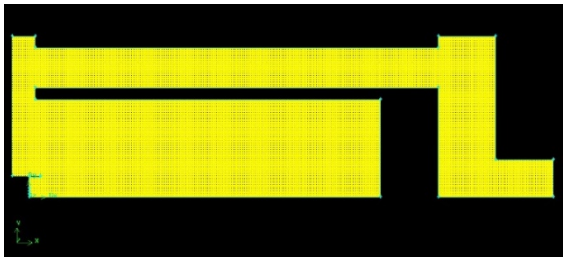
Model kazanın önden görünüşüne ait şematik resmi Şekil 2'de, yandan görünüşüne ait şematik resmi Şekil 3'de verilmiştir. Çalışmada kullanılan grid Şekil 4'te gösterilmiştir. Bu gridde toplam 195577 hücre bulunmaktadır. Geometri simetrik kabul edildiğinden yarısı hesaplanmıştır. Su ile temas eden tüm yüzeyler 353 K sıcaklıkta duvar olarak kabul edilmiştir. Çıkış bölgesi basınç çıkışı (pressure outlet), hava girişi hız girişi (velocity inlet) olarak alınmıştır.



Şekil 2. Model kazana ait ölçüler (önden görünüş)



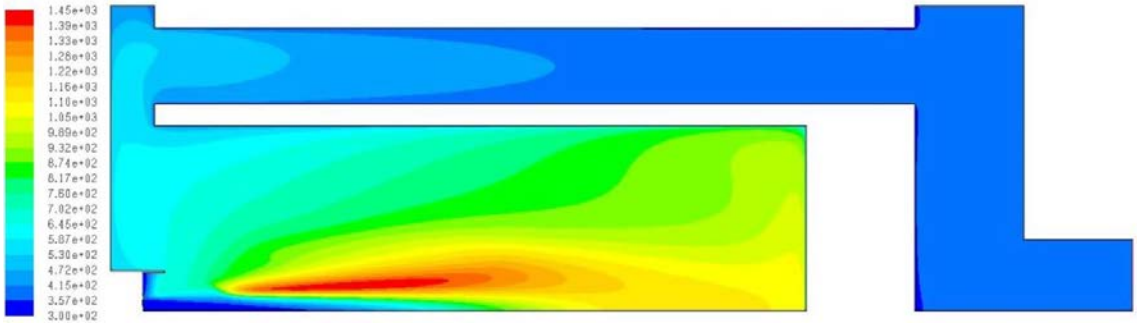
Şekil 3. Model kazana ait ölçüler (yandan görünüş)



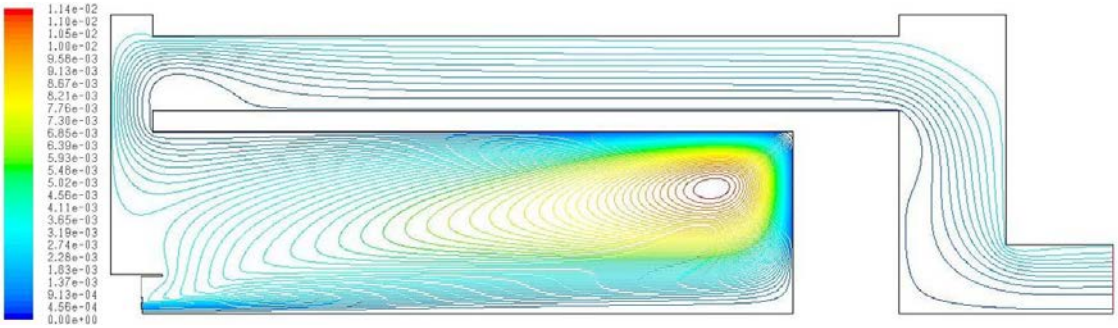
Şekil 4. Model kazana ait kullanılan grid yapısı

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

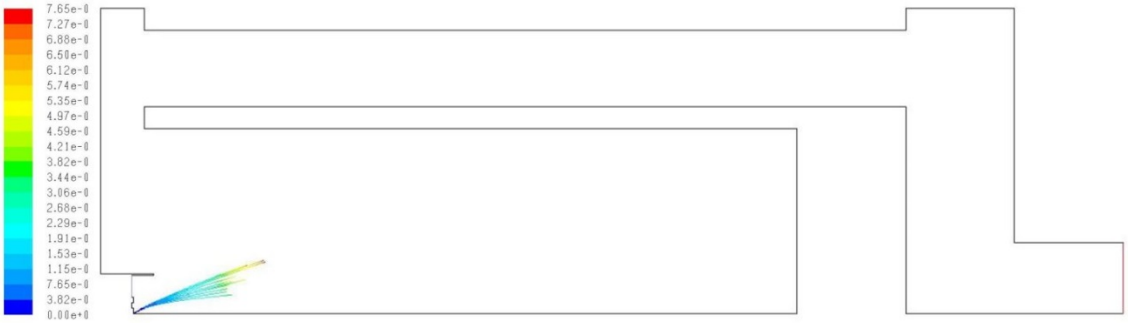
Şekil 5-8'de dizel yanmasının, Şekil 9-12'de etanol yanmasının sonuçları gösterilmiştir. Şekil 5'te dizel yakıtı yanması sonucu oluşan sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Yanma sonucu oluşan maksimum sıcaklık 1445 K olarak görülmektedir. Alev borusu çevresi ve duman boruları



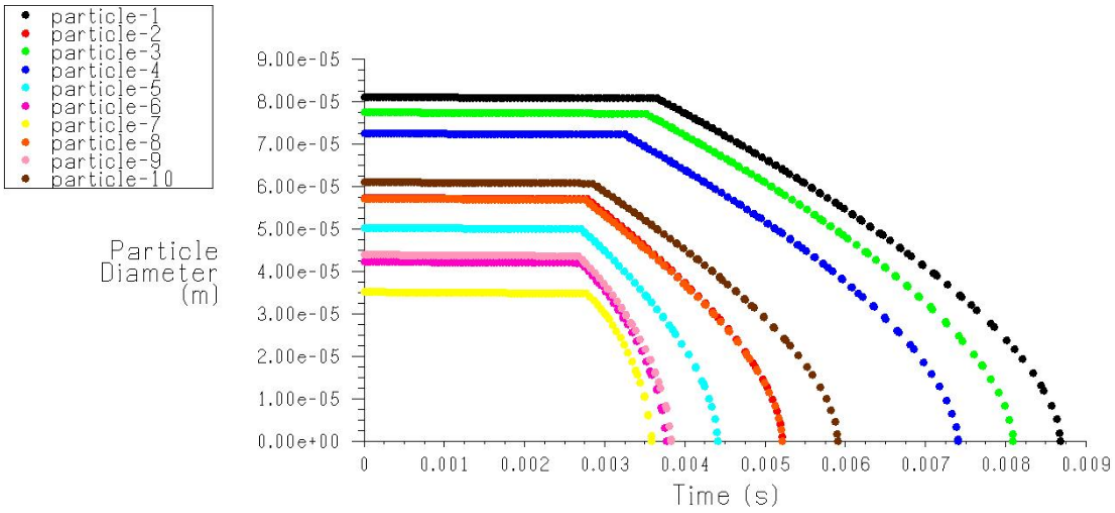
Şekil 5. Dizel yakıt yanması sonucu oluşan sıcaklık dağılımı



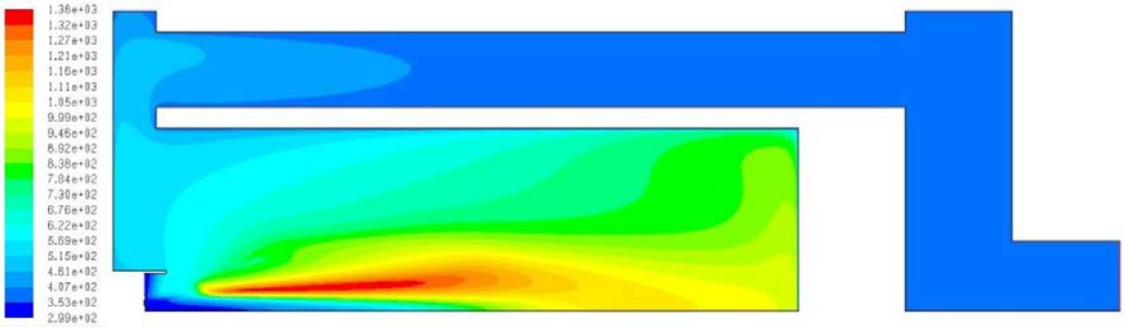
Şekil 6. Dizel yakıt yanması sonucu oluşan akım fonksiyonu



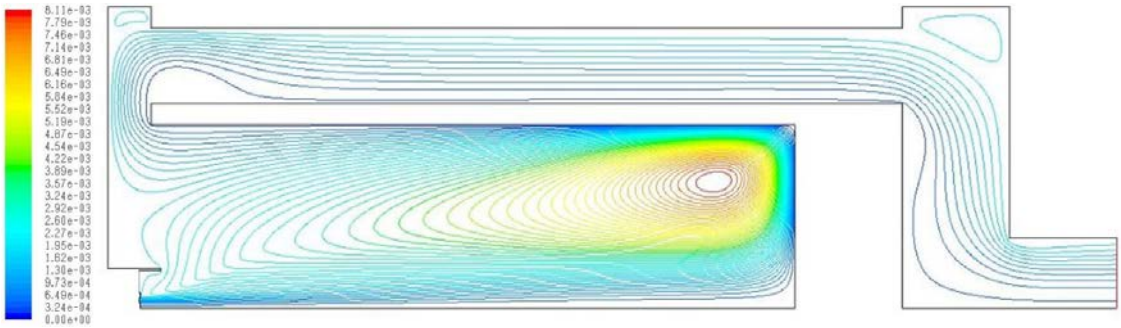
Şekil 7. Dizel yanmasında damlacık yörüngeleri



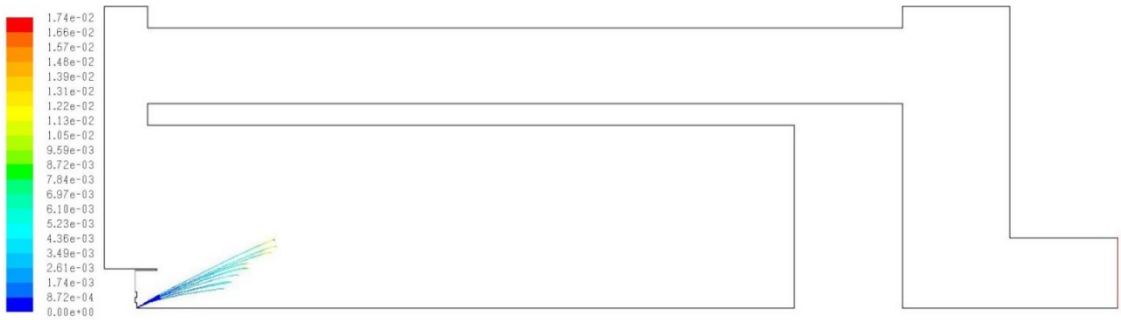
Şekil 8. Dizel yanması durumunda damlacık çaplarının zaman göre değişimi



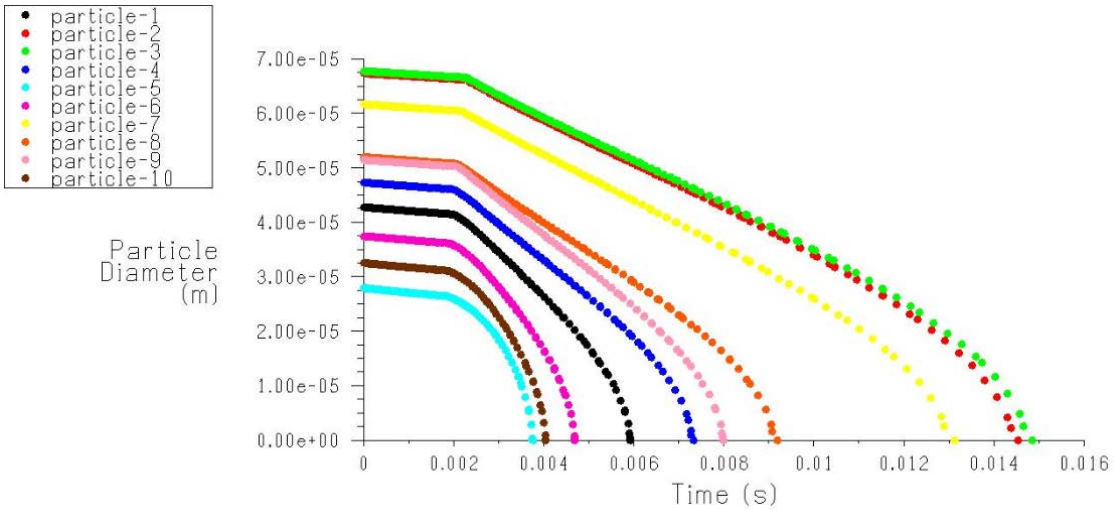
Şekil 9. Etanol yakıt yanması sonucu oluşan sıcaklık dağılımı



Şekil 10. Etanol yakıt yanması sonucu oluşan akım fonksiyonu



Şekil 11. Etanol yanmasında damlacık yörüngeleri



Şekil 12. Etanol yanması durumunda damlacık çaplarının zaman göre değişimi

etrafı su ile çevrili olduğundan yanma sonucu açığa çıkan ısı bu bölgelere transfer olmuştur. Duman borularından geçerek bacadan çıkan gazların kazan çıkış kesitindeki ortalama sıcaklığı 375 K olarak hesaplanmıştır. Şekil 6'da dizel yakıt yanması sonucu oluşan akım fonksiyonu görülmektedir. Yanma sonucu oluşan gazlar alev borusu içinde bir girdap oluşturmuş daha sonra düzgün bir şekilde duman borularından geçerek bacadan çıkmıştır. Şekil 7'de püskürtülen dizel yakıtının kazan içerisine girerken izlediği yörünge gösterilmiştir. Yakıtın püskürtme yarı açısı Pressure swirl atomizer modelinde 30º olarak girilmiştir. Şekil 8'de damlacık çaplarının zamana göre değişimi görülmektedir. Pressure swirl atomizer modelinin oluşturduğu dizel yakıt için en büyük damlacık çapı 80 µm olarak hesaplanmıştır. En büyük damlacığın daha uzun sürede yanarak yok olduğu görülmektedir.

Şekil 9'de etanol yakıtı yanması sonucu oluşan sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Yanma sonucu oluşan maksimum sıcaklık 1380 K olarak görülmektedir. Alev borusu çevresi ve duman boruları etrafı su ile çevrili olduğundan yanma sonucu açığa çıkan ısı bu bölgelere transfer olmuştur. Duman borularından geçerek bacadan çıkan gazların kazan çıkış kesitindeki ortalama sıcaklığı 363 K olarak hesaplanmıştır. Şekil 10'da etanol yakıt yanması sonucu oluşan akım fonksiyonu görülmektedir. Etanol için akım fonksiyonu dağılımı dizel yakıtı ile benzer durumdadır. Şekil 11'de püskürtülen etanol yakıtının kazan içerisine girerken izlediği yörünge gösterilmiştir. Yakıtın püskürtme açısı dizel yakıtı ile benzer şekilde 30º olarak girilmiştir. Şekil 12'de etanol damlacık çaplarının zamana göre değişimi görülmektedir. Pressure swirl atomizer modelinin oluşturduğu etanol yakıtı için en büyük damlacık çapı 67 µm olarak hesaplanmıştır. En büyük damlacığın daha uzun sürede yanarak yok olduğu görülmektedir.

Modelleme hesaplamaları, dizel ve etanol yakıtları için eşit hacimsel debide yapılmıştır. Bu nedenle suya transfer edilen ısıl güç dizel durumunda yaklaşık 33 kW, etanol durumunda ise 22 kW olmuştur. Dizel yanması durumunda maksimum sıcaklık enjeksiyon noktasından yaklaşık olarak 113 mm ileride oluşurken, etanolde ise yaklaşık olarak 105 mm ilerde oluşmuştur. Etanol yakıtı, buharlaşma noktasının dizelden daha düşük olması nedeniyle daha erken buharlaşmaya ve yanmaya başlamaktadır. Bu durum, damlacık çaplarının zamana göre değişimini gösteren Şekil 8 ve Şekil 12'den de görülmektedir. Brülörden püskürtülen yakıtın damlacıklarının oluşmasında yakıtın yoğunluğu, viskozitesi ve yüzey gerilimleri etkilidir. Etanol ve dizel yakıtının fiziksel ve kimyasal özellikleri incelendiğinde etanolde dizele göre daha küçük damlacık çaplarının oluşması beklenir. Damlacık çapları karşılaştırılırsa, çalışmada seçilen yüksek basınçlı atomizör modelinin beklentiye uygun damlacık spektrumu oluşturduğu görülmektedir.

4. SONUÇ

Yapılan modelleme çalışmaları, dizel ve etanol yakıtları için eşit hacimsel debide gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle suya transfer edilen ısıl güç etanol durumunda dizel durumuna göre daha düşük olmuştur. Etanol yanması sonucunda kazan içindeki maksimum sıcaklığın dizel yanmasından daha düşük olduğu görülmüştür. Etanol yakıtı, buharlaşma noktasının dizelden daha düşük olması nedeniyle daha erken buharlaşmaya ve yanmaya başlamaktadır. Brülörden püskürtülen yakıtın damlacıklarının oluşmasında yakıtın yoğunluğu, viskozitesi ve yüzey gerilimleri etkili olduğundan, etanol yakıtı kullanımında dizele göre daha küçük damlacık çapları oluşmaktadır. Dizel ve etanol yakıtlarının yanması sonucunda oluşan akım fonksiyonları benzer bir karakter göstermektedir.

5. KAYNAKLAR

[1] Özer S. Alkollerin içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılması, Derleme, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 19, Sayı 1. 2014

[2] Özer S., Özdalyan B. Sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda izobütanol-dizel yakıtı karışımlarının kullanılmasının egzoz emisyonu ve motor performansına etkileri 2013

[3] Saez A., Maradiaga F.A., Toledo M.. Liquid butane as an alternative fuel for diesel oil burners, Applied Thermal Engineering. 2012

[4] Zhang Q., Yao M., Zheng Z., Liu H., Xu J.,Experimental study of nbütanol addition on performance and emissions with diesel low temperature combustion, Energy. 2012

[5] Park H. S., Suh K. H., Lee S.C. Nozzle flow and atomization characteristics of ethanol blended biodiesel fuel, Renewable Enrgy. 2010

[6] Parag S., Raghavan V. Experimental investigation of burning rates of pure ethanol and ethanol blended fuels, Combustion and Flame. 2009

[7] Barroso J., Ballester J., Pina A. Some considerations about bioethanol combustion in oil-fired boilers, Fuel Processing Technology. 2010

[8] Fluent 6.3, Fluent User's Guide, 2006.

KATKILI PALM METİL ESTER + DIESEL ve BİYOETANOL KARIŞIMLARININ MOTOR PERFORMANS DEĞERLERİNİN BELİRLENMESİ

Mehmet Selman GÖKMEN[1], Mustafa ACAROĞLU[2]

[1]S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği ABD Konya
[2]S.Ü. Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bl. Enerji ABD Konya

ÖZET

Bu çalışmada Ham Palm yağından elde edilen palm metil esterinin belirli oranlarda Dizel, Biyoetanol, Etanol ve Katkı maddesi ile karıştırılarak yakıt özelliklerinin ve motor performans değerlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Yapılan çalışmalar 4 silindirli 1900 cc Turboşarj beslemeli Common-Rail sistemine sahip olan 105 BG gücünde bir dizel motor ile gerçekleştirilmiştir. Motor dinamometresi kullanılarak motor performans ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen veriler istatistiksel olarak incelenmiştir ve 3 tekrar ile yapılarak sonuçların ortalamaları alınmıştır. Sonuçlar incelendiğinde maksimum tork değerinin 2000 devirde de 165.97 Nm olarak %86 Dizel (D) + %7 Palm Metil Esteri (PME) + %5 Biyoetanol (BE) + %1 Katkı Maddesi (K) + %1 Etanol (E) karışımında, maksimum güç değerinin 3000 devir de 42.17 kW ve minimum özgül yakıt tüketiminin ise 3500 devirde 157.32 g/kWh olarak %88 D+ %5 PME + %5 BE + %1 K + %1 E karışımında elde edildiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Biyodizel, Biyoetanol, Beraid, Metil Ester, Palm

ABSTRACT

DETERMINATION OF ADDITIVE PALM METHY ESTER + DIESEL + BIOETHANOL BLENDS'S FUEL PROPERTIES AND ENGINE PERFORMANCE VALUES

In this study, blends of palm methyl ester (acquired crude palm oil) with Diesel, Bioethanol, Ethanol and Fuel additive mixing certain volumetric ratios and goal of this study is determination engine performance and fuel properties of blends. Experiments performed with 1900 cc 4 cylinders and 4 stroke 105 HP diesel engine and it equipped with Common-Rail system. Hydraulic Engine dynamometer used for performance measurements. Results performed 3 times and average values evaluated. As result, maximum Torque value observed at 2000 rpm as 165,97 Nm with %86 Diesel (D) + %7 Palm Methyl Ester (PME) + %5 Bioethanol (BE) + %1 Additive (K) + %1 Ethanol (E) and max. Power value observed at 3000 rpm as 42.17 kW and min. Specific fuel consumption value observed at 3500 rpm as 157.32 g/kWh with %88 D + %5 PME + %5 BE + %1 K + %1 E blends

Keywords: Biodiesel, Bioethanol, Beraid, Methyl Ester, Palm

1. GİRİŞ

Günümüzde petrol kökenli yakıtların gerek NOx oluşumları gerekse kimyasal özellikleri açısından çevreye vermiş oldukları zararlar bilinmektedir. Özellikle sanayi devriminden itibaren başlayan ve gelişimini hala sürdürmekte olan içten yanmalı motorlar ile dıştan yanmalı motorların insanların yaygın olarak kullanımına olanak tanınması ile birlikte petrol kökenli yakıtlar hem daha çok tüketilen bir enerji kaynağı hem de neredeyse en önemli kirletici halini almıştır**[1-64]**. Bu çalışmada ise fosil kaynaklı diesel yakıtına alternatif olarak biyodizel yakıtlar ile ilgili bir araştırma ve özellikler Palm yağı ile biyodizel eldesi ve motor performansına olan etkileri incelenmiştir **[100-180]**. Bu çalışmada biyodizel yakıtının tarihçesinden başlayarak palm biyodizel yakıtının motor performansına olan etkileri farklı karışım oranlarında denenerek sunulmuştur. Bu çalışmada motor performans değerlerinin ölçülmesinde Motor dinamometresi, Fiat 1.9 Multijet Diesel motoru, AVL basınç sensör düzeneği ve yazılımı kullanılmıştır.

2.MATERYAL VE YÖNTEM

Yapılan araştırmalarda ve standartlarda yakıt testlerinin tekrarlı ve şahit ile kıyaslı olması istenmektedir. Bu çalışmada şahit yakıt olarak Shell firmasından diesel yakıtı temin edilmiştir. Aynı zamanda Teknik Eğitim Yakıt laboratuvarında mevcut palm yağı temin edilmiştir. Karışımda Beraid ED 10 katkı maddesi kullanılmıştır. Palm yağı biyodizeli reaktör kullanılarak üretilmiştir. Elde edilen biyodizel teknoloji fakültesi motor

atölyesinde bulunan hidrolik dinamometreye bağlı olan Multijet 4 silindirli 1900 cc 105 BG Fiat Doblo motoru ile test edilmiştir. Elde edilen biyodizel yakıtının viskozite, yoğunluk değerleri yine teknoloji fakültesindeki yoğunluk ölçüm cihazı ve viskozite ölçüm cihazı ile yapılmıştır. Yapılan testler 3 tekrarlı olarak yapılmış ve değerlerin ortalaması alınmıştır. Yoğunluk ölçümleri ise 5 tekrarlı yapılıp ortalaması alınmıştır. Yakıt tüketim ölçümleri motor atölyesinde bulunan hassas terazi ile kütlesel yöntemle yapılmıştır. Deneyler tam yükte yapılmıştır ve performans parametreleri TS1231 standardına göre ölçülmüştür.

Karışım oranlarının ve yakıt karışımlarının tespit edilmesi

Palm biyodizeli ve ilgili yakıt karışımları tespit edilirken katkı maddesinin oranı %1 olarak sabit tutulmuştur. Beraid karışımlarının maksimum %2 – 3 civarında kullanılması tavsiye edilmektedir **[65-156]**. Aynı zamanda %1 oranında etanolde eklenmiştir. Karışım miktarları aşağıdaki Şekilde belirlenmiştir;

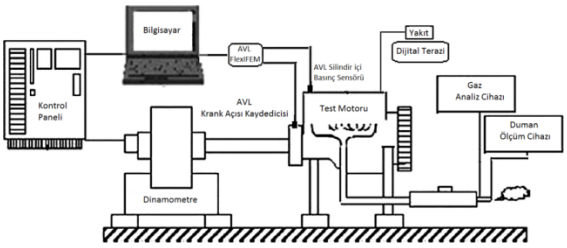
- **% 100 Dizel (Şahit yakıt)**
- **%88 Dizel+ %5 Palm Metil Esteri (PME)+ %5 Biyoetanol (BE)+ %1 Katkı+ %1 Etanol (K3)**
- **%86 D + %7 PME + %5 BE + %1 K + %1 E (K2)**
- **%83 D + %10 PME + %5 BE + %1 K + %1 E (K1)**

Testler 1000 rpm den başlanarak 500 rpm aralıklar ile 4000 rpm e kadar kademeli olarak yapılmıştır. Her bir aralıkta özgül yakıt tüketimi, motor gücü, motor torku, ısıtma suyu sıcaklığı değerleri ölçülmüş ve not edilmiştir.

Aşağıda hidrolik dinamometre ile ilgili teknik özellikler Tablo 3 de verilmiştir.

3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Yapılan bu çalışma test sonuçları motor momenti, Özgül yakıt tüketimi, Motor gücü, Soğutma suyu sıcaklıkları bakımından değerlendirilmiş ve karışım değerleri şahit dizel yakıtı değerleri ile kıyaslanmıştır. Bu değerler grafiksel olarak tek tek incelenmiş ve açıklanmıştır.



Şekil 1 Motor Test Düzeneği

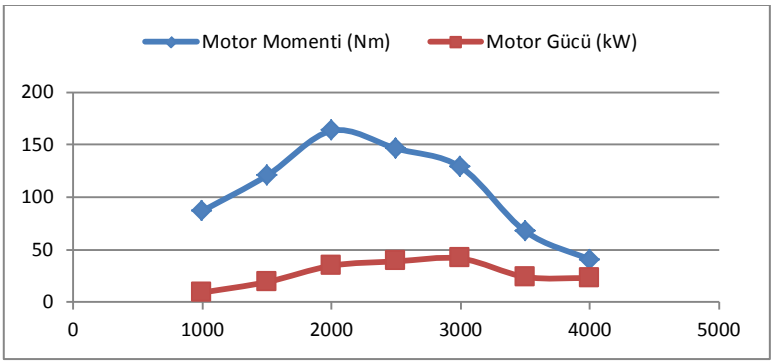
3.1 %83 Dizel + %10 Palm ME +%5 Biyoetanol + %1 Katkı +%1 Etanol Karışımı (K1)

Bu karışımda denemeler sonucu elde edilen değerler aşağıda Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1. %83 D + %10 PME + %5 BE + %1 K + %1 E Karışımı Test Sonuçları

Devir (rpm)	Motor Momenti (Nm)	Motor Gücü (kW)	Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı (°C)	be (g/kWh)
1000	87,09	9,36	115,9	410,26
1500	120,82	19,4	116,7	353,46
2000	163,32	34,87	118,2	247,78
2500	146,4	38,99	120,2	244,68
3000	128,59	41,6	124,3	269,80
3500	67,56	24,2	128,3	326,13
4000	40,65	23,1	132,1	278,88

Tablodaki veriler incelendiğinde devirin artışı ile birlikte Motor Momenti belirli bir noktaya kadar artışına devam etmektedir. 2500 rpm noktasına geldikten sonra ise azalmaya başlamaktadır. Motor gücü değeri maksimum noktasına 3000 rpm de ulaşırken minimum özgül yakıt tüketiminin 2500 rpm değerinde elde edildiği görülmektedir.



Şekil 2. %83 D + %10 PME + %5 BE + %1 K + %1 E Karışımı Moment/Güç değerleri

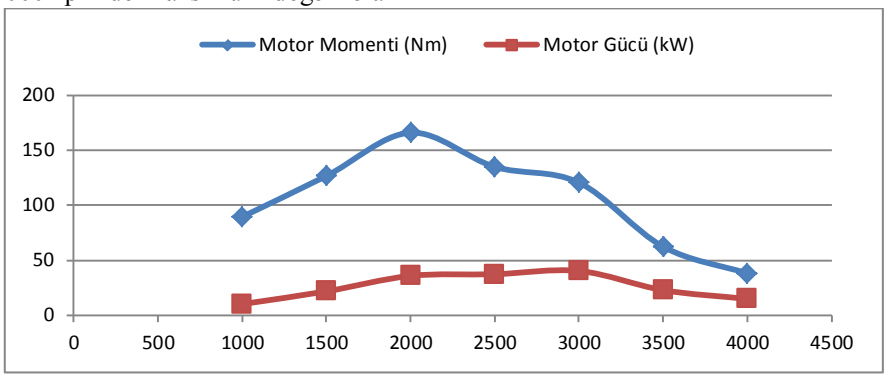
3.2 %86 Dizel + %7 Palm ME + %5 Biyoetanol + %1 Katkı + %1 Etanol Karışımı (K2)

Bu karışımda elde edilen değerler aşağıda Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. %86 D + %7 PME + %5 BE + %1 K + %1 E Karışımı Test Sonuçları

Devir (rpm)	Motor Momenti (Nm)	Motor Gücü (kW)	Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı (°C)	be (g/kWh)
1000	89,49	10,19	116,3	341,89
1500	126,64	21,76	116,7	264,71
2000	165,97	35,82	117,8	268,01
2500	134,9	37,35	120,4	158,35
3000	120,62	40,31	123,6	280,68
3500	62,38	22,88	128,4	332,17
4000	38,07	14,88	130,8	362,90

Tablodan elde ettiğimiz değerleri inceleyecek olursak eğer Motor momenti değerinin 2000 rpm de maksimum değerine ulaşırken motor gücü değerinin ise 3000 rpm de maksimum değeri olan 40,31 kW a ulaştığı görülmüştür. Özgül yakıt tüketimi ise 2500 rpm değerinde 158,35 h/kWh olarak minimum değerindedir.



Şekil 3. %86 D + %7 PME + %5 BE + %1 K + %1 E Karışımı Moment/Güç değerleri

3.3 %88 Dizel + %5 Palm ME + %5 Biyoetanol + %1 Katkı + %1 Etanol Karışımı (K3)

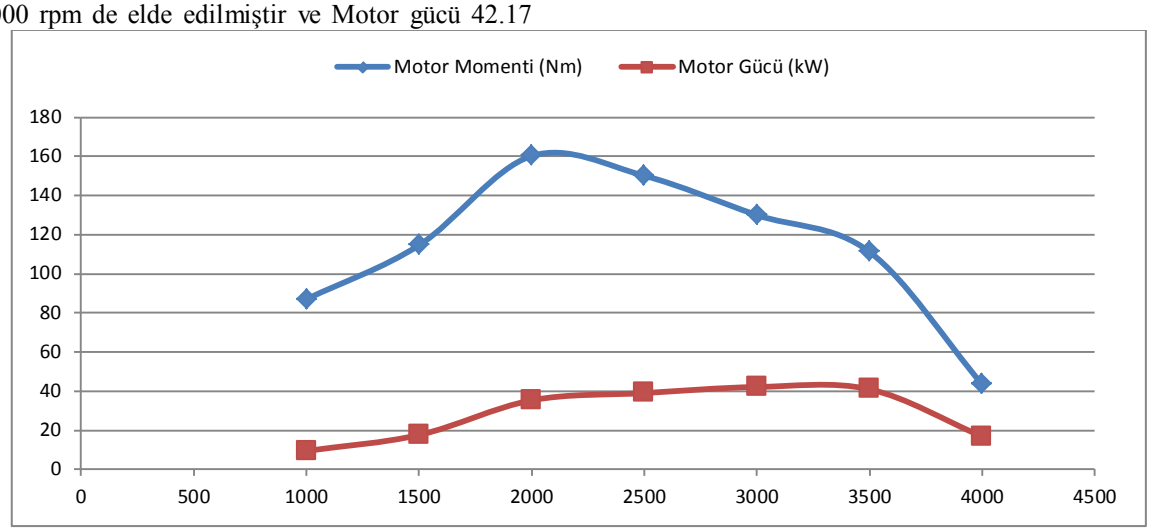
Bu karışım ile ilgili olarak elde edilen değerler Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 3. %88 D+ %5 PME + %5 BE + %1 K + %1 E Karışımı Test Sonuçları

Devir (rpm)	Motor Momenti (Nm)	Motor Gücü (kW)	Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı (°C)	be (g/kWh)

1000	87,06	9,48	106,15	269,50
1500	114,65	17,63	110,2	317,64
2000	160,27	35,37	112,5	289,27
2500	150,16	39,06	138,8	254,99
3000	130,07	42,17	124,4	221,96
3500	111,24	41	129,7	157,32
4000	43,52	16,87	132,1	401,69

Bu karışımdaki değerler özgül yakıt tüketimi değerlerine bakılarak devirlerde farklılıklar göstermektedir. Motor momenti 160,27 Nm olarak 2000 rpm de elde edilmiştir ve Motor gücü 42.17 kW olarak 3000 rpm de elde edilmiştir. Özgül yakıt tüketimi değeri ise bu karışımda 3500 rpm de minimum değerine ulaşmıştır.



Şekil 4. %88 D+ %5 PME + %5 BE + %1 K + %1 E Karışımı Moment/Güç değerleri

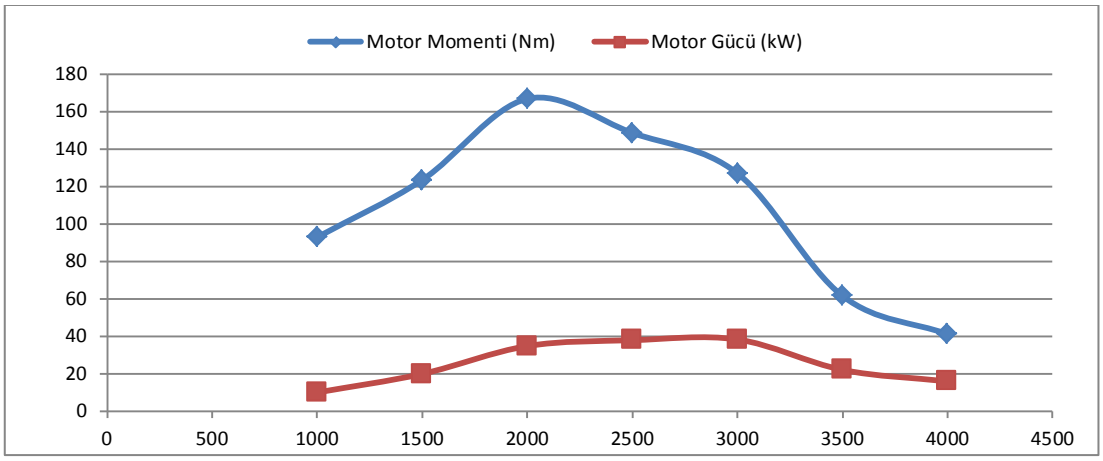
3.4 %100 Dizel yakıtı (Şahit Yakıt)

Shell firmasından tedarik edilen dizel yakıtı ile yapmış olduğumuz deneyin verileri ise aşağıda Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. %100 Dizel yakıtı Test Sonuçları

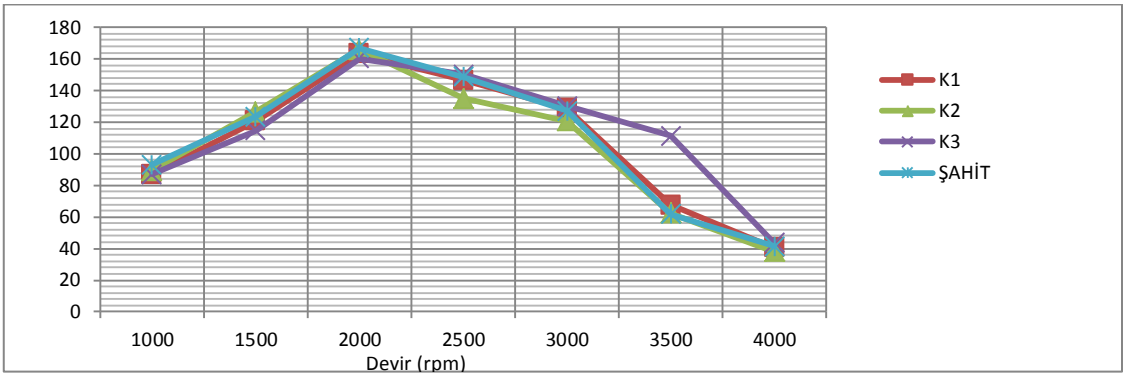
devir (rpm)	Motor Momenti (Nm)	Motor Gücü (kW)	Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı (°C)	be (g/kWh)
1000	93,04	10,24	106,15	255,68
1500	123,6	20,15	110,2	244,17
2000	166,86	34,99	112,5	236,64
2500	148,68	38,11	138,8	214,12
3000	127,1	38,52	124,4	214,95
3500	61,75	22,29	129,7	323,01
4000	41,35	16,16	132,1	375,20

İlgili yakıtta verilen değerler göz önüne alındığı zaman maksimum Motor momenti 2000 rpm de 166.86 Nm ve motor gücü 38.52 kW olarak 3000 rpm de görülmüştür. Özgül yakıt tüketimi ise 2500 devir de 214.12 g/kWh olarak ölçülmüştür.



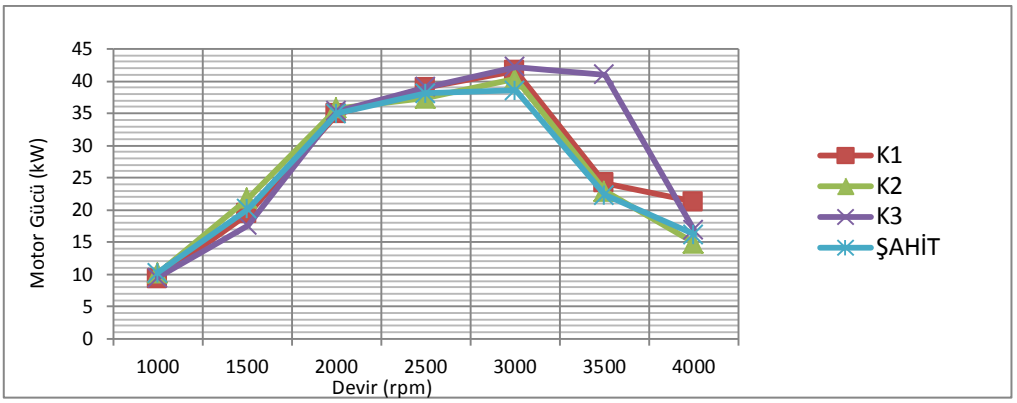
Şekil 5. %100 Dizel yakıtı Moment/Güç değerleri

Sonuçları Motor Momenti açısından ele almamız gerekirse eğer, mevcut olan bütün verileri bir grafikte toplayarak Şekil 6'daki grafiği elde edebiliriz.



Şekil 6. Tüm Karışımların Motor Momentleri Açısından Kıyaslanması

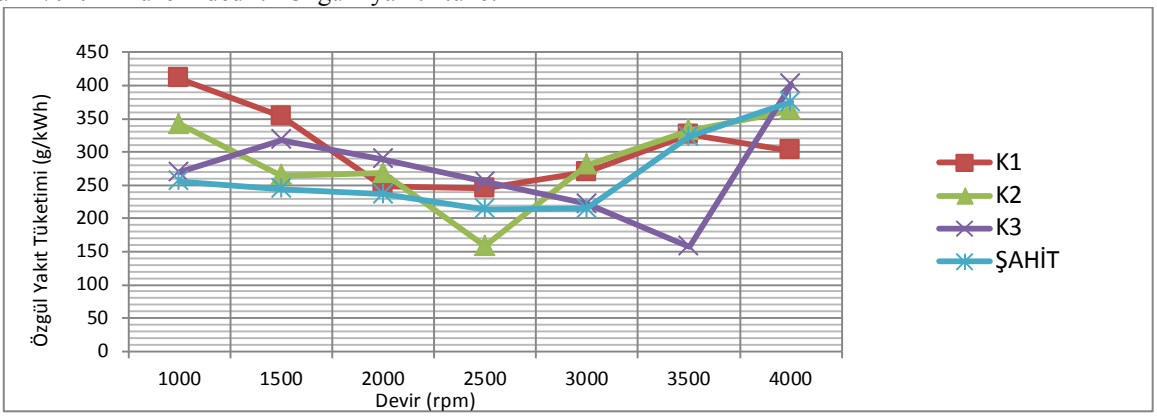
Grafikte de görüldüğü üzere bütün yakıt türlerinde maksimum motor momenti 1750 – 2250 rpm arasında oluşmaktadır fakat burada dikkatimizi çekmesi gereken önemli bir konu daha vardır buda hangi karışımın daha uzun süre boyunca motor momenti değerini sağlayabildiğidir. Grafikten de görüldüğü üzere K3 yakıt karışımı 3500 rpm değerine kadar 116 Nm tork sağlayabilmekte iken diğer karışımlarda bu devirde tork 60-80 Nm arasına kadar düşmektedir. Bu tork düşüşü ideal parametreler ile karşılaştırıldığı zaman normal gibi gözükse de K3 dizel karışımı bu açıdan Şahit dizel yakıtı ve diğer karışımların bir adım öne geçmiştir. Motor gücü olarak değerleri incelediğimiz zaman ise yine tüm karışımlardaki değerleri tek bir grafiğe toplayarak Şekil 7'deki grafiği elde edebiliriz.



Şekil 7. Tüm Karışımların Motor Gücü Açısından Kıyaslanması

Bu grafikte motor gücü değerlerinin tüm karışımlar için 2750 – 3250 rpm aralığında maksimum değerine ulaştığı görülmüştür. Fakat burada da dikkatimizi çeken husus %88'lik karışımdaki ayrıcalıktır. Burada da görüldüğü üzere K3 karışımı motor gücü değerini 3500 rpm e kadar diğer yakıt

karışımlarına oranla daha iyi düzeyde korumaktadır ve güç kaybı bariz olarak 3500 rpm den sonra başlamaktadır. Diğer yakıt karışımlarında 20-25 kW civarında güç üretilirken K3 karışımında bu oran %40'ın üzerindedir. Özgül yakıt tüketimi değerleri açısından tüm verileri tek grafikte toplayarak incelersek eğer Şekil 4.24 deki grafiği elde edebiliriz.



Şekil 8. Tüm Karışımların Min. Özgül Yakıt Tüketimi Açısından Kıyaslanması

Bu grafikte görüldüğü üzere tüm yakıt karışımlarının farklı kimyasal yapıları olduğu için değerlerde bir ayrışma ve daha heterojen bir yapı söz konusudur. K2 karışımında 2500 rpm de minimum özgül yakıt tüketimi değerini sağlar iken %100 dizel yakıtının minimum değeri 200 g/kWh değerinin üzerinde kalmıştır. Özgül yakıt tüketimi değeri açısından en iyi değerleri K2 ve K3 karışımları sağlamakta iken K1 karışımının özgül yakıt tüketimi değerleri beklenen değerin daha üstündedir. Dikkat çeken bir konu ise şudur, %88'lik karışım 3500 rpm devirde minimum özgül yakıt tüketimini sağlamaktadır ve bu diğer karışımların özgül yakıt tüketimleri ile de kıyaslandığı zaman en düşük olan değerdir. K2 karışımı ise 2500 rpm de minimum özgül yakıt tüketimini sağlamaktadır. Bu değer ise diğer karışımlar içerisindeki en düşük 2. Değer olma özelliğini taşımaktadır. Bu yakıt karışımlarını Şahit dizel yakıtı ve K1 karışımı takip etmektedir.

4. Sonuçlar

Motor Momenti (Tork Değerleri)

- Bütün yakıt türlerinde maksimum motor momenti 1750 – 2250 rpm arasında oluşmaktadır.
- Fakat burada dikkatimizi çekmesi gereken önemli bir konu daha vardır buda hangi karışımın daha üzün süre boyunca motor momenti değerini sağlayabildiğidir.
- Sonuçlardan da görüldüğü üzere K3 yakıt karışımı 3500 rpm değerine kadar 116 Nm tork sağlayabilmekte iken diğer karışımlarda bu devirde tork 60-80 Nm arasına kadar düşmektedir.
- Bu tork düşüşü ideal parametreler ile karşılaştırıldığı zaman normal gibi gözükse de K3 dizel karışımı bu açıdan Şahit dizel yakıtı ve diğer karışımların bir adım öne geçmiştir.

Motor Gücü Değerleri

- Motor gücü değerlerinin tüm karışımlar için 2750 – 3250 rpm aralığında maksimum değerine ulaştığı görülmüştür.
- Fakat burada da dikkatimizi çeken husus %88'lik karışımdaki ayrıcalıktır. Burada da görüldüğü üzere K3 karışımı motor gücü değerini 3500 rpm e kadar diğer yakıt karışımlarına oranla daha iyi düzeyde korumaktadır ve güç kaybı bariz olarak 3500 rpm den sonra başlamaktadır.
- Diğer yakıt karışımlarında 20-25 kW civarında güç üretilirken K3 karışımında bu oran %40'ın üzerindedir.

Özgül Yakıt Tüketim Değerleri

- Tüm yakıt karışımlarının farklı kimyasal yapıları olduğu için değerlerde bir ayrışma ve daha heterojen bir yapı söz konusudur.
- K2 karışımında 2500 rpm de minimum özgül yakıt tüketimi değerini sağlar iken %100 dizel yakıtının minimum değeri 200 g/kWh değerinin üzerinde kalmıştır.
- Özgül yakıt tüketimi değeri açısından en iyi değerleri K2 ve K3 karışımları sağlamakta iken K1 karışımının özgül yakıt tüketimi değerleri beklenen değerin daha üstündedir.
- Dikkat çeken bir konu ise şudur, %88'lik karışım 3500 rpm devirde minimum özgül yakıt tüketimini sağlamaktadır ve bu diğer karışımların özgül yakıt tüketimleri ile de kıyaslandığı zaman en düşük olan değerdir.
- K2 karışımı ise 2500 rpm de minimum özgül yakıt tüketimini sağlamaktadır. Bu değer ise diğer karışımlar içerisindeki en düşük 2. Değer olma özelliğini taşımaktadır.
- Bu yakıt karışımlarını Şahit dizel yakıtı ve K1 karışımı takip etmektedir.

5. Öneriler

Bu elde edilen sonuçlara göre farklı yakıt karışımlarının özellikle diesel motorlarda kullanılabilmesi için;

Isıl değeri birbirine yakın yakıtlar karışım yapılmalıdır. **[157-180]**

Yanmanın tam olabilmesi için parlama noktası uygun yakıt türleri seçilmelidir **[181-192].**

Uygun tork ve güç eldesi için faz ayrışmasını en aza indirgeyecek ve daha az heterojen yapıdaki yakıtlar tercih edilmeli veya bu özelliği dengeleyebilecek yakıt türlerinden karışım yapılmalıdır **[140-205].**

Diesel araçlarda 4 farklı yakıt karışımı kullanabilmek için mutlaka setan sayısı yüksek bir yakıt karışım olarak kullanılmalıdır **[96-211].**

Motor performans değerlerinin tam olarak sağlanabilmesi için bu tip çalışmaların farklı karışım oranlarında da denenmesi gerekmektedir **[1-45, 90-126, 160-211].**

KAYNAKLAR

[1]. Abdul-Manan AFN, Baharuddin A, Chang LW, 2014. A detailed survey of the palm and biodiesel industry landscape in Malaysia. Energy, 76, 931-41.

[2]. Abedin MJ, Masjuki HH, Kalam MA, Sanjid A, Rahman SMA, Fattah IMR, 2014. Performance, emissions, and heat losses of palm and jatropha biodiesel blends in a diesel engine. Industrial Crops and Products, 59, 96-104.

[3]. Abu-Hamdeh NH, Alnefaie KA, 2015. A comparative study of almond and palm oils as two bio-diesel fuels for diesel engine in terms of emissions and performance. Fuel, 150, 318-24.

[4]. Acaroğlu, M., 2014, Alternatif Enerji Kaynakları, Genişletilmiş 3. Baskı, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara.

[5]. Acaroğlu, M., Ünaldı, M., Aydoğan, H., 2010, Yakıtlar ve Yanma, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara.

[6]. Acevedo JC, Hernandez JA, Valdes CF, Khanal SK, 2015. Analysis of operating costs for producing biodiesel from palm oil at pilot-scale in Colombia. Bioresource technology, 188, 117-23.

[7]. Agarwal AK, 2007. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. Progress in Energy and Combustion Science, 33, 3, 233-71.

[8]. Agarwal AK, Gupta T, Shukla PC, Dhar A, 2015. Particulate emissions from biodiesel fuelled CI engines. Energy Conversion and Management, 94, 311-30.

[9]. Aghel B, Rahimi M, Sepahvand A, Alitabar M, Ghasempour HR, 2014. Using a wire coil insert for biodiesel production enhancement in a microreactor. Energy Conversion and Management, 84, 541-9.

[10]. Alamu OJ, Waheed MA, Jekayinfa SO, 2008. Effect of ethanol–palm kernel oil ratio on alkali-catalyzed biodiesel yield. Fuel, 87, 8-9, 1529-33.

[11]. Ali EN, Tay CI, 2013. Characterization of Biodiesel Produced from Palm Oil via Base Catalyzed Transesterification. Procedia Engineering, 53, 7-12.

[12]. Alptekin E, Canakci M, 2008. Determination of the density and the viscosities of biodiesel–diesel fuel blends. Renewable Energy, 33, 12, 2623-30.

[13]. Alves SM, Mello VS, Medeiros JS, 2013. Palm and soybean biodiesel compatibility with fuel system elastomers. Tribology International, 65, 74-80.

[14]. An H, Yang WM, Li J, 2015. Numerical modeling on a diesel engine fueled by biodiesel–methanol blends. Energy Conversion and Management, 93, 100-8.

[15]. Anand K, Sharma RP, Mehta PS, 2011. Experimental investigations on combustion, performance and emissions characteristics of neat karanji biodiesel and its methanol blend in a diesel engine. Biomass and Bioenergy, 35, 1, 533-41.

[16]. Ashraful AM, Masjuki HH, Kalam MA, Rashedul HK, Sajjad H, Abedin MJ, 2014. Influence of anti-corrosion additive on the performance, emission and engine component wear characteristics of an IDI diesel engine fueled with palm biodiesel. Energy Conversion and Management, 87, 48-57.

[17]. ASTM D4052 - 09 Standard Test Method for Density, Relative Density, and API Gravity of Liquids by Digital Density Meter

[18]. Atabani AE, Mahlia TMI, Masjuki HH, Badruddin IA, Yussof HW, Chong WT, Lee KT, 2013. A comparative evaluation of physical and chemical properties of biodiesel synthesized from edible and non-edible oils and study on the effect of biodiesel blending. Energy, 58, 296-304.

[19]. Atadashi IM, Aroua MK, Abdul Aziz AR, Sulaiman NMN, 2014. Removal of residual palm oil-based biodiesel catalyst using membrane ultra-filtration technique: An optimization study. Alexandria Engineering Journal, 53, 3, 705-15.

[20]. Atmanli A, Ileri E, Yuksel B, Yilmaz N, 2015. Extensive analyses of diesel–vegetable oil–n-butanol ternary blends in a diesel engine. Applied Energy, 145, 155-62.

[21]. Aydoğan, H., 2006, Diesel Motorlarında Çeşitli Yakıt Enjeksiyon Sistemlerinin Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi, Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 88.

[22]. Barradas Filho AO, Barros AKD, Labidi S, Viegas IMA, Marques DB, Romariz ARS, de Sousa RM, Marques ALB, Marques EP, 2015. Application of artificial neural networks to predict viscosity, iodine value and induction period of biodiesel focused on the study of oxidative stability. Fuel, 145, 127-35.

[23]. Bayraktar H, 2008. An experimental study on the performance parameters of an experimental CI engine fueled with diesel–methanol–dodecanol blends. Fuel, 87, 2, 158-64.

[24]. Bazargan A, Kostić MD, Stamenković OS, Veljković VB, McKay G, 2015. A calcium oxide-based catalyst derived from palm kernel shell gasification residues for biodiesel production. Fuel, 150, 519-25.

[25]. Behçet R, Oktay H, Çakmak A, Aydin H, 2015. Comparison of exhaust emissions of biodiesel–diesel fuel blends produced from animal fats. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 46, 157-65.

[26]. Benjumea P, Agudelo J, Agudelo A, 2008. Basic properties of palm oil biodiesel–diesel blends. Fuel, 87, 10-11, 2069-75.

[27]. Benjumea P, Agudelo J, Agudelo A, 2009. Effect of altitude and palm oil biodiesel fuelling on the performance and combustion characteristics of a HSDI diesel engine. Fuel, 88, 4, 725-31.

[28]. Biktashev SA, Usmanov RA, Gabitov RR, Gazizov RA, Gumerov FM, Gabitov FR, Abdulagatov IM, Yarullin RS, Yakushev IA, 2011. Transesterification of rapeseed and palm oils in supercritical methanol and ethanol. Biomass and Bioenergy, 35, 7, 2999-3011.

[29]. Boey P-L, Maniam GP, Hamid SA, Ali DMH, 2011. Utilization of waste cockle shell (Anadara granosa) in biodiesel production from palm olein: Optimization using response surface methodology. Fuel, 90, 7, 2353-8.

[30]. Buasri A, Worawanitchaphong P, Trongyong S, Loryuenyong V, 2014. Utilization of Scallop Waste Shell for Biodiesel Production from Palm Oil – Optimization Using Taguchi Method. APCBEE Procedia, 8, 216-21.

[31]. Canakci M, Ozsezen AN, Arcaklioglu E, Erdil A, 2009. Prediction of performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with biodiesel produced from waste frying palm oil. Expert Systems with Applications, 36, 5, 9268-80.

[32]. César AdS, Batalha MO, 2013. Brazilian biodiesel: The case of the palm's social projects. Energy Policy, 56, 165-74.

[33]. Chang Y-C, Lee W-J, Wu TS, Wu C-Y, Chen S-J, 2014. Use of water containing acetone–butanol–ethanol for NOx-PM (nitrogen oxide-particulate matter) trade-off in the diesel engine fueled with biodiesel. Energy, 64, 678-87.

[34]. Chen G, Shan R, Shi J, Yan B, 2014. Ultrasonic-assisted production of biodiesel from transesterification of palm oil over ostrich eggshell-derived CaO catalysts. Bioresource technology, 171, 428-32.

[35]. Chen L, Liu Z, Sun P, Huo W, 2015. Formulation of a fuel spray SMD model at atmospheric pressure using Design of Experiments (DoE). Fuel, 153, 355-60.

[36]. Cheng J, Li T, Peng N, Huang R, Zhou J-H, Cen K-F, 2015. Combustion dynamics of biodiesel produced by supercritical methanol transesterification. Fuel Processing Technology, 131, 409-13.

[37]. Cheng X, Ng HK, Gan S, Ho JH, Pang KM, 2015. Development and validation of a generic reduced chemical kinetic mechanism for CFD spray combustion modelling of biodiesel fuels. Combustion and Flame, 162, 6, 2354-70.

[38]. Cheung CS, Zhu L, Huang Z, 2009. Regulated and unregulated emissions from a diesel engine fueled with biodiesel and biodiesel blended with methanol. Atmospheric Environment, 43, 32, 4865-72.

[39]. Chew KV, Haseeb ASMA, Masjuki HH, Fazal MA, Gupta M, 2013. Corrosion of magnesium and aluminum in palm biodiesel: A comparative evaluation. Energy, 57, 478-83.

[40]. Cho HJ, Kim J-K, Ahmed F, Yeo Y-K, 2013. Life-cycle greenhouse gas emissions and energy balances of a biodiesel production from palm fatty acid distillate (PFAD). Applied Energy, 111, 479-88.

[41]. Cho HJ, Kim J-K, Hong SW, Yeo Y-K, 2012. Development of a novel process for biodiesel production from palm fatty acid distillate (PFAD). Fuel Processing Technology, 104, 271-80.

[42]. Cho HJ, Kim SH, Hong SW, Yeo Y-K, 2012. A single step non-catalytic esterification of palm fatty acid distillate (PFAD) for biodiesel production. Fuel, 93, 373-80.

[43]. Chong CT, Hochgreb S, 2011. Measurements of laminar flame speeds of liquid fuels: Jet-A1, diesel, palm methyl esters and blends using particle imaging velocimetry (PIV). Proceedings of the Combustion Institute, 33, 1, 979-86.

[44]. Chong CT, Hochgreb S, 2015. Spray and combustion characteristics of biodiesel: Non-reacting and reacting. International Biodeterioration & Biodegradation, 102, 353-60.

[45]. Chongkhong S, Tongurai C, Chetpattananondh P, 2009. Continuous esterification for biodiesel production from palm fatty acid distillate using economical process. Renewable Energy, 34, 4, 1059-63.

[46]. Chongkhong S, Tongurai C, Chetpattananondh P, Bunyakan C, 2007. Biodiesel production by esterification of palm fatty acid distillate. Biomass and Bioenergy, 31, 8, 563-8.

[47]. Coniglio L, Bennadji H, Glaude PA, Herbinet O, Billaud F, 2013. Combustion chemical kinetics of biodiesel and related compounds (methyl and ethyl esters): Experiments and modeling – Advances and future refinements. Progress in Energy and Combustion Science, 39, 4, 340-82.

[48]. Coniglio L, Coutinho JAP, Clavier J-Y, Jolibert F, Jose J, Mokbel I, Pillot D, Pons M-N, Sergent M, Tschamber V, 2014. Biodiesel via supercritical ethanolysis within a global analysis "feedstocks-conversion-engine" for a sustainable fuel alternative. Progress in Energy and Combustion Science, 43, 1-35.

[49]. Çelik, M.B., Çolak, A., 2008, Buji Ateşlemeli Bir Motorda Alternatif Yakıt Olarak Saf Etanolun Kullanılması, Gazi Üniversitesi, Mühendislik Ve Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 23, no 3, 619-626.

[50]. Daud NM, Sheikh Abdullah SR, Abu Hasan H, Yaakob Z, 2015. Production of biodiesel and its wastewater treatment technologies: A review. Process Safety and Environmental Protection, 94, 487-508.

[51]. de Almeida VF, García-Moreno PJ, Guadix A, Guadix EM, 2015. Biodiesel production from mixtures of waste fish oil, palm oil and waste frying oil: Optimization of fuel properties. Fuel Processing Technology, 133, 152-60.

[52]. Debnath BK, Saha UK, Sahoo N, 2015. A comprehensive review on the application of emulsions as an alternative fuel for diesel engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 42, 196-211.

[53]. Debnath BK, Sahoo N, Saha UK, 2013. Adjusting the operating characteristics to improve the performance of an emulsified palm oil methyl ester run diesel engine. Energy Conversion and Management, 69, 191-8.

[54]. Debnath BK, Sahoo N, Saha UK, 2013. Thermodynamic analysis of a variable compression ratio diesel engine running with palm oil methyl ester. Energy Conversion and Management, 65, 147-54.

[55]. Demirbas A, 2005. Biodiesel production from vegetable oils via catalytic and non-catalytic supercritical methanol transesterification methods. Progress in Energy and Combustion Science, 31, 5-6, 466-87.

[56]. Drenth AC, Olsen DB, Denef K, 2015. Fuel property quantification of triglyceride blends with an emphasis on industrial oilseeds camelina, carinata, and pennycress. Fuel, 153, 19-30.

[57]. Ebna Alam Fahd M, Lee P-S, Chou SK, Wenming Y, Yap C, 2014. Experimental study and empirical correlation development of fuel properties of waste cooking palm biodiesel and its diesel blends at elevated temperatures. Renewable Energy, 68, 282-8.

[58]. Fazal MA, Haseeb ASMA, Masjuki HH, 2010. Comparative corrosive characteristics of petroleum diesel and palm biodiesel for automotive materials. Fuel Processing Technology, 91, 10, 1308-15.

[59]. Fazal MA, Haseeb ASMA, Masjuki HH, 2011. Biodiesel feasibility study: An evaluation of material compatibility; performance; emission and engine durability. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, 2, 1314-24.

[60]. Fazal MA, Haseeb ASMA, Masjuki HH, 2011. Effect of different corrosion inhibitors on the corrosion of cast iron in palm biodiesel. Fuel Processing Technology, 92, 11, 2154-9.

[61]. Fazal MA, Haseeb ASMA, Masjuki HH, 2011. Effect of temperature on the corrosion behavior of mild steel upon exposure to palm biodiesel. Energy, 36, 5, 3328-34.

[62]. Fazal MA, Haseeb ASMA, Masjuki HH, 2012. Degradation of automotive materials in palm biodiesel. Energy, 40, 1, 76-83.

[63]. Fazal MA, Haseeb ASMA, Masjuki HH, 2013. Corrosion mechanism of copper in palm biodiesel. Corrosion Science, 67, 50-9.

[64]. Fazal MA, Haseeb ASMA, Masjuki HH, 2013. Investigation of friction and wear characteristics of palm biodiesel. Energy Conversion and Management, 67, 251-6.

[65]. Fazal MA, Haseeb ASMA, Masjuki HH, 2014. A critical review on the tribological compatibility of automotive materials in palm biodiesel. Energy Conversion and Management, 79, 180-6.

[66]. Fazal MA, Jakeria MR, Haseeb ASMA, 2014. Effect of copper and mild steel on the stability of palm biodiesel properties: A comparative study. Industrial Crops and Products, 58, 8-14.

[67]. Foo KY, Hameed BH, 2013. Utilization of oil palm biodiesel solid residue as renewable sources for preparation of granular activated carbon by microwave induced KOH activation. Bioresource technology, 130, 696-702.

[68]. Gao L, Teng G, Xiao G, Wei R, 2010. Biodiesel from palm oil via loading KF/Ca–Al hydrotalcite catalyst. Biomass and Bioenergy, 34, 9, 1283-8.

[69]. Gao L, Wang S, Xu W, Xiao G, 2015. Biodiesel production from palm oil over monolithic KF/γ-Al2O3/honeycomb ceramic catalyst. Applied Energy, 146, 196-201.

[70]. Giraldo SY, Rios LA, Suárez N, 2013. Comparison of glycerol ketals, glycerol acetates and branched alcohol-derived fatty esters as cold-flow improvers for palm biodiesel. Fuel, 108, 709-14.

[71]. Gulzar M, Masjuki HH, Kalam MA, Varman M, Rizwanul Fattah IM, 2015. Oil filter modification for biodiesel–fueled engine: A pathway to lubricant sustainability and exhaust emissions reduction. Energy Conversion and Management, 91, 168-75.

[72]. Gumus M, Sayin C, Canakci M, 2012. The impact of fuel injection pressure on the exhaust emissions of a direct injection diesel engine fueled with biodiesel–diesel fuel blends. Fuel, 95, 486-94.

[73]. Gülüm M, Bilgin A, 2015. Density, flash point and heating value variations of corn oil biodiesel–diesel fuel blends. Fuel Processing Technology, 134, 456-64.

[74]. Habibullah M, Masjuki HH, Kalam MA, Rizwanul Fattah IM, Ashraful AM, Mobarak HM, 2014. Biodiesel production and performance evaluation of coconut, palm and their combined blend with diesel in a single-cylinder diesel engine. Energy Conversion and Management, 87, 250-7.

[75]. Hameed BH, Lai LF, Chin LH, 2009. Production of biodiesel from palm oil (Elaeis guineensis) using heterogeneous catalyst: An optimized process. Fuel Processing Technology, 90, 4, 606-10.

[76]. Haseeb ASMA, Jun TS, Fazal MA, Masjuki HH, 2011. Degradation of physical properties of different elastomers upon exposure to palm biodiesel. Energy, 36, 3, 1814-9.

[77]. Haseeb ASMA, Masjuki HH, Siang CT, Fazal MA, 2010. Compatibility of elastomers in palm biodiesel. Renewable Energy, 35, 10, 2356-61.

[78]. Haseeb ASMA, Sia SY, Fazal MA, Masjuki HH, 2010. Effect of temperature on tribological properties of palm biodiesel. Energy, 35, 3, 1460-4.

[79]. Hayyan A, Alam MZ, Mirghani ME, Kabbashi NA, Hakimi NI, Siran YM, Tahiruddin S, 2010. Sludge palm oil as a renewable raw material for biodiesel production by two-step processes. Bioresource technology, 101, 20, 7804-11.

[80]. Hayyan A, Alam MZ, Mirghani MES, Kabbashi NA, Hakimi NINM, Siran YM, Tahiruddin S, 2011. Reduction of high content of free fatty acid in sludge palm oil via acid catalyst for biodiesel production. Fuel Processing Technology, 92, 5, 920-4.

[81]. Hayyan A, Ali Hashim M, Mjalli FS, Hayyan M, AlNashef IM, 2013. A novel phosphonium-based deep eutectic catalyst for

biodiesel production from industrial low grade crude palm oil. Chemical Engineering Science, 92, 81-8.

[82]. Hayyan A, Hashim MA, Hayyan M, Qing KG, 2014. Biodiesel Production from Acidic Crude Palm Oil Using Perchloric Acid. Energy Procedia, 61, 2745-9.

[83]. Ho WW, Ng HK, Gan S, 2012. Development and characterisation of novel heterogeneous palm oil mill boiler ash-based catalysts for biodiesel production. Bioresource technology, 125, 158-64.

[84]. Ho WWS, Ng HK, Gan S, Tan SH, 2014. Evaluation of palm oil mill fly ash supported calcium oxide as a heterogeneous base catalyst in biodiesel synthesis from crude palm oil. Energy Conversion and Management, 88, 1167-78.

[85]. Hoekman SK, Broch A, Robbins C, Ceniceros E, Natarajan M, 2012. Review of biodiesel composition, properties, and specifications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16, 1, 143-69.

[86]. Hussan MJ, Hassan MH, Kalam MA, Memon LA, 2013. Tailoring key fuel properties of diesel–biodiesel–ethanol blends for diesel engine. Journal of Cleaner Production, 51, 118-25.

[87]. Imtenan S, Masjuki HH, Varman M, Arbab MI, Sajjad H, Fattah IMR, Abedin MJ, Hasib ASM, 2014. Emission and Performance Improvement Analysis of Biodiesel-diesel Blends with Additives. Procedia Engineering, 90, 472-7.

[88]. Imtenan S, Masjuki HH, Varman M, Kalam MA, Arbab MI, Sajjad H, Ashrafur Rahman SM, 2014. Impact of oxygenated additives to palm and jatropha biodiesel blends in the context of performance and emissions characteristics of a light-duty diesel engine. Energy Conversion and Management, 83, 149-58.

[89]. Imtenan S, Masjuki HH, Varman M, Rizwanul Fattah IM, Sajjad H, Arbab MI, 2015. Effect of n-butanol and diethyl ether as oxygenated additives on combustion–emission-performance characteristics of a multiple cylinder diesel engine fuelled with diesel–jatropha biodiesel blend. Energy Conversion and Management, 94, 84-94.

[90]. Jaichandar S, Annamalai K, 2012. Effects of open combustion chamber geometries on the performance of pongamia biodiesel in a DI diesel engine. Fuel, 98, 272-9.

[91]. Jaimes W, Acevedo P, Kafarov V, 2012. Comparison of technology alternative for palm oil biodiesel production using exergy analysis. 30, 207-11.

[92]. Jairurob P, Phalakornkule C, Na-udom A, Petiraksakul A, 2013. Reactive extraction of after-stripping sterilized palm fruit to biodiesel. Fuel, 107, 282-9.

[93]. Jaiyen S, Naree T, Ngamcharussrivichai C, 2015. Comparative study of natural dolomitic rock and waste mixed seashells as heterogeneous catalysts for the methanolysis of palm oil to biodiesel. Renewable Energy, 74, 433-40.

[94]. Jena J, Misra RD, 2014. Effect of fuel oxygen on the energetic and exergetic efficiency of a compression ignition engine fuelled separately with palm and karanja biodiesels. Energy, 68, 411-9.

[95]. Joelianingsih, Maeda H, Hagiwara S, Nabetani H, Sagara Y, Soerawidjaya TH, Tambunan AH, Abdullah K, 2008. Biodiesel fuels from palm oil via the non-catalytic transesterification in a bubble column reactor at atmospheric pressure: A kinetic study. Renewable Energy, 33, 7, 1629-36.

[96]. Kalam MA, Masjuki HH, 2008. Testing palm biodiesel and NPAA additives to control NOx and CO while improving efficiency in diesel engines. Biomass and Bioenergy, 32, 12, 1116-22.

[97]. Kalinci Y, Hepbasli A, Dincer I, 2011. Comparative exergetic performance analysis of hydrogen production from oil palm wastes and some other biomasses. International Journal of Hydrogen Energy, 36, 17, 11399-407.

[98]. Kamahara H, Hasanudin U, Widiyanto A, Tachibana R, Atsuta Y, Goto N, Daimon H, Fujie K, 2010. Improvement potential for net energy balance of biodiesel derived from palm oil: A case study from Indonesian practice. Biomass and Bioenergy, 34, 12, 1818-24.

[99]. Kannan GR, Karvembu R, Anand R, 2011. Effect of metal based additive on performance emission and combustion characteristics of diesel engine fuelled with biodiesel. Applied Energy, 88, 11, 3694-703.

[100]. Khalid A, Tamaldin N, Jaat M, Ali MFM, Manshoor B, Zaman I, 2013. Impacts of Biodiesel Storage Duration on Fuel Properties and Emissions. Procedia Engineering, 68, 225-30.

[101]. Kim SW, Koo BS, Lee DH, 2014. Catalytic pyrolysis of palm kernel shell waste in a fluidized bed. Bioresource technology, 167, 425-32.

[102]. Kumar S, Cho JH, Park J, Moon I, 2013. Advances in diesel–alcohol blends and their effects on the performance and emissions of diesel engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 22, 46-72.

[103]. Lam MK, Lee KT, 2011. Production of Biodiesel Using Palm Oil. 353-74.

[104]. Lapuerta M, Armas O, Rodriguezfernandez J, 2008. Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. Progress in Energy and Combustion Science, 34, 2, 198-223.

[105]. Lee SL, Wong YC, Tan YP, Yew SY, 2015. Transesterification of palm oil to biodiesel by using waste obtuse horn shell-derived CaO catalyst. Energy Conversion and Management, 93, 282-8.

[106]. Lee W-J, Liu Y-C, Mwangi FK, Chen W-H, Lin S-L, Fukushima Y, Liao C-N, Wang L-C, 2011. Assessment of energy performance and air pollutant emissions in a diesel engine generator fueled with water-containing ethanol–biodiesel–diesel blend of fuels. Energy, 36, 9, 5591-9.

[107]. Liaquat AM, Masjuki HH, Kalam MA, Fazal MA, Khan AF, Fayaz H, Varman M, 2013. Impact of palm biodiesel blend on injector deposit formation. Applied Energy, 111, 882-93.

[108]. Lin C-Y, Cheng H-H, 2012. Application of mesoporous catalysts over palm-oil biodiesel for adjusting fuel properties. Energy Conversion and Management, 53, 1, 128-34.

[109]. Lin C-Y, Chiu C-C, 2010. Burning characteristics of palm-oil biodiesel under long-term storage conditions. Energy Conversion and Management, 51, 7, 1464-7.

[110]. Lin J, Gaustad G, Trabold TA, 2013. Profit and policy implications of producing biodiesel–ethanol–diesel fuel blends to specification. Applied Energy, 104, 936-44.

[111]. Lin Y-C, Hsu K-H, Lin J-F, 2014. Rapid palm-biodiesel production assisted by a microwave system and sodium methoxide catalyst. Fuel, 115, 306-11.

[112]. Lin Y-C, Lee C-F, Fang T, 2008. Characterization of particle size distribution from diesel engines fueled with palm-biodiesel blends and paraffinic fuel blends. Atmospheric Environment, 42, 6, 1133-43.

[113]. Lin Y-C, Lee W-J, Hou H-C, 2006. PAH emissions and energy efficiency of palm-biodiesel blends fueled on diesel generator. Atmospheric Environment, 40, 21, 3930-40.

[114]. Liu H, Wang X, Zheng Z, Gu J, Wang H, Yao M, 2014. Experimental and simulation investigation of the combustion characteristics and emissions using n-butanol/biodiesel dual-fuel injection on a diesel engine. Energy, 74, 741-52.

[115]. Liu J, Yao A, Yao C, 2015. Effects of diesel injection pressure on the performance and emissions of a HD common-rail diesel engine fueled with diesel/methanol dual fuel. Fuel, 140, 192-200.

[116]. Lu KM, Lee WJ, Chen WH, Liu SH, Lin TC, 2012. Torrefaction and low temperature carbonization of oil palm fiber and Eucalyptus in nitrogen and air atmospheres. Bioresource technology, 123, 98-105.

[117]. Lv P, Cheng Y, Yang L, Yuan Z, Li H, Luo W, 2013. Improving the low temperature flow properties of palm oil biodiesel: Addition of cold flow improver. Fuel Processing Technology, 110, 61-4.

[118]. Madhuvilakku R, Piraman S, 2013. Biodiesel synthesis by TiO2-ZnO mixed oxide nanocatalyst catalyzed palm oil transesterification process. Bioresource technology, 150, 55-9.

[119]. Malvade AV, Satpute ST, 2013. Production of Palm Fatty Acid Distillate Biodiesel and Effects of its Blends on Performance of Single Cylinder Diesel Engine. Procedia Engineering, 64, 1485-94.

[120]. Maneerung T, Kawi S, Wang C-H, 2015. Biomass gasification bottom ash as a source of CaO catalyst for biodiesel production via transesterification of palm oil. Energy Conversion and Management, 92, 234-43.

[121]. Manickam S, Arigela VND, Gogate PR, 2014. Intensification of synthesis of biodiesel from palm oil using multiple frequency ultrasonic flow cell. Fuel Processing Technology, 128, 388-93.

[122]. Mat Yasin MH, Yusaf T, Mamat R, Fitri Yusop A, 2014. Characterization of a diesel engine operating with a small proportion of methanol as a fuel additive in biodiesel blend. Applied Energy, 114, 865-73.

[123]. Mekhilef S, Siga S, Saidur R, 2011. A review on palm oil biodiesel as a source of renewable fuel. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, 4, 1937-49.

[124]. Moser BR, 2012. Efficacy of specific gravity as a tool for prediction of biodiesel–petroleum diesel blend ratio. Fuel, 99, 254-61.

[125]. Muppaneni T, Reddy HK, Ponnusamy S, Patil PD, Sun Y, Dailey P, Deng S, 2013. Optimization of biodiesel production from palm oil under supercritical ethanol conditions using hexane as co-solvent: A response surface methodology approach. Fuel, 107, 633-40.

[126]. Na-Ranong D, Kitchaiya P, 2014. Precipitation above cloud point in palm oil based biodiesel during production and storage. Fuel, 122, 287-93.

[127]. Nantha Gopal K, Thundil Karupparaj R, 2015. Effect of pongamia biodiesel on emission and combustion characteristics of DI compression ignition engine. Ain Shams Engineering Journal, 6, 1, 297-305.

[128]. Ng HK, Gan S, 2010. Combustion performance and exhaust emissions from the non-pressurised combustion of palm oil biodiesel blends. Applied Thermal Engineering, 30, 16, 2476-84.

[129]. Nikhom R, Tongurai C, 2014. Production development of ethyl ester biodiesel from palm oil using a continuous deglycerolisation process. Fuel, 117, 926-31.

[130]. Noiroj K, Intarapong P, Luengnaruemitchai A, Jai-In S, 2009. A comparative study of KOH/Al2O3 and KOH/NaY catalysts for biodiesel production via transesterification from palm oil. Renewable Energy, 34, 4, 1145-50.

[131]. Obadiah A, Swaroopa GA, Kumar SV, Jeganathan KR, Ramasubbu A, 2012. Biodiesel production from palm oil using calcined waste animal bone as catalyst. Bioresource technology, 116, 512-6.

[132]. Ong HC, Mahlia TMI, Masjuki HH, Honnery D, 2012. Life cycle cost and sensitivity analysis of palm biodiesel production. Fuel, 98, 131-9.

[133]. Ong HC, Mahlia TMI, Masjuki HH, Norhasyima RS, 2011. Comparison of palm oil, Jatropha curcas and Calophyllum inophyllum for biodiesel: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, 8, 3501-15.

[134]. Ong HC, Masjuki HH, Mahlia TMI, Silitonga AS, Chong WT, Leong KY, 2014. Optimization of biodiesel production and engine performance from high free fatty acid Calophyllum inophyllum oil in CI diesel engine. Energy Conversion and Management, 81, 30-40.

[135]. Özçelik AE, Aydoğan H, Acaroğlu M, 2015. Determining the performance, emission and combustion properties of camelina biodiesel blends. Energy Conversion and Management, 96, 47-57.

[136]. Palash SM, Masjuki HH, Kalam MA, Atabani AE, Rizwanul Fattah IM, Sanjid A, 2015. Biodiesel production, characterization, diesel engine performance, and emission characteristics of methyl esters from Aphanamixis polystachya oil of Bangladesh. Energy Conversion and Management, 91, 149-57.

[137]. Papong S, Chom-In T, Noksa-nga S, Malakul P, 2010. Life cycle energy efficiency and potentials of biodiesel production from palm oil in Thailand. Energy Policy, 38, 1, 226-33.

[138]. Pidol L, Lecointe B, Starck L, Jeuland N, 2012. Ethanol–biodiesel–Diesel fuel blends: Performances and emissions in conventional Diesel and advanced Low Temperature Combustions. Fuel, 93, 329-38.

[139]. Plata V, Gauthier-Maradei P, Kafarov V, 2015. Influence of minor components on precipitate formation and filterability of palm oil biodiesel. Fuel, 144, 130-6.

[140]. Qi D, Leick M, Liu Y, Lee C-fF, 2011. Effect of EGR and injection timing on combustion and emission characteristics of split injection strategy DI-diesel engine fueled with biodiesel. Fuel, 90, 5, 1884-91.

[141]. Qi DH, Chen H, Geng LM, Bian YZ, 2011. Effect of diethyl ether and ethanol additives on the combustion and emission characteristics of biodiesel-diesel blended fuel engine. Renewable Energy, 36, 4, 1252-8.

[142]. Qi DH, Chen H, Geng LM, Bian YZ, Ren XC, 2010. Performance and combustion characteristics of biodiesel–diesel–methanol blend fuelled engine. Applied Energy, 87, 5, 1679-86.

[143]. Rahman SMA, Masjuki HH, Kalam MA, Abedin MJ, Sanjid A, Rahman MM, 2014. Assessing idling effects on a compression ignition engine fueled with Jatropha and Palm biodiesel blends. Renewable Energy, 68, 644-50.

[144]. Rahman SMA, Masjuki HH, Kalam MA, Abedin MJ, Sanjid A, Sajjad H, 2013. Production of palm and Calophyllum inophyllum based biodiesel and investigation of blend performance and exhaust emission in an unmodified diesel engine at high idling conditions. Energy Conversion and Management, 76, 362-7.

[145]. Raita M, Arnthong J, Champreda V, Laosiripojana N, 2015. Modification of magnetic nanoparticle lipase designs for biodiesel production from palm oil. Fuel Processing Technology, 134, 189-97.

[146]. Raita M, Laothanachareon T, Champreda V, Laosiripojana N, 2011. Biocatalytic esterification of palm oil fatty acids for biodiesel production using glycine-based cross-linked protein coated microcrystalline lipase. Journal of Molecular Catalysis B: Enzymatic, 73, 1-4, 74-9.

[147]. Rajasekar E, Selvi S, 2014. Review of combustion characteristics of CI engines fueled with biodiesel. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 35, 390-9.

[148]. Rashedul HK, Masjuki HH, Kalam MA, Ashraful AM, Ashrafur Rahman SM, Shahir SA, 2014. The effect of additives on properties, performance and emission of biodiesel fuelled compression ignition engine. Energy Conversion and Management, 88, 348-64.

[149]. Rashid WNWA, Uemura Y, Kusakabe K, Osman NB, Abdullah B, 2014. Synthesis of Biodiesel from Palm Oil in Capillary Millichannel Reactor: Effect of Temperature, Methanol to Oil Molar Ratio, and KOH Concentration on FAME Yield. Procedia Chemistry, 9, 165-71.

[150]. Riadi L, Purwanto E, Kurniawan H, Oktaviana R, 2014. Effect of Bio-based Catalyst in Biodiesel Synthesis. Procedia Chemistry, 9, 172-81.

[151]. Rincón LE, Valencia MJ, Hernández V, Matallana LG, Cardona CA, 2015. Optimization of the Colombian biodiesel supply chain from oil palm crop based on techno-economical and environmental criteria. Energy Economics, 47, 154-67.

[152]. Rizwanul Fattah IM, Masjuki HH, Kalam MA, Mofijur M, Abedin MJ, 2014. Effect of antioxidant on the performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with palm biodiesel blends. Energy Conversion and Management, 79, 265-72.

[153]. Rocha EGdA, Follegatti-Romero LA, Duvoisin S, Aznar M, 2014. Liquid–liquid equilibria for ternary systems containing ethylic palm oil biodiesel+ethanol+glycerol/water: Experimental data at 298.15 and 323.15K and thermodynamic modeling. Fuel, 128, 356-65.

[154]. Rodríguez RP, Sierens R, Verhelst S, 2011. Ignition delay in a palm oil and rapeseed oil biodiesel fuelled engine and predictive correlations for the ignition delay period. Fuel, 90, 2, 766-72.

[155]. Rojas NY, Milquez HA, Sarmiento H, 2011. Characterizing priority polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH) in particulate matter from diesel and palm oil-based biodiesel B15 combustion. Atmospheric Environment, 45, 34, 6158-62.

[156]. Roy MM, Wang W, Alawi M, 2014. Performance and emissions of a diesel engine fueled by biodiesel–diesel, biodiesel–diesel-additive and kerosene–biodiesel blends. Energy Conversion and Management, 84, 164-73.

[157]. Salamanca M, Mondragón F, Agudelo JR, Santamaría A, 2012. Influence of palm oil biodiesel on the chemical and morphological characteristics of particulate matter emitted by a diesel engine. Atmospheric Environment, 62, 220-7.

[158]. Salamatinia B, Mootabadi H, Bhatia S, Abdullah AZ, 2010. Optimization of ultrasonic-assisted heterogeneous biodiesel production from palm oil: A response surface methodology approach. Fuel Processing Technology, 91, 5, 441-8.

[159]. Salomón M, Gomez MF, Martin A, 2013. Technical polygeneration potential in palm oil mills in Colombia: A case study. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 3, 40-52.

[160]. Sanjid A, Masjuki HH, Kalam MA, Rahman SMA, Abedin MJ, Palash SM, 2014. Production of palm and jatropha based biodiesel and investigation of palm-jatropha combined blend properties, performance, exhaust emission and noise in an unmodified diesel engine. Journal of Cleaner Production, 65, 295-303.

[161]. Sanjid A, Masjuki HH, Kalam MA, Rahman SMA, Abedin MJ, Reza MI, Sajjad H, 2014. Experimental Investigation of Palm-jatropha Combined Blend Properties, Performance, Exhaust Emission and Noise in an Unmodified Diesel Engine. Procedia Engineering, 90, 397-402.

[162]. Santana A, Maçaira J, Larrayoz MA, 2012. Continuous production of biodiesel using supercritical fluids: A comparative study between methanol and ethanol. Fuel Processing Technology, 102, 110-5.

[163]. Santos AGD, Souza LD, Caldeira VPS, Farias MF, Fernandes VJ, Araujo AS, 2014. Kinetic study and thermoxidative degradation of palm oil and biodiesel. Thermochimica Acta, 592, 18-22.

[164]. Sarin R, Sharma M, Sinharay S, Malhotra RK, 2007. Jatropha–Palm biodiesel blends: An optimum mix for Asia. Fuel, 86, 10-11, 1365-71.

[165]. Sazhin SS, Al Qubeissi M, Kolodnytska R, Elwardany AE, Nasiri R, Heikal MR, 2014. Modelling of biodiesel fuel droplet heating and evaporation. Fuel, 115, 559-72.

[166]. Serrano L, Lopes M, Pires N, Ribeiro I, Cascão P, Tarelho L, Monteiro A, Nielsen O, da Silva MG, Borrego C, 2015. Evaluation on effects of using low biodiesel blends in a EURO 5 passenger vehicle equipped with a common-rail diesel engine. Applied Energy, 146, 230-8.

[167]. Serrano M, Martínez M, Aracil J, 2013. Long term storage stability of biodiesel: Influence of feedstock, commercial additives and purification step. Fuel Processing Technology, 116, 135-41.

[168]. Shaafi T, Velraj R, 2015. Influence of alumina nanoparticles, ethanol and isopropanol blend as additive with diesel–soybean biodiesel blend fuel: Combustion, engine performance and emissions. Renewable Energy, 80, 655-63.

[169]. Shahbaz K, Mjalli FS, Hashim MA, AlNashef IM, 2011. Eutectic solvents for the removal of residual palm oil-based biodiesel catalyst. Separation and Purification Technology, 81, 2, 216-22.

[170]. Shahir SA, Masjuki HH, Kalam MA, Imran A, Fattah IMR, Sanjid A, 2014. Feasibility of diesel–biodiesel–ethanol/bioethanol blend as existing CI engine fuel: An assessment of properties, material compatibility, safety and combustion. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 32, 379-95.

[171]. Shahir VK, Jawahar CP, Suresh PR, 2015. Comparative study of diesel and biodiesel on CI engine with emphasis to emissions—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 45, 686-97.

[172]. Siangjaeo S, Gheewala SH, Unnanon K, Chidthaisong A, 2011. Implications of land use change on the life cycle greenhouse gas emissions from palm biodiesel production in Thailand. Energy for Sustainable Development, 15, 1, 1-7.

[173]. Silalertruksa T, Bonnet S, Gheewala SH, 2012. Life cycle costing and externalities of palm oil biodiesel in Thailand. Journal of Cleaner Production, 28, 225-32.

[174]. Silalertruksa T, Gheewala SH, 2012. Environmental sustainability assessment of palm biodiesel production in Thailand. Energy, 43, 1, 306-14.

[175]. Simasatitkul L, Gani R, Arpornwichanop A, 2012. Optimal Design of Biodiesel Production Process from Waste Cooking Palm Oil. Procedia Engineering, 42, 1292-301.

[176]. Siregar K, Tambunan AH, Irwanto AK, Wirawan SS, Araki T, 2015. A Comparison of Life Cycle Assessment on Oil Palm (Elaeis guineensis Jacq.) and Physic Nut (Jatropha curcas Linn.) as Feedstock for Biodiesel Production in Indonesia. Energy Procedia, 65, 170-9.

[177]. Soetaredjo FE, Ayucitra A, Ismadji S, Maukar AL, 2011. KOH/bentonite catalysts for transesterification of palm oil to biodiesel. Applied Clay Science, 53, 2, 341-6.

[178]. Sorate KA, Bhale PV, 2015. Biodiesel properties and automotive system compatibility issues. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 41, 777-98.

[179]. Souza SP, de Ávila MT, Pacca S, 2012. Life cycle assessment of sugarcane ethanol and palm oil biodiesel joint production. Biomass and Bioenergy, 44, 70-9.

[180]. Şahin Z, Durgun O, Kurt M, 2015. Experimental investigation of improving diesel combustion and engine performance by ethanol fumigation-heat release and flammability analysis. Energy Conversion and Management, 89, 175-87.

[181]. Takase M, Zhao T, Zhang M, Chen Y, Liu H, Yang L, Wu X, 2015. An expatiate review of neem, jatropha, rubber and karanja as multipurpose non-edible biodiesel resources and comparison of their fuel, engine and emission properties. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 43, 495-520.

[182]. Tan KT, Gui MM, Lee KT, Mohamed AR, 2010. An optimized study of methanol and ethanol in supercritical alcohol technology for biodiesel production. The Journal of Supercritical Fluids, 53, 1-3, 82-7.

[183]. Tan KT, Lee KT, Mohamed AR, 2011. Potential of waste palm cooking oil for catalyst-free biodiesel production. Energy, 36, 4, 2085-8.

[184]. Theam KL, Islam A, Lee HV, Taufiq-Yap YH, 2015. Sucrose-derived catalytic biodiesel synthesis from low cost palm fatty acid distillate. Process Safety and Environmental Protection, 95, 126-35.

[185]. Trakarnpruk W, Porntangjitlikit S, 2008. Palm oil biodiesel synthesized with potassium loaded calcined hydrotalcite and effect of biodiesel blend on elastomer properties. Renewable Energy, 33, 7, 1558-63.

[186]. Tripathi M, Sahu JN, Ganesan P, Dey TK, 2015. Effect of temperature on dielectric properties and penetration depth of oil palm shell (OPS) and OPS char synthesized by microwave pyrolysis of OPS. Fuel, 153, 257-66.

[187]. TS-EN 590, 2010, Otomotiv yakıtları - Dizel (motorin) - Gerekler ve deney yöntemleri, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.

[188]. TS-EN 14214, 2003, Otomotiv yakıtları - Dizel motorlar için yağ asidi metil esterleri (YAME) - Özellikler ve deney yöntemleri, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.

[189]. Umar MS, Jennings P, Urmee T, 2014. Sustainable electricity generation from oil palm biomass wastes in Malaysia: An industry survey. Energy, 67, 496-505.

[190]. Uusitalo V, Väisänen S, Havukainen J, Havukainen M, Soukka R, Luoranen M, 2014. Carbon footprint of renewable diesel from palm oil, jatropha oil and rapeseed oil. Renewable Energy, 69, 103-13.

[191]. Wakil MA, Kalam MA, Masjuki HH, Atabani AE, Rizwanul Fattah IM, 2015. Influence of biodiesel blending on physicochemical properties and importance of mathematical model for predicting the properties of biodiesel blend. Energy Conversion and Management, 94, 51-67.

[192]. Wan Omar WNN, Saidina Amin NA, 2011. Optimization of heterogeneous biodiesel production from waste cooking palm oil via response surface methodology. Biomass and Bioenergy, 35, 3, 1329-38.

[193]. Wang CH, Pan KL, Ueng GJ, Kung LJ, Yang JY, 2013. Burning behaviors of collision-merged water/diesel, methanol/diesel, and water+methanol/diesel droplets. Fuel, 106, 204-11.

[194]. Wang Y, Wang X, Liu Y, Ou S, Tan Y, Tang S, 2009. Refining of biodiesel by ceramic membrane separation. Fuel Processing Technology, 90, 3, 422-7.

[195]. Xue J, 2013. Combustion characteristics, engine performances and emissions of waste edible oil biodiesel in diesel engine. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 23, 350-65.

[196]. Xue J, Grift TE, Hansen AC, 2011. Effect of biodiesel on engine performances and emissions. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, 2, 1098-116.

[197]. Yaakob Z, Sukarman IS, Narayanan B, Abdullah SR, Ismail M, 2012. Utilization of palm empty fruit bunch for the production of biodiesel from Jatropha curcas oil. Bioresource technology, 104, 695-700.

[198]. Yao C, Cheung CS, Cheng C, Wang Y, Chan TL, Lee SC, 2008. Effect of Diesel/methanol compound combustion on Diesel engine combustion and emissions. Energy Conversion and Management, 49, 6, 1696-704.

[199]. Yasin MHm, Mamat R, Yusop AF, Rahim R, Aziz A, Shah LA, 2013. Fuel Physical Characteristics of Biodiesel Blend Fuels with Alcohol as Additives. Procedia Engineering, 53, 701-6.

[200]. Yee KF, Tan KT, Abdullah AZ, Lee KT, 2009. Life cycle assessment of palm biodiesel: Revealing facts and benefits for sustainability. Applied Energy, 86, S189-S96.

[201]. Yilmaz N, 2012. Comparative analysis of biodiesel–ethanol–diesel and biodiesel–methanol–diesel blends in a diesel engine. Energy, 40, 1, 210-3.

[202]. Yunus khan TM, Badruddin IA, Badarudin A, Banapurmath NR, Salman Ahmed NJ, Quadir GA, Al-Rashed AAAA, Khaleed HMT, Kamangar S, 2015. Effects of engine variables and heat transfer on the performance of biodiesel fueled IC engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 44, 682-91.

[203]. Yunus S, Rashid AA, Abdullah NR, Mamat R, Latip SA, 2013. Emissions of Transesterification Jatropha-palm Blended Biodiesel. Procedia Engineering, 68, 265-70.

[204]. Yusaf TF, Yousif BF, Elawad MM, 2011. Crude palm oil fuel for diesel-engines: Experimental and ANN simulation approaches. Energy, 36, 8, 4871-8.

[205]. Yusup S, Khan M, 2010. Basic properties of crude rubber seed oil and crude palm oil blend as a potential feedstock for biodiesel production with enhanced cold flow characteristics. Biomass and Bioenergy, 34, 10, 1523-6.

[206]. Zhang L, Sheng B, Xin Z, Liu Q, Sun S, 2010. Kinetics of transesterification of palm oil and dimethyl carbonate for biodiesel production at the catalysis of heterogeneous base catalyst. Bioresource technology, 101, 21, 8144-50.

[207]. Zhang Z-H, Balasubramanian R, 2014. Influence of butanol addition to diesel–biodiesel blend on engine performance and particulate emissions of a stationary diesel engine. Applied Energy, 119, 530-6.

[208]. Zhang ZH, Cheung CS, Chan TL, Yao CD, 2010. Experimental investigation of regulated and unregulated emissions from a diesel engine fueled with Euro V diesel fuel and fumigation methanol. Atmospheric Environment, 44, 8, 1054-61.

[209]. Zhu L, Cheung CS, Zhang WG, Huang Z, 2011. Combustion, performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with ethanol–biodiesel blends. Fuel, 90, 5, 1743-50.

[210]. Zhuang J, Qiao X, Bai J, Hu Z, 2014. Effect of diesel from direct coal liquefaction–biodiesel blends on combustion, performance and emission characteristics of a turbocharged DI diesel engine. Fuel Processing Technology, 123, 82-91.

[211]. Zuleta EC, Rios LA, Benjumea PN, 2012. Oxidative stability and cold flow behavior of palm, sacha-inchi, jatropha and castor oil biodiesel blends. Fuel Processing Technology, 102, 96-101.

TUNÇBİLEK TERMİK SANTRALİ 5.ÜNİTE KAZANININ SAYISAL MODELLEMESİ

Faruk ÖZDEMİR*, Yakup Erhan BÖKE

İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, İnönü Caddesi No: 65 Gümüşsuyu 34437 İSTANBUL
*Sorumlu yazar: İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, İnönü Caddesi No: 65 Gümüşsuyu 34437 İSTANBUL
E-posta: ozdemirfar @itu.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, Tunçbilek Termik Santrali'nin 5. ünitesinde pülverize kömür yakan 150 MW ısıl kapasiteye sahip bir kazanın sayısal modellemesi yapılmıştır. Kazanda dört adet köşelerde, iki adet de kenarlarda olmak üzere toplam altı adet brülör grubu bulunmaktadır. Her grupta ise alt, orta ve üst bölgede olmak üzere üçer adet brülör bulunmaktadır. Sayısal model hazırlanırken iki farklı durum göz önüne alınmıştır. Bu durumlar arasındaki farklılık toplam hava ve yakıt miktarlarının brülörlere dağılma oranlarındaki farklılıktan kaynaklanmaktadır. Kazanın sayısal modellemesi ANSYS yazılımı içindeki FLUENT 14.5 modülü kullanılarak yapılmıştır. Kazan gerçek çalışma koşullarına uygun şekilde modellenmiştir. Tunçbilek Termik Santrali için hazırlanan modellerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde her iki modelin de kendi içinde tutarlı olduğu görülmektedir. Her iki durumda da kazan içindeki en yüksek sıcaklık olarak isimlendirilen alev bölgesi istenen şekilde kazanın merkezinde oluşmaktadır. Kesitlerdeki sıcaklık ve hız dağılımları beklendiği şekilde olmuştur.

Anahtar kelimeler: Hesaplamalı akışkalar dinamiği, yanma, pülverize kömür kazanı

ABSTRACT

NUMERICAL MODELING OF 5th UNIT OF TUNÇBİLEK POWER PLANT

In this study, numerical modeling of the 150 MWt pulverized coal-fired boiler of 5th of Tunçbilek Thermal Power Plant was performed. There are six burner groups in the boiler. Two of them are on the side and the rest are at the corners. In each group, there are three burner regions which are the lower, middle and upper regions. When preparing numerical models, two different cases were taken into account. The differences between these cases were caused by differences in distribution of mass rate of total air and total coal to the burners. Numerical model was generated based on actual operating conditions using ANSYS FLUENT 14.5. When the results obtained from prepared models for Tunçbilek Power Plant are considered, it is seen that both cases are self-consistent. In both cases the maximum temperature in the boiler known as the flame zone occurs in the center of the boiler as desired. In both cases, swirling combustion occurs at the center of the furnace. Temperature and velocity distributions in the cross-sections occur as expected.

Keywords: Computational fluid dynamics, combustion, pulverized coal boiler

1.GİRİŞ

Bir ülkenin ekonomik ve endüstriyel gelişimindeki temel girdi enerjidir. Bu alanlarda kalkınmanın gerçekleşebilmesi için enerjinin yeteri kadar sağlanabilmesi gereklidir.

Türkiye endüstriyel, ekonomik ve nüfus olarak büyümekte olan bir ülkedir. Endüstrideki gelişme ve nüfustaki artışa paralel olarak elektrik enerjisi gereksinimi de sürekli artmaktadır.

Ülkemizde elektrik üretiminde büyük ölçüde fosil yakıtlar ve hidrolik kaynaklardan yararlanılmaktadır. Tunçbilek Termik Santrali ülke kaynaklarından çıkarılan linyitin değerlendirilerek elektrik enerjisi gereksiniminin karşılanması amacıyla kurulmuştur.

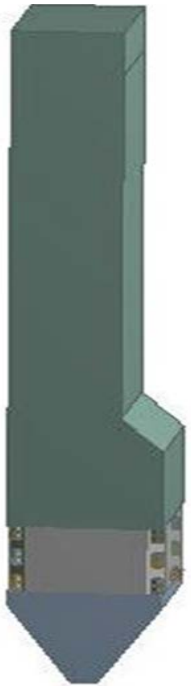
Günümüzde deneysel çalışmaların pahalı ve zor olması, uzun zaman gerektirmesi, kısıtlı geometrilere imkân vermesi ve yanma işlemlerinde çeşitli zorluklar yaşanması nedeniyle yüksek performanslı bilgisayarlar kullanılarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

yazılımlarından yararlanılmaktadır. Gerek bilimsel çalışmalarda, gerekse endüstriyel çalışmalarda kazan performanslarının incelenmesinde bu yazılımların kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Le Bris ve diğ. pülverize kömür yakan bir kazanı modelledikleri çalışmada kazanın üst kısmındaki ısı değiştiricilerin geometrilerinin oluşturulması zor olduğundan bu bölgeye geometride yer verilmemiş fakat bunların neden olduğu basınç kayıpları buradaki akış hacminin gözenekli ortam olarak tanımlanmasıyla hesaba katılmıştır [1]. Holkar ve diğ. farklı ışınım modelleri kullanarak pülverize kömür yakan bir kazanı modellemişler. Karşılaştırmada P1, Discrete Transfer ve Discrete Ordinates ışınım modelleri kullanılmıştır. Modelden elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırıldığında tüm modellerin yakın sonuçlar verdiği fakat Discrete Transfer ve Discrete Ordinates modellerinin kullanıldığı durumlarda bu sonuçların daha da yakın olduğu görülmüştür [2]. Vuthaluru ve diğ. FLUENT yazılımındaki erozyon modellerini kullanarak kömür kazanındaki erozyon aşınmasını modellemişlerdir. Akış alanındaki parçacıkların hızlarının ve yörüngelerinin, yayınlanmış verilerle ve santraldeki gözlemlemelerle uyumlu olduğu görülmüştür [3]. Aydın ve Durak, Seyitömer Termik Santrali'nde pülverize kömür yakan bir kazanın sayısal modellemesi üzerine çalışmışlar ve kazan içerisindeki sıcaklık dağılımının boru yırtılmaları üzerindeki etkisini araştırmışlardır [4]. Purimetla ve Cui kömür kazanının sayısal modellemesini yaparak değişik kütlesel debilerdeki ve yakıcı pozisyonlarındaki durumları inceleyip elde edilen sonuçları 1/8 ölçeğinde hazırlanmış deneysel modelden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmışlardır [5].

Bu çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak kazandaki alev oluşumunun sayısal olarak modellenmesiyle kömür ile kazan arasındaki uyumun incelenmesi amaçlanmaktadır. Sıcaklık ölçüm cihazları kullanılarak kazanın içerisindeki belirli noktalarından sıcaklık ölçümleri yapılmış, bu değerler ile sayısal modelden elde edilen sıcaklık değerleri karşılaştırılmıştır. Bu çalışma yüksek lisans tezlerini destekleme programı kapsamında İstanbul Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından desteklenmiştir.

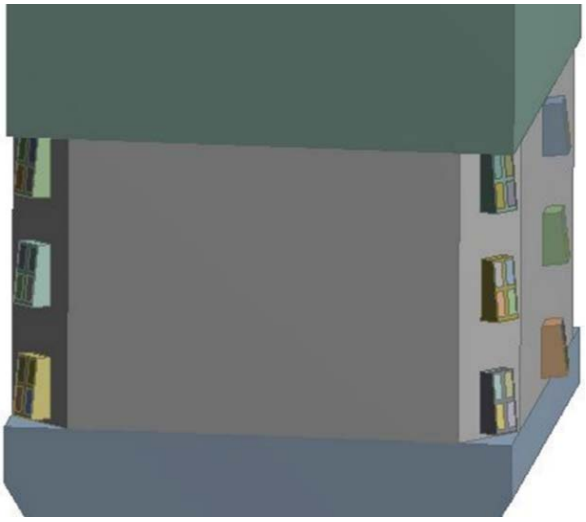
2.KAZAN GEOMETRİSİ VE AĞ YAPISININ OLUŞTURULMASI

Santralin 5. ünitesinde kullanılan 150 MW kurulu güce sahip kazanın geometrisi kazanın gerçek ölçülerinden yararlanılarak oluşturulmuştur. Kazanın modellemesinde cüruf bölgesinden kazan çıkışına kadar olan bölge ele alınmıştır. Oluşturulan kazan geometrisi Şekil 1'de görülmektedir.



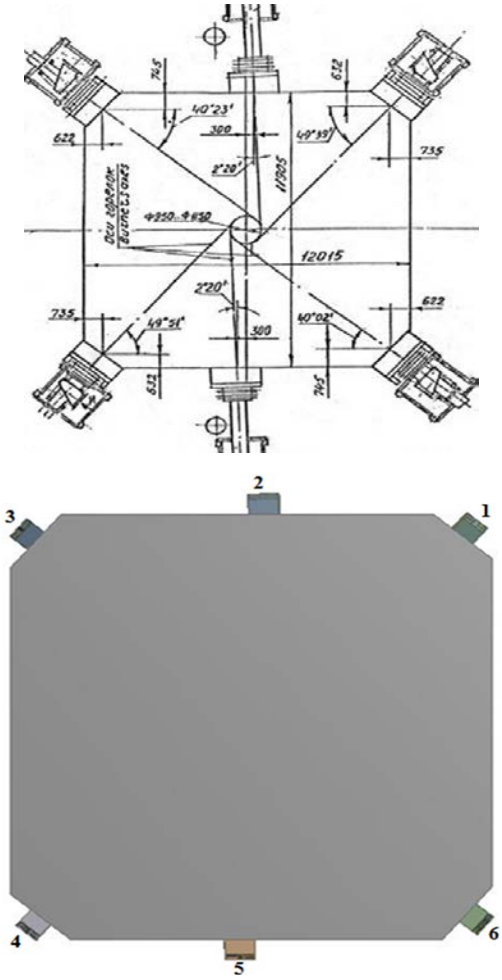
Şekil 1: Oluşturulan kazan geometrisi.

Kazanda 16.6 m yükseklikte bulunan brülörler alt grup, 19.2 m yükseklikte bulunanlar orta grup, 21.9 m yükseklikte bulunanlar ise üst grup olarak adlandırılmaktadır. Kazanın ocak bölgesi Şekil 2'de görülmektedir.



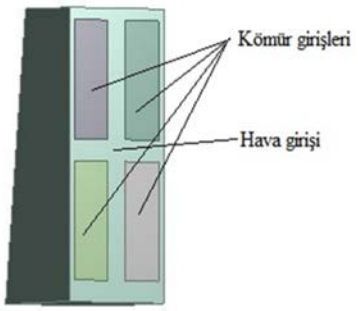
Şekil 2: Kazana ait ocak bölgesi.

Ocak bölgesindeki brülörler kazana farklı açılarla bağlanarak kazan merkezinde teğetsel yanmanın oluşması sağlanmıştır. Ocak bölgesine ait ölçüler ve oluşturulan geometri sırasıyla Şekil 3'te görülmektedir.



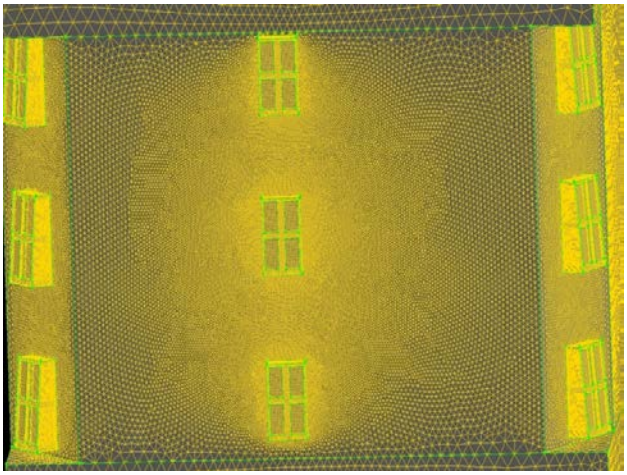
Şekil 3: Ocak bölgesi ölçüleri ve oluşturulan geometri.

Hava ve kömür kazana farklı kanallardan girmektedir. Kazanda kullanılan brülör yapısı Şekil 4'te görülmektedir.



Şekil 4: Hava ve kömür giriş yüzeyleri.

Kazan geometrisi üzerinde ağ yapısı oluşturulurken yakıt hava karışım bölgeleri, alev bölgesi ve kazan çıkışı gibi kritik bölgelerde ağ yapısının daha sık olmasına dikkat edilmiştir. Ağ yapısında 4.2 milyon hücre kullanılmıştır. Bölgenin yapısına bağlı olarak üçgen veya dörtgen ağ elemanları tercih edilmiştir. Ocak bölgesindeki ağ yapısı Şekil 5'te görülmektedir.



Şekil 5: Ocak bölgesindeki ağ yapısı.

3.SAYISAL MODELLEME

Kazanın sayısal modellemesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS FLUENT 14.5 kullanılmıştır. Sayısal model hazırlanırken Durum 1 ve Durum 2 olarak adlandırılan iki farklı durum ele alınmıştır. Bu durumlar arasındaki farklılık toplam hava ve kömür debilerinin brülörlere dağılma oranları arasındaki farklılıktan kaynaklanmaktadır. Durum 1, santral verilerine dayalı olarak oluşturulmuştur. Burada toplam hava debisinin %43'ü alt, %43'ü orta ve %14'ü üst brülörlerden, toplam kömür debisinin %43'ü üst, %35'i orta ve %22'si üst brülörlerden gönderilmiştir. Varsayıma dayalı Durum 2'de ise toplam hava ve kömür debileri her brülöre eşit şekilde gönderilmiştir.

3.1.SINIR ŞARTLARI

Kazandaki hava giriş yerlerinde kütle giriş şartı kullanılarak burada kütlesel hava debisi ve havanın sıcaklığı tanımlanmıştır. Kazana 613 K sıcaklıkta toplam 199 kg/s hava gönderilmiştir.

Kömür giriş yerlerinde enjeksiyon yüzeyi tanımlanarak buradan kömür gönderilmiştir. Kömür giriş yerlerinde enjeksiyon yüzeylerinin oluşturulması kömür taneciklerinin boyutlarının tanımlanmasına olanak sağlamaktadır. Santral verilerine dayalı olarak kazandaki 3 numaralı gruba ait brülörlerden sadece hava gönderilmiştir. Kömür giriş yerlerinden 573 K sıcaklıkta 38.61 kg/s kömür gönderilmiştir. Kömür analizlerine dayalı olarak kömür taneciklerinin minimum ve maksimum çapları sırasıyla 90 ve 500 μm olarak tanımlanmıştır.

Kazan çıkış yüzeyinde sınır şartı olarak basınç çıkışı kullanılmıştır.

Kazan ve brülör yüzeyleri duvar sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Kazan duvarlarının tamamı su soğutmalıdır. Duvar sınır şartı olarak tanımlanan sıcaklık değeri literatürdeki benzer çalışmalardan hareketle

borulardaki suyun doyma sıcaklığından 50 K daha fazla alınarak belirlenmiştir. Kazan duvarlarında kullanılan sabit sıcaklık değeri 659 K'dir.

Geometride yer verilmeyen, kazanın üst bölgesindeki kızdırıcı boruların bulunduğu bölgedeki akış hacminin gözenekli ortam olarak tanımlanmasıyla bu boruların neden olacağı basınç kayıpları hesaba katılmıştır. Bu bölgedeki akış hacmi için porozite değeri 0.8 olarak kullanılmıştır.

3.2.KULLANILAN MODELLER

Pülverize kömür kazanının sayısal modellenmesiyle ilgili geniş bir literatür araştırması yapılmış olup konuyla ilgili olan çalışmalarda ağırlıklı olarak kullanılan modeller kullanılmıştır.

Hesaplamalar zamandan bağımsız olarak yaptırılmıştır. Kazan içerisindeki türbülanslı akışın modellenmesinde diğer türbülans modellerine göre zamandan tasarruf sağlayıp kabul edilebilir doğrulukta sonuçlar sağlayan standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Pülverize kömür yanmasında kömür ile hava ayrı kanallardan kazana girdiğinden dolayı ön karışımsız yanma mevcuttur. Bundan dolayı yanmanın modellenmesinde ön karışımsız yanma modeli kullanılmıştır. Bu modelin içindeki PDF yaklaşımı kullanılarak kazanda kullanılan kömürün içeriği ve özelliği tanımlanmıştır. Kömüre ait özellikler Tablo 1'de görülmektedir.

Tablo 1: Kömüre ait özellikler.

Madde Türü	Kütlesel Oran	Madde Türü	Kütlesel Oran
Uçucu Madde	% 23.8	Karbon	% 72
Sabit Karbon	% 20.4	Oksijen	% 16.2
Nem	% 15.6	Hidrojen	% 5
Kül	% 40.2	Azot	% 2.7
		Kükürt	% 4.1
Yoğunluk	1300 kg/m^3	Özgül Isı	1300 kJ/kgK
Üst Isıl Değer	1.33x10^7 J/kg	Alt Isıl Değer	1.25x10^7 J/kg

Kazandaki ışınımın modellenmesinde, diğer ışınım modellerine göre zamandan tasarruf sağlayan buna karşın kabul edilebilir ölçüde doğru sonuçlar sunan P1 ışınım modeli kullanılmıştır.

Ayrık faz (discrete phase) modeli kullanılarak gaz fazındaki türbülansın kömür parçacıklarının yörüngelerine olan etkisi göz önünde bulundurulmuştur.

3.3.SAYISAL ÇÖZÜM TEORİSİ

ANSYS FLUENT 14.5, çok geniş fiziksel modelleme kabiliyetine sahip olan ve ilgili denklemleri sonlu hacimler yaklaşımıyla çözen bir yazılımdır. Tüm akışlarda kütle ve momentum korunum denklemleri çözdürülmektedir. Bunlara ek olarak ısı transferi ve sıkıştırılabilirliğin olduğu durumlarda enerji denklemi, karışımın olduğu durumlarda tür korunum denklemi, ön karışımsız yanmada fraksiyon ve varyans korunum denklemleri de çözdürülmektedir.

Kütle korunum denkleminin genel şekli aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \vec{v} \right) = S_m \qquad (1)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğunu, v akışkanın hızını, S_m ise ayrılmış ikinci fazdan (sıvı damlacıklarının buharlaşması nedeni gibi) sürekli faza ilave edilen kütleyi veya kullanıcı tarafından tanımlanan kaynağı ifade etmektedir.

İvmelenme olmayan bir atalet referans çerçevesinde momentum korunum denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \vec{v} \right) + \nabla \cdot \left(\rho \vec{v} \vec{v} \right) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot \left(\bar{\bar{\tau}} \right) + \vec{F} \qquad (2)$$

Burada p statik basıncı, τ gerilme tensörünü, ρg yerçekimi kuvvetini ve F ise dış kuvvetleri (ayrık faz ile etkileşimden meydana gelen) temsil etmektedir. Ayrıca F gözenekli ortam ve kullanıcı tanımlı kaynaklar gibi diğer model bağımlı kaynak terimlerini de içerir.

Çoğu türbülanslı akış için sağlam, ekonomik ve makul doğrulukta olması bu modeli endüstriyel akış ve ısı transferi simülasyonlarında popüler kılmıştır. Burada k türbülans kinetik enerjisini, ε ise disipasyon oranını göstermektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho k \right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho k u_i \right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k \qquad (3)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \varepsilon \right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho \varepsilon u_i \right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) + C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \qquad (4)$$

Bu eşitliklerde G_k ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini, G_b kaldırma kuvvetinden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini, Y_M sıkıştırılabilir türbülansta dalgalanan genleşmenin toplam disipasyon oranına katkısını temsil etmektedir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ sabit sayıları göstermektedir. σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için Prandtl sayılarıdır. S_k ve $S\varepsilon$ ise kullanıcı tarafından tanımlanan üretim terimlerini göstermektedir.

Adyabatik olmayan durumlarda ön karışımsız yanma modeli için yapılan hesaplamalarda enerji denkleminin toplam entalpi formu çözdürülür. Bu denklem aşağıda gösterilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H)+\nabla.(\rho H)=\nabla.(\nabla H)+S_h \qquad (5)$$

Burada H toplam entalpiyi göstermektedir.

$\vec{s}$ yönünde $\vec{r}$ pozisyonunda absorbe eden, yayan ve saçan bir ortam için ışınımla ısı geçişi denklemi;

$$\frac{dI(\vec{r},\vec{s})}{ds}+(a+\sigma_s)I(\vec{r},\vec{s})=an^2\frac{\sigma T^4}{\pi}+\frac{\sigma_s}{4\pi}\int_0^{4\pi} I(\vec{r},\vec{s}')\Phi(\vec{s},\vec{s}')d\Omega' \qquad (6)$$

Bu denklemde s' saçılma yön vektörünü, s yol uzunluğunu, a absorpsiyon katsayısını, n yansıtma indeksini, σ_s saçılma katsayısını, σ Stefan-Boltzmann sabitini, I radyasyon şiddetini, T yersel sıcaklığı, Φ faz fonksiyonunu, Ω' katı açısını, $(a+\sigma_s)s$ ise optik kalınlığı veya ortamın saydamlığını göstermektedir.

Çok fazlı akışların sayısal hesaplanmasında iki tane yaklaşımdan yararlanılmaktadır. Bunlar; Euler-Lagrange yaklaşımı ve Euler-Euler yaklaşımıdır. Akışkan fazı Navier-Stokes denklemlerini çözerek sürekli ortam gibi davranırken, dağılmış faz hesaplanan akış alanı boyunca çok sayıdaki taneciklerin, kabarcıkların veya damlacıkların izlenmesiyle çözülür. Dağılmış faz akışkan fazıyla momentum, kütle ve enerji transferinde bulunabilir. Akışkan fazındaki hesaplamalar sırasında belirli aralıklarla tanecik ya da damlacık yörüngeleri ayrı ayrı hesaplanır. Bu yaklaşım sprey kurutucular, kömür ve sıvı yakıt yanması için uygundur. Yazılım, taneciğin üzerindeki kuvvet dengesini integre ederek ayrık fazdaki taneciğin, damlacığın veya kabarcığın yörüngesini tahmin eder. Bu kuvvet dengesi taneciğe etkiyen kuvvetler ile parçacık ataletini eşitler. Bu eşitlik kartezyen koordinatlarda x yönü için yazılırsa;

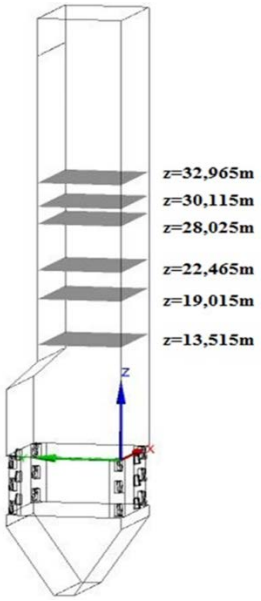
$$\frac{du_p}{dt}=F_D(\vec{u}-\vec{u}_p)+\frac{\vec{g}(\rho_p-\rho)}{\rho_p}+\vec{F} \qquad (7)$$

eşitliği elde edilir.

Burada u ve u_p sırasıyla akışkan faz hızını ve tanecik hızını, ρ_p partikül yoğunluğu, F ek hızlanma (kuvvet/birim partikül kütlesi) terimi, F_D birim partikül kütlesi için sürükleme kuvvetidir [6].

3.4.ANALİZ SONUÇLARI

Bu kısımda kazanın brülör seviyelerindeki sıcaklık ve hız dağılımları incelenmiş, belirli noktalardan ölçülen sıcaklık değerleri modelden elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Ölçümler brülörlerin olmadığı yüzeylerin ortasından kazanın 45 cm içine girilerek yapılmıştır. Kıyaslama yapılan yükseklikler Şekil 6'da gösterilmiştir.



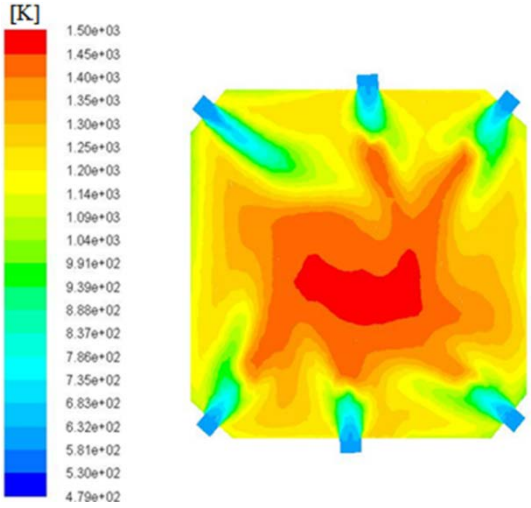
Şekil 6: Deneysel ölçüm yapılan yükseklikler.

Kazan üzerinden ölçülen ve modelden elde edilen sıcaklık değerleri Tablo 2'de görülmektedir.

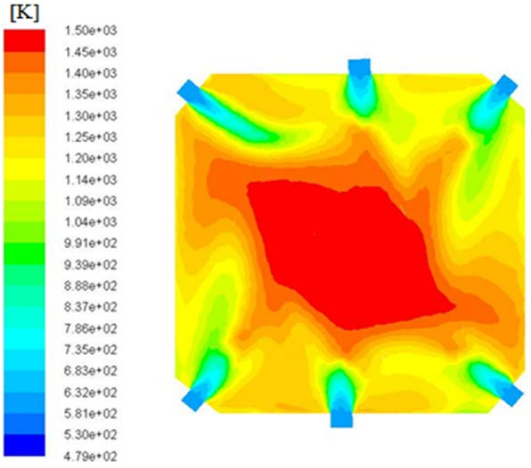
Tablo 2: Ölçülen ve modelden elde edilen sıcaklık değerleri.

Yükseklik (m)	Ölçülen (K)	Durum 1 (K)	Durum 2 (K)
13.515	1181.7	1104.5	925.02
	1164.7	1074.4	957
19.015	1104.8	961.6	894
	1100.9	923	881
22.465	1023	903	891
	1036.4	899.1	894
28.025	977	886	892
	945	904	899
30.115	893	864	892.8
	875.7	903	896
32.965	816.9	863	890.3
	802.9	893	894

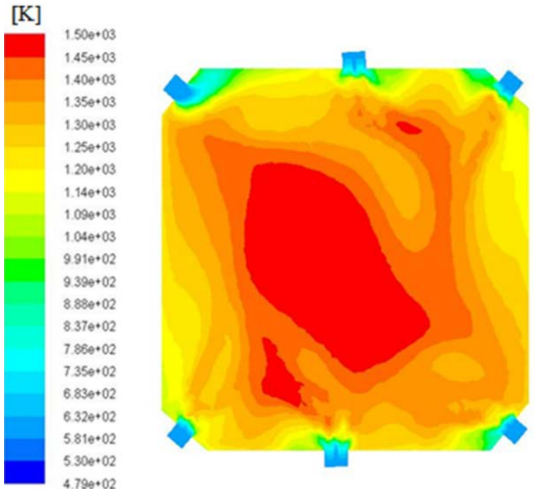
Şekil 7-9'da Durum 1 için, Şekil 10-12'de Durum 2 için farklı brülör seviyelerindeki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Her iki durumda da alev topu olarak adlandırılan en sıcak bölge kazan merkezinde oluşmaktadır ve en yüksek sıcaklık değerleri birbirine yakındır. Durum 1'de alevin kazan kesitinde daha büyük bir bölgeye yayıldığı görülmektedir.



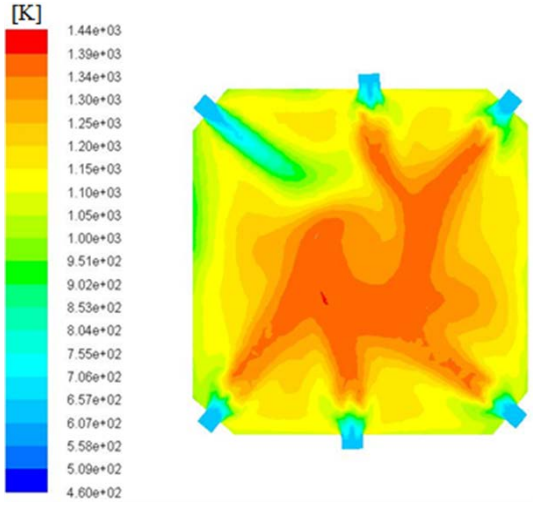
Şekil 7: Durum 1 için alt brülör bölgesindeki sıcaklık dağılımı.



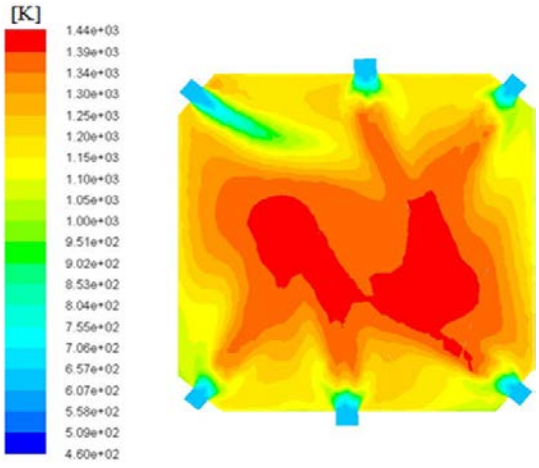
Şekil 8: Durum 1 için orta brülör bölgesindeki sıcaklık dağılımı.



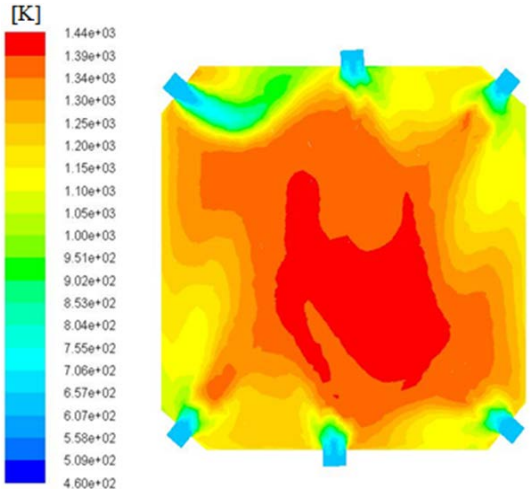
Şekil 9: Durum 1 için üst brülör bölgesindeki sıcaklık dağılımı.



Şekil 10: Durum 2 için alt brülör bölgesindeki sıcaklık dağılımı.

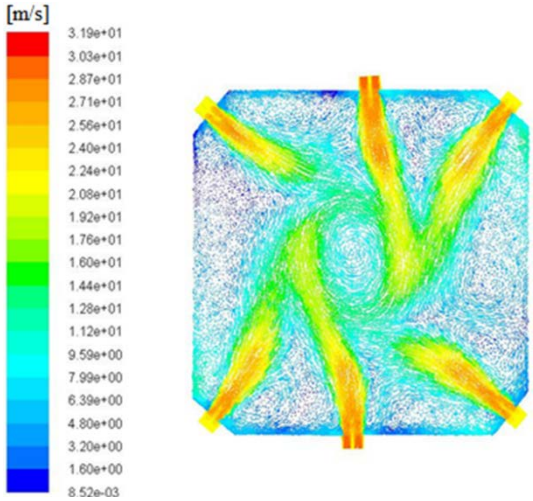


Şekil 11: Durum 2 için orta brülör bölgesindeki sıcaklık dağılımı.

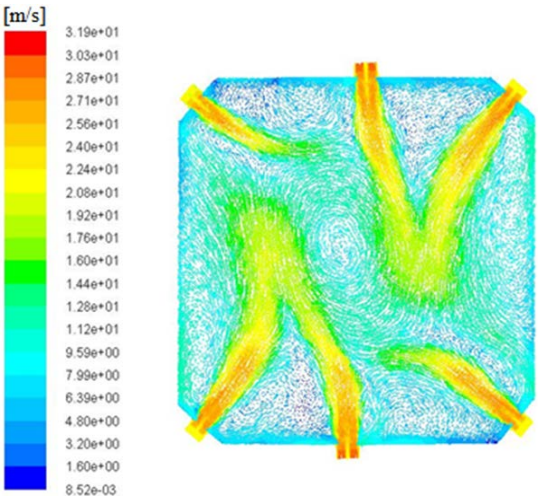


Şekil 12: Durum 2 için üst brülör bölgesindeki sıcaklık dağılımı.

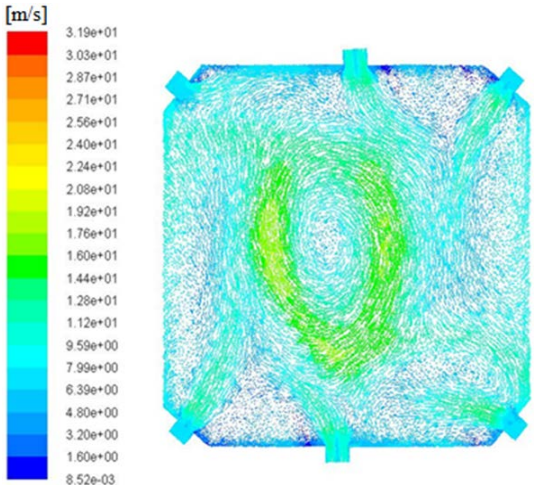
Şekil 13-15'de Durum 1 için, Şekil 16-18'de Durum 2 için farklı brülör seviyelerindeki hız vektörleri görülmektedir. Durumlar incelendiğinde her iki durumda da hız vektörlerinin kazan merkezine yöneldiği ve merkezde girdap oluştuğu görülmektedir. Durum 2 için hız değerleri daha yüksektir. Hız vektörleri, özellikle alt brülör bölgesinde Durum 2 için alevin ocak merkezinde toplandığını göstermektedir.



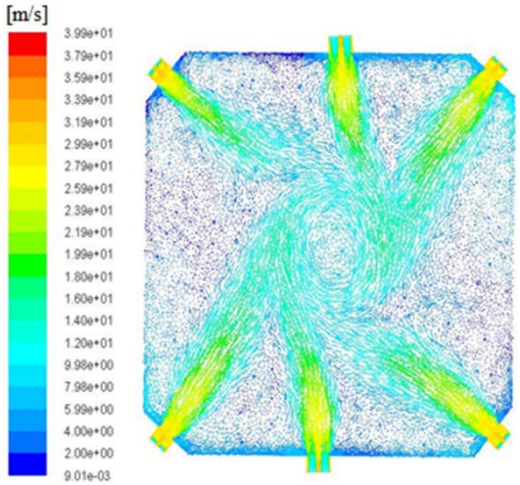
Şekil 13: Durum 1 için alt brülör bölgesindeki hız dağılımı.



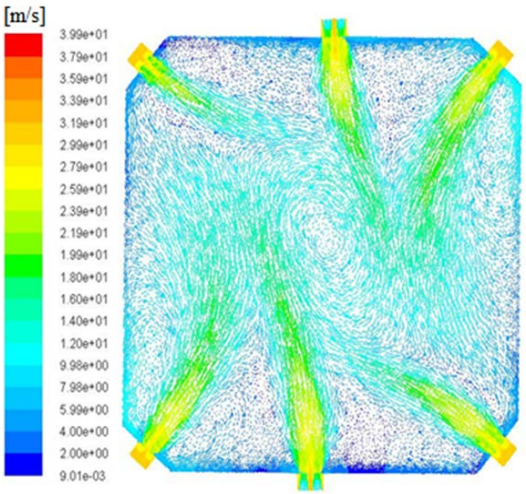
Şekil 14: Durum 1 için orta brülör bölgesindeki hız dağılımı.



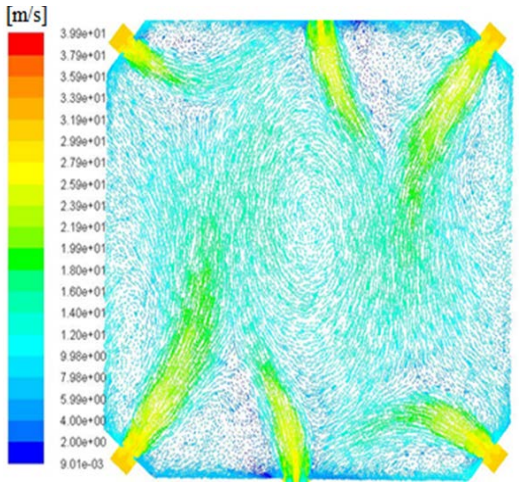
Şekil 15: Durum 1 için üst brülör bölgesindeki hız dağılımı.



Şekil 16: Durum 2 için alt brülör bölgesindeki hız dağılımı.



Şekil 17: Durum 2 için orta brülör bölgesindeki hız dağılımı.

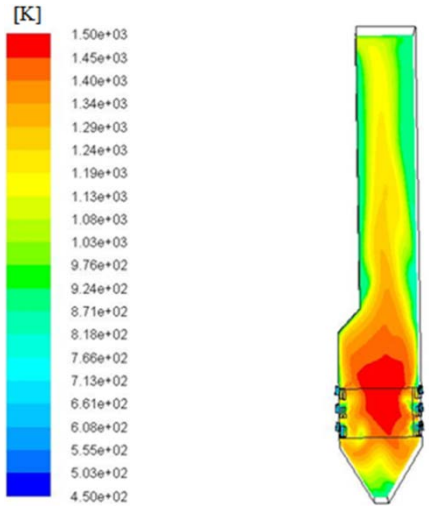


Şekil 18: Durum 2 için üst brülör bölgesindeki hız dağılımı.

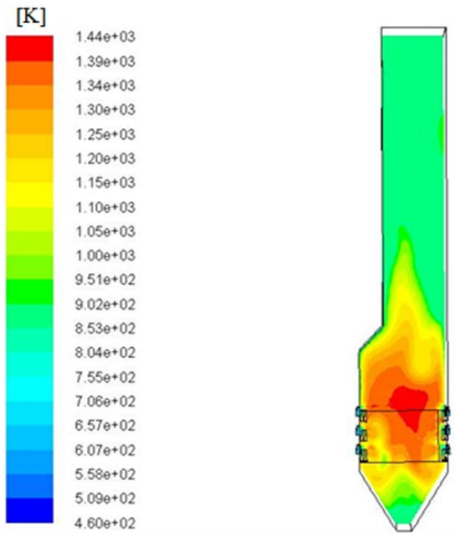
Şekil 19 ve 20'deki kazan boyunca olan sıcaklık dağılımları incelendiğinde her iki durumda da alev bölgesi kazan merkezinde oluşmaktadır.

Durum 1'de kazan ocak merkezinden itibaren kazan çıkışına sıcaklık değeri yavaşça düşmekte iken diğer durumda sıcaklık değeri belli bir yüksekliğe kadar belirgin bir düşüş göstermekte, bu yükseklikten itibaren

ise düzgüne yakın bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır. Durum 1'de alevin ocak bölgesinin üst kısımlarına taştığı, kazan içinde sıcak bölgesinin kazan düşey ekseni boyunca kazan çıkışına kadar yayıldığı görülmektedir. Durum 2 halinde alev bölgesinin daha küçük hacimde oluştuğu, kazan üst kısımlarında sıcaklıkların Durum 1'ye kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir. Ocak yatay kesitindeki hız değerinin yüksek olması Durum 2'de alev bölgesinin daha dar bölgede olmasına ve kazan üst kısımlarına alev uzamasının daha az gerçekleşmesini sağlamıştır.



Şekil 19: Y-Z düzleminde Durum 1'deki sıcaklık dağılımı.



Şekil 20: Y-Z düzleminde Durum 2'deki sıcaklık dağılımı.

SONUÇ

Sonuçlarla ilgili genel bir değerlendirme yapıldığında her iki modelin de kendi içinde uyumlu olduğu görülmüştür. Her iki durumda kazan içerisinde en sıcak bölge olan alev bölgesi ve girdap kazan merkezinde oluşmaktadır.

Kazanın gerçek çalışma koşullarına göre hazırlanan modelden (Durum 1) elde edilen sonuçlar ile kazandan ölçülen sıcaklıklar karşılaştırıldığında genel olarak %10'luk bir yaklaşımda olması ve akış karakteristiklerinin aynı olması sebebiyle modelin doğrulandığı söylenebilir.

Kazanda en sıcak bölgenin ocak bölgesinde oluşması istenmektedir. Ocak bölgesinin üstünde yüksek sıcaklıkların oluşması kazanın üst kısmındaki boruların patlamasına neden olabilmektedir. Durum 1'deki akış incelendiğinde yanma ürünleri kazanı alev topu şeklinde yüksek sıcaklıkta terketmektedir. Durum 2'de ise yüksek sıcaklıklar ocak bölgesine yakın bölgede meydana gelmekte ve yanma ürünleri kazanı daha düşük sıcaklıklarda terketmektedir. Bundan dolayı, bu durumun istenilen şartlara daha uygun olduğu görülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Le Bris, T., Cadavid, F., Caillat, S., Pietrzyk, S., Blondin, J., Baudoin, B. Coal combustion modelling of large power plant, for NOx abatement, Fuel, 86, 2213–2220, 2007.

[2] Holkar, R. ve Hebbal, O. CFD Anlysis of Pulverised-Coal Combustion of Burner Used In Furnace with Different Radiation Models, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 5, 25-34, 2013.

[3] Vuthaluru, H., Gandhi, M.B., Vuthaluru, R., French, D., Shah, K. CFD based prediction of erosion rate in large scale wall-fired boiler, Applied Thermal Engineering, 42, 90–100, 2009.

[4] Aydin, O. ve Durak, M.M. The Effect of Temperature Distribution on Tube Rupture, Journal of Thermal Science and Technology, Vol. 7, No. 4., 2012.

[5] Cui, J. ve Purimetla, A. CFD studies on burner secondary airflow, Applied Mathematical Modelling, 33, 1126–1140, 2009.

[6] Fluent Inc., FLUENT 14.0 Theory Guide, 2011.

BİR DİZEL MOTORDA YAKIT OLARAK KULLANILAN HAYVANSAL ATIK YAĞLARIN MOTOR PERFORMANS ve EMISYONLARI ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

[1]Rasim BEHÇET, [2]Faruk ORAL, [3]Cumali İLKILIÇ, [4]Eşref BAYSAL

[1]İnönü Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
[2]Bitlis Eren Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
[3]Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü
[4]Batman Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü
rbehcet23@gmail.com

ÖZET

Genellikle hayvansal yağlar gıda maddesi olarak doğrudan ya da dolaylı olarak tüketilir. Artan nüfus ve teknolojinin gelişmesi ile birlikte bu yağlar farklı şekillerde de kullanılabilmektedir. Bu kullanım şekillerinden biride, yağların standart dizel yakıt (SDY)'a alternatif olarak, dizel motorlarda yakıt olarak kullanılmasıdır. Bu çalışmanın amacı, çevre ve insan sağlığı üzerinde zararlı etkiye sahip olan hayvansal atık yağları biyodizele dönüştürerek bir dizel motorda yakıt olarak test etmek ve yakıtın motor performans ve emisyonları üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmaktır. Bu amaca yönelik olarak balık ve tavuk atıklarından üretilmiş olan hayvansal atık yağlar kullanılarak transesterifikasyon yöntemiyle balık yağı metil esteri(BYME) ve tavuk yağı metil esteri(TYME) üretildi. Daha sonra metil esterler, tek silindirli, direkt püskürtmeli ve hava soğutmalı bir dizel motorda yakıt olarak kullanılarak yakıtın motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri standart dizel yakıt (SDY) ile karşılaştırıldı. Metil ester yakıtların egzoz emisyonları(CO ve HC) SDY'ın egzoz emisyonlarından daha düşük bulundu. Sonuç olarak, hayvansal atık yağlardan üretilen metil esterler yakıtların dizel yakıt ile benzer özellikler göstermesi, düşük maliyeti ve çevre üzerindeki pozitif etkileri dikkate alındığında hayvansal atık yağ kökenli metil ester yakıtlar dizel motorlarda hiç bir değişiklik yapılmadan standart dizel yakıta alternatif olarak kullanılabileceği kanaatine varıldı.

Anahtar Kelimeler: Balık yağı, Tavuk yağı, Dizel motor, Düşük maliyet, Çevre kirliliği

INFLUENCE ON PERFORMANCE AND EMISSION CHARACTERISTICS OF WASTE ANIMAL FATS USED AS FUEL IN A DIESEL ENGINE.

ABSTRACT

In generally animal fats/oils are consumed directly, or indirectly as ingredients in food. Together with the development of technology and the increasing population, these oils can also be used for different purposes. One of these ways of usage is to use these oils as fuel in diesel engines as alternative to standard diesel fuel (SDF). The purpose of this study, by converting chicken waste oil to biodiesel fuel, testing it as fuel in a diesel engine and its effect on engine performance and emissions of fuel experimentally. For this purpose, by using chicken oil produced from the chicken waste, chicken fat methyl ester (CFME) was produced with transesterification method. Then, by using CFME ester as fuel in single-cylinder, direct Jet and air cooled diesel engine, effects of fuel on an engine performance and exhaust emissions were compared with standard diesel fuel (SDF). It was found that CFME fuel has lower exhaust emissions (CO ve HC) than SDF emissions. As a result, it was decided that CFME fuel can be used as an alternative to the standard fuel in diesel engines without any modification while considering biodiesel fuel produced from chicken fat shows similar properties with diesel fuel, the low cost and the positive effects on the environment.

Keywords: Fish fat, Chicken fat, Diesel engine, Low Cost, Environmental pollution,

1. GİRİŞ

Teknolojinin gelişmesi ile birlikte taşımacılık sektöründe önemli bir yere sahip olan dizel motorların egzoz emisyonları, çevre ve insan sağlığını tehdit etmektedir. Bu motorların geleceği, enerji kaynağı olarak kullanılan yakıtların sürekliliğine, düşük maliyetli olmasına ve çıkarmış oldukları kabul edilebilir emisyon değerlerine bağlıdır. Yakıt tüketim ve maliyetinin azaltılması ile birlikte egzoz gazları içerisindeki zararlı emisyonların düşürülmesi dizel motorlarla ilgili araştırmaların başlıca konusu olmuştur. Petrol kaynaklı yakıt rezervlerinin azalması, petrol fiyatlarının artması ve dizel motorlardan kaynaklanan egzoz emisyonlarının olumsuz etkilerinden dolayı yenilenebilir enerji kaynaklarının önemi artmıştır. Biyodizel, bitkisel veya hayvansal yağlardan üretilen ve dizel motorlarında hiçbir değişiklik yapılmadan kullanılabilen yenilenebilir alternatif dizel motor yakıtı olarak bilinmektedir. Bu yakıt genellikle yüksek kaliteli bitkisel yağlardan üretilmektedir. Biyodizelin dizel yakıta göre birçok avantajı olmasına rağmen, hammaddesinin bitkisel yağlar olması nedeniyle motorine kıyasla maliyeti daha yüksektir. Bu nedenle araştırmacılar maliyeti daha düşük hammaddelere yönelmiştir. Bitkisel ve hayvansal atık yağlar geri kazanılması gereken önemli biyodizel kaynaklarıdır. Türkiye'nin büyük şehirlerinden biri olan sadece İstanbul'da günde ortalama 100-150 ton arasında bitkisel ve hayvansal atık yağ oluşmaktadır. Yağ tüketimi miktarının yüksek olduğu Türkiye'de her yıl yaklaşık olarak 400 bin ton atık kızartma yağı oluşmaktadır[1] Diğer taraftan atık olarak çevreye atılan hayvansal yağların miktarı küçümsenecek düzeyde değildir. Türkiye'nin Karadeniz bölgesinde işlev gören balık unu ve yağı fabrikalarında yan ürün olarak yaklaşık olarak yılda 11000 m^3 balık yağı oluşmaktadır[2]. Hayvansal atıklardan üretilen yağların biyodizel üretiminde kullanılması, hem biyodizelin dezavantajlarından biri olan yüksek maliyetinin azaltılması hem de bu atıklardan kaynaklanan çevre kirliliğinin önüne geçilmesi açısından oldukça önemlidir. Biyodizel üretiminde kullanılabilecek hayvansal yağlar; balık yağları, domuz yağı, sığır iç yağı ve tavuk yağları gibi yağlardan oluşmaktadır. Atık sığır yağı, atık balık yağı ve atık tavuk yağı Türkiye şartları için düşük maliyetli hayvansal yağlar olup bu yağların uygun şekilde değerlendirilmesi ekonomik açıdan önemarz etmektedir. Düşük maliyetli hayvansal yağların biodizel üretiminde kullanılması biodizelin hammade maliyetini yarıyarıya düşürebilir[3,4]. Ancak hayvansal yağlar yüksek miktarda serbest yağ asidi (SYA) içerirler. Yüksek serbet yağ asidi içeriğine sahip hayvansal yağlar baz katalizör kullanılarak biodizele dönüştürülemezler. Bu nedenle, serbest yağ asidi yüksek olan hayvansal yağlar transesterifikasyon reaksiyonu öncesi yağın SYA değerinin %1'in altına düşürülmesi gerekmektedir. Literaturde serbest yağ asidi oranı yüksek olan yağların biyodizele dönüşümlerinde iki adımlı transesterifikasyon uygulaması önerilmektedir. Birinci adımda, asit katalizör kullanılarak transesterifikasyon metodu ile SYA değeri %1'in altına düşürülmekte ikinci adımda ise baz katalizorlu transesterifikasyon işlemi yapılması önerilmektedir[5-7]

Yüksek oranlarda serbest yağ asidi içeren yağlardan iki adımlı transesterifikasyon ile biyodizel üretmek için bir çok çalışma yapılmıştır. Bhatti ve ark. [8] hayvansal yağları, Reyes ve Sepulveda [9] balık yağını, Dias ve ark. [10] domuz yağını, önce asit ve sonra baz katalizörlü transesterifikasyon ile biyodizele dönüştürmüşlerdir. Biyodizel üretmek amacıyla Encinar ve arkadaşları[11], hem asidik hemde bazik katalizörlü transesterifikasyon yöntemiyle üç tip hayvansal yağdan EN14214 Avrupa Standartlarna uygun yağ metil esteri üretmişler. Alptekin ve Çanakçı[5], düşük maliyetli bir hammade olan tavuk yağını metil estere dönüştürmek için iki aşamalı işlem gerçekleştirmişler. İlk aşamada, serbest yağ asidi bakımından yüksek olan tavuk yağına H_2SO_4 ve metanol ilave edilerek ön iyileştirilme yapılmış ve serbest yağ asisidi değeri %1'in altına düşürülmüştür. İkinci aşamada ise transesterifikasyon reaksiyonu baz katalizör ile tamamlanmıştır. Hogue ve arkadaşlarının çalışması[12], transesterifikasyon yöntemi ile düşük maliyetli üç farklı atık yağdan ürettikleri metil esterler ile ilgilidir. Lin ve Li [13]'nin çalışması ise karışık deniz balığı türlerinin atıklarından elde ettikleri balık yağının transesterifikasyon yöntemiyle biyodizele dönüştürülmüesi ve bir dizel motorda test edilmesi ile ilgilidir. Altun ve Öner [7], hayvansal iç yağlardan metil ester elde ederek tek silindirli ve direk püskürtmeli bir dizel motorunda yakıt olarak kullanmışlar. Test sonuçlarından elde edilen değerler standart dizel yakıt ile karşılaştırılmış ve hayvansal iç yağı metil esterinin motor performansında önemli bir değişiklik göstermediği ancak egzoz emisyonlarının SDY'tan düşük çıktığı belirtilmiştir. Gürü ve arkadaşları[14]'nın çalışması da tavuk yağından elde ettikleri biodizele *mg* ekleyerek bunun dizel motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisinin incelenmesi ile ilgilidir. Çalışmada biyodizel kullanımı ile özgül yakıt tüketiminde ve NOx emisyonlarında bir artışın olduğu buna karşılık CO ve duman emisyonlarının azaldığı belirtilmiştir.

Bu çalışmanın amacı Türkiye şartları için düşük maliyetli hammadde olan atık balık ve atık tavuk yağları değerlendirilerek temiz, yenilenebilir ve çevre dostu yakıt üretmek ve bu yakıtı bir dizel motorda test ederek yakıtın motor performansı ve ekzoz emisyonları üzerindeki etkilerini araştırmaktır.

2. MATERYAL VE METOD

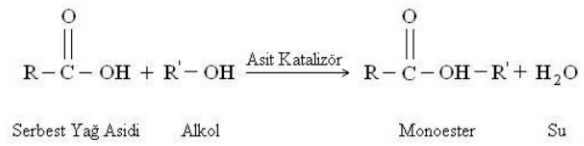
2.1. Materyal

Bu çalışmada, biyoyakıt elde etmek amacıyla balık yağı ve tavuk yağı olmak iki çeşit atık hayvansal yağ kullanılmıştır. Balık yağı, Türkiye'nin Karadeniz bölgesinde kurulmuş ve balık yemi elde etmek amacıyla, ihtiyaç fazlası balıklardan üretilen Sürsan balık unu ve yağı fabrikalarında yan ürün olarak açığa çıkmaktadır. Türkiye'deki balık unu ve yağı fabrikaları, Karadeniz Bölgesinde hamsi balıkçılığı potansiyeline dayalı olarak kurulmuş ve sadece bu bölgede gelişmiştir. 2000-2010 yılları arasında Türkiye'de 3,086,244 ton hamsi avlanmış ve bu miktarın yaklaşık 1/3'ü kadarı(1,073,497 ton) balık unu fabrikalarında işlenmiş ve 113,003 m^3 balık yağı elde edilmiştir[3]. Tavuk yağı ise, tavuk kesimhanelerinde tavuk artıklarının (kan, tüy, iç organlar, kafa) belirli işlemlerden geçerek ve işlenmesi ile elde edilmektedir. Bu çalışmada kullanılan yağ, Türkiye'nin Balıkesir(Bandırma) ilinde yıllık 75 milyon etlik piliç kesim kapasitesiyle işlev gören Banvit Tavukçuluktan temin edilmiştir. Tavuk yağı hem kolay bulunabilen hem de düşük maliyetli bir yağdır. Bunun yanında tavuk yağı biyodizel üretimi için uygun özellikler taşımaktadır. TÜİK verilerine göre, Türkiye genelinde, 2015 yılın ilk iki ayında 180 milyon adet tavuk kesilmiştir. Bu değer aylık ortalama alındığında, 2015 yılı için yaklaşık 1080 milyon tavuk kesilmesi anlamına gelmektedir. Bir etlik pilicin ortalama 2,5 kg olduğu düşünülürse[5], toplamda ağırlık yaklaşık 2,7 milyon ton olacaktır. Bir pilicin %25'inin renderinge girdiği düşünülürse, ortalama rendering miktarı yaklaşık 720 bin ton olarak ortaya çıkmaktadır. Bu miktarın %40 kadarı tavuk unu olarak elde edildiği ve tavuk ununun %30 tavuk yağı içerdiği kabul edilirse 2015 yılının tavuk yağı miktarı yaklaşık olarak 98.600 m^3 olacaktır. Bu veriler dikkate alındığında Türkiye için biyodizel üretiminde kullanabilecek atık hayvansal yağ potansiyeli iyi bir değerdedir. Çevre ve insan sağlığına büyük zararları bulunan hayvansan atık yağların değerlendirilerek biyodizel üretiminde kullanılması son derece önemlidir.

2.2. Atık Yağlardan Biyodizel Üretimi

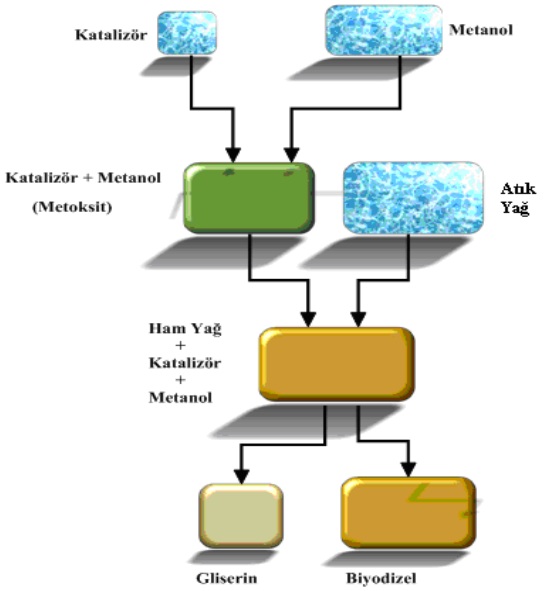
Atık hayvansal yağların içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanılabilmesi için ya yağın yakıt özelliklerinin iyileştirilmesi yada motor yapısında değişiklikler yapmakla mümkündür. Yakıt özelliklerinin iyileştirilmesi noktasında da yağların viskozitelerinin düşürülmesi önerilebilir[10]. Yağın viskozitesinin azaltılması için kimyasal yötem olarak transesterifikasyon metodu kullanılarak metil esteri üretimi yapılabilir. Yağların yakıt özelliklerini iyileştirmek için ham madde olarak Karadeniz Bölgesi kökenli balık yağı kullanılarak bazik katalizör ile balık yağı metil esteri(BYME) üretimi için balık yağı, %99,5 saflıkta metil alkol ve katalizör olarak NaOH kullanılmıştır. Atık yağların içindeki suyun varlığı sabunlaşmaya, katalizörün tükenmesine ve katalizör etkinliğinin azalmasına neden olduğundan dolayı atık yağlar ağzı açık bir beherde 110 ℃'ye kadar ısıtılarak yağın içindeki suyun buharlaşması sağlandı. Daha sonra 1000ml balık yağı için 200ml metil alkol içerisinde sodyum hidroksit çözündükten sonra 60 ℃'deki balık yağı üzerine ilave edilmiş ve reaksiyon sıcaklığı 60° C'de tutularak karışım iki saat karıştırılmıştır. Reaksiyon sonunda karışım ayırma hunisine alınarak gliserin tabakasının çökelmesi beklenmiştir. Elde edilen metil ester üç saat saf suyla yıkanmış ardından metil ester içerisinde kalması muhtemel olan su ve alkol ısıtılarak buharlaştırılmış ve saf BYME üretilmiştir.

Tavuk yağı ise Balıkesir(Bandırma) ilinde yıllık 75 milyon etlik piliç kesim kapasitesiyle işlev gören Banvit Tavukçuluktan temin edildi. Tavuk yağı maliyet bakımından ucuz ancak yüksek serbest yağ asidi (SYA) içerdiğinden dolayı direkt olarak baz katalizör ile biyodizele dönüştürülememektedir. Yüksek serbet yağ asidi(SYA) içeren bir yağ alkali katalizörlerle reaksiyona sokulduğunda sabun oluşumu meydana gelmektedir. Ayrıca SYA hem ester dönüşümünü azaltmakta hemde reaksiyon sonunda ester, gliserin ve yıkama suyunun ayrışmasına engel olmaktadır [19]. Bu sebepten dolayı SYA yüksek olan tavuk yağı H_2SO_4 katalizörlü ön iyileştirme işlemine tabi tutularak SYA'i %1'in altına düşürülmesi gerekir. SYA miktarını düşürmek için asit katalizör kullanıldığında dezavantaj olarak reaksiyon sırasındaki su oluşumasıdır. Su oluşumu reaksiyonun tamlığını engellemektedir[5]. Bu nedenle şekil 1'den de görüleceği gibi baz katalizörden önce asit katalizör kullanılan bir ön iyileştirme reaksiyonu uygulanmalıdır. Tavuk yağı, serbet yağ asidi bakımından yüksek bir değere sahip olduğu için bazik katalizörlü transesterifikasyon işlemine tabi tutulmadan önce SYA'ni düşürmek için tavuk yağının biodizele dönüşümü aşamasında optimum çalışma parametrelerinin belirlendiği çalışmada[5] belirtildiği gibi H_2SO_4 katalizörlü ön iyileştirme işlemine tabi tutularak SYA'i %1'in altına düşürüldükten sonra BYME üretimi için yapılan işlemler tekrarlanarak TYME'nin üretim işlemi Şekil-1 ve 2 de şematik olarak belirtildiği biçimde kademeli olarak gerçekleştirildi.



Şekil 1. Ön İyileştirme Reaksiyonu[5]

Üretilen metil esterlerin bazı yakıt özellikleri Dicle Üniversitesi Kimya Bölümü Laboratuvarlarında ve Batman TÜPRAŞ Rafinerisinde belirlendi. Belirlenen yakıt özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 2. Metil ester üretim aşamaları

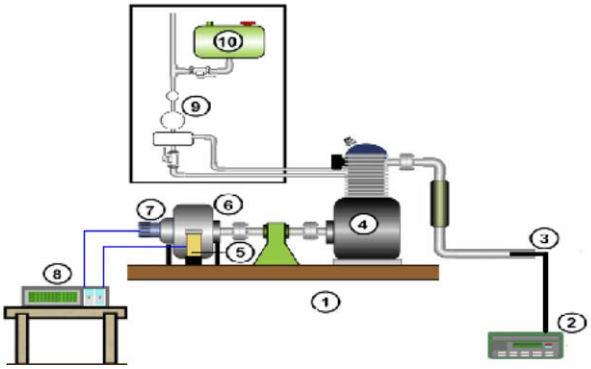
Tablo1. Test yakıtların özellikleri

Özellik/Yakıt	STD	BYME	TYME
Yoğunluk (kg/m³), (15 °C'de)	843,5	881	876
Viskozite(mm²/sn), (40°C'de)	3,66	4.45	4,35
Isıl Değeri Kj/kg	43356	40546	39934
Parlama noktası	60	155	177
Setan Sayısı	52	52,49	52,49

2.3. Deneysel Yöntem

Motor performans ve eimisyon deneyleri Batman Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Dizel Motor Atölyesinde yapılmıştır. Deneyler için tek silindirli, dört stroklu, hız değişimli, hava soğutmalı ve direkt enjeksiyonlu RANBOW-LA186 marka bir dizel motor kullanıldı. Deney test düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3'de gösterilmiştir.

Deneylerde kullanılan hidrolik dinamometrenin teknik özellikleri Tablo 2'de ve motorun teknik özellikleri de Tablo 3'de verilmiştir. Egzoz gazı sıcaklığı ölçümü için Ranyger ST-4 marka Lazer termometre kullanılmıştır. Deneyler, önce dizel yakıt(SDY) kullanılarak motor çalıştırılıp rejim sıcaklığına ulaşıldıktan sonra 1000 ile 2500 dev/dak aralığında 500 dev/dak aralıklarla ölçümler alınarak yapılmıştır. Daha sonra dizel yakıt yerine sırasıyla saf haldeki BYME ve TYME motorda yakıt olarak kullanıldı ve aynı deneyler tekrarlandı. Deneylerde elde edilen veriler kullanılarak motor performans ve emisyon grafikleri çizildi.



Şekil 3. Deney düzeneğinin şematik görünümü 1) Motor Test Yatağı Şasisi 2) Egzoz Emisyon Cihazı 3) Gaz Analiz Cihazın Sondası 4) Tek Silindirli Dizel Motoru 5) Yük Ayarı 6)Dinamometre 7) Takometre 8) Kontrol Ünitesi 9) Yakıt Ölçüm Ünitesi 10) Yakıt Tankı

Tablo 2. Hidrolik Dinamometrenin Teknik Özellikleri

Model	**BT-140**
Max. frenleme gücü	50 kW
Max. Devir ve Max. moment (tork)	7500 dev/dak - 250 Nm
Yük hücresi kapasitesi ve Ağırlık sistemi	1000 N - Metrik-Elektronik Yük Hücresi
Max. güc için su sarfiyatı	V maks. 0,75 m³/h
Fren suyu basıncı	1–2 kg/cm²
Elektrik ihtiyacı	220/380 V. 50 Hz.
Dönüş yönü	Sağa dönüş

Tablo 3. Deney Motorunun Teknik Özellikleri

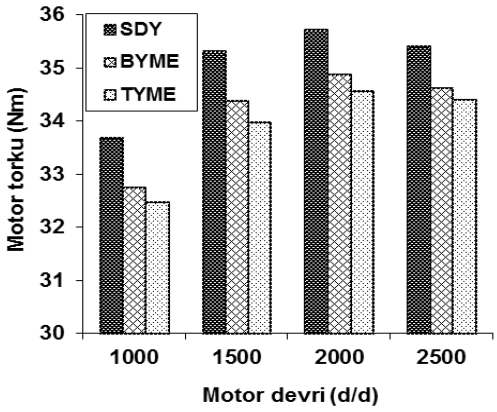
Markası	RANBOW-LA186 DİZEL
Soğutma sistemi	Hava Soğutmalı
Püskürtme sistemi	Direkt püskürtmeli
Silindir sayısı	1
Silindir çapı	86 mm
Strok	70 mm
Sıkıştırma oranı	18/1
Max. güç	15 HP
Kurs hacmi	0.406 cm³
Püskürtme basıncı	19,6 ±0.49 MPa

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

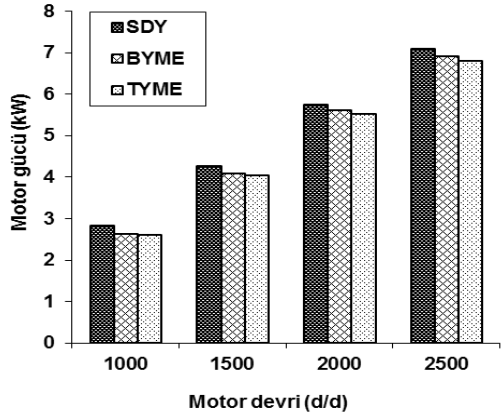
3.1. Motor Performansı

SDY ve BYME ve TYME yakıtlarına ait motor performans eğrileri şekil 4, 5 ve 6'de verilmiştir. Şekil 4'de devir sayısına bağlı olarak motor torkundaki değişim ve şekil'5 de ise motor gücündeki değişim çizilmiştir. Şekil 4 ve 5 incelendiğinde BYME ve TYME'nin yakıt olarak kullanılması ile motorun tork ve güç değerlerinde SDY yakıtı ile elde edilen değerlere kıyasla ortalama olarak sırasıyla %2,94 ve

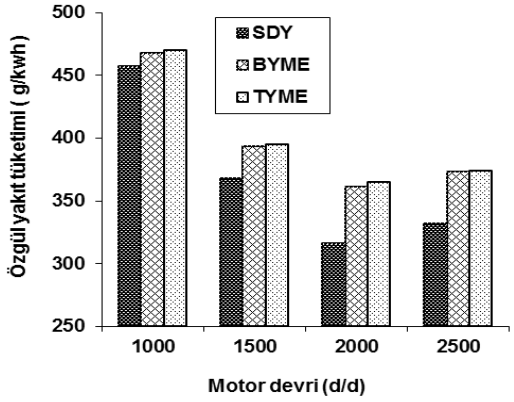
%4,25 civarında düşüşler gerçekleşmiştir. Biyodizel yakıtlarının moment eğrileri SDY yakıtnın moment eğrisine benzer olduğu şekil 3'te görülmektedir. Dizel yakıtının ısıl değeri biyodizel yakıtların ısıl değerinden yüksek olduğu için en yüksek motor momenti SDY yakıtının kullanılmasıyla elde edilmiştir. Devir sayılarının artmasıyla test yakıtların motor gücünde artış meydana gelmiş ve maksimum güç 2500 dev/dak'da dizel yakıtın kullanılması ile gerçekleşmiştir. Motor devri arttıkça hava hareketlerinin artması ve yanmanın iyileşmesi moment ve gücü artırmıştır. Dizel yakıtın kullanılması ile daha yüksek gücün elde edilmesi dizel yakıtının metil esterlere göre daha yüksek ısıl değere sahip olmasından kaynaklanmaktadır[16-18]. Bununla birlikte BYME ve TYME'nin kullanılmasıyla motor gücü SDY yakıtı ile elde edilen güce göre biraz azalmıştır. Bu azalmanın sebebi BYME ve TYME'nin ısıl değerinin SDY yakıtına göre düşük ve BYME ile TYME'in yoğunluklarının dizel yakıt yoğunluğuna göre yüksek olmasından kaynaklanmaktadır[18].



Şekil4. Test yakıtlarına ait motor torkunun devir sayısına bağlı olarak değişimi



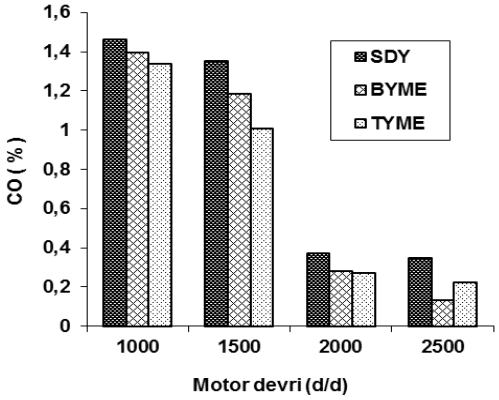
Şekil 5. Test yakıtlarına ait motor gücünün devir sayısına bağlı olarak değişimi



Şekil 6. Test yakıtlarına ait özgül yakıt tüketimlerinin motor devrine göre değişimi

3.2. Egzoz Emisyonları

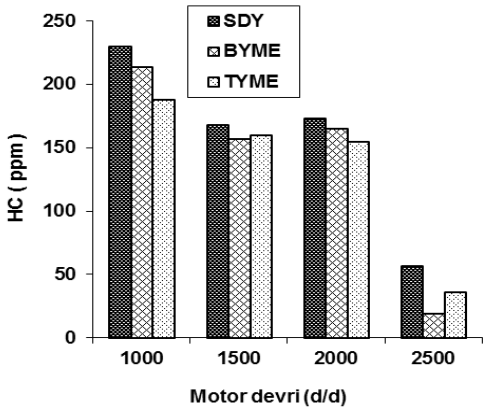
Dizel motorlarda kaynaklanan CO, yanmamış hidrokarbon(HC), NOx ve duman koyuluğu kirleticileri emisyon standartlarının temel parametrelerindendir. CO ve yanmamış hidrokarbon emisyonu motorda kullanılmayan kayıp kimyasal enerjiyi ifade ettiği için, bu emisyonlardaki artış motor performansını olumsuz yönde etkilemektedir[8].



Şekil 7. Test yakıtlarına ait CO emisyonlarının motor devrine göre değşimleri

Şekil 6'da dizel yakıtı ile BYME ve TYME'nin motor devir sayısına bağlı olarak özgül yakıt tüketimleri verilmiştir. Şekil 6 incelendiğinde özgül yakıt tüketimi, BYME ve TYME'in kullanılması ile artmış ve tüm devir sayılarının ortalaması alındığında SDY yakıtına göre sırasıyla %8,14 ve %8,96 artış göstermiştir. BYME ve TYME'nin yoğunlukları yüksek olduğu için, bu yakıtları kullanılmasıyla özgül yakıtı tüketiminde artış meydana gelmiştir. Ayrıca düşük ısıl değere sahip olan BYME ve TYME'in dizel yakıtı ile eşit güç üretebilmesi için daha fazla yakıt tüketmi gerekmektedir[19].

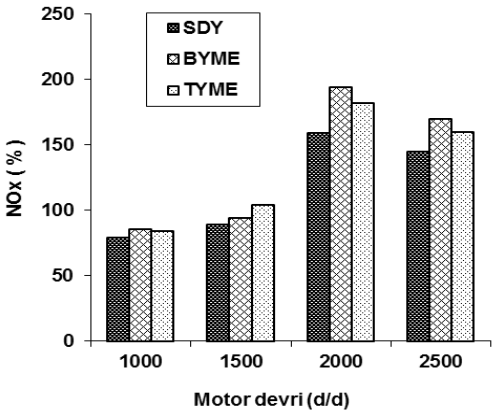
Şekil 7'da dizel yakıtı ile biyodizel yakıtların tam yük ve değişik devir sayılarına göre CO emisyonu değişimi görülmektedir. BYME ve TYME'in yakıt olarak kullanılması ile bütün motor devirlerinde dizel yakıtından daha düşük CO emisyonu meydana gelmiştir. 1500 dev/dak altındaki düşük devirlerde BYME ve TYME'in CO emisyonları dizel yakıt emisyon değerlerine yakın değerlerde seyrederken 1500dev/dak üzerindeki devirlerde de tüm yakıtların CO emisyonlarındaki düşüşler devam etmiştir. Bunun nedeni artan devir sayısıyla daha iyi homojen karışımın oluşması ve bunun sonucunda yanmanın iyileşmesidir. BYME ve TYME'in CO emisyonu SDY yakıtından kaynaklanan CO emisyonlarından sırasıyla %14.96 ve %19,22 daha düşük çıkmıştır. BYME ve TYME'in dizel yakıttan daha düşük CO emisyonuna sahip olması biyodizel yakıtlarının bünyelerinde oksijen içermesinden kaynaklanmaktadır[20-22]. Setan sayısı da biyodizel yakıtlarında daha yüksek olduğundan, tutuşma gecikmesini kısaltarak yakıtça zengin bölgelerini önler. Bu nedenle CO emisyonu CO_2' ye daha çok dönüştüğünden biyodizel yakıtlarda CO emisyonlarının dizel yakıtından daha düşük çıkmasına sebep olmuştur.



Şekil 8. Test yakıtlarına ait yanmamış hidrocarbon emisyonlarının motor devrine göre değşimi

Şekil 8 de tam yük ve değişik devir sayılarında egzozdan çıkan HC emisyonlarının motor devrine göre değişimi gösterilmiştir. Düşük motor devirlerinde silindir içi sıcaklığının düşük olması nedeniyle tüm yakıtların HC emisyonları yüksek çıkmıştır. Nitekim devir sayısının artmasıyla silindir içi sıcaklığı artmış ve tüm yakıtların HC emisyonları azalmıştır. Hayvansal yağ kaynaklı metil ester yakıtların yapılarındaki oksijen içerdiğinden dolayı bu yakıtların yanmamış hidrokarbon emisyonları SDY yakıtına göre daha düşük seviyede çıkmıştır. SDY yakıtı ile kıyaslama yapıldığında biyodizel yakıtların hirokarbon emisyonlarındaki azalma miktarı sırsıyla %12.32 and %14.84, civarında olmuştur.

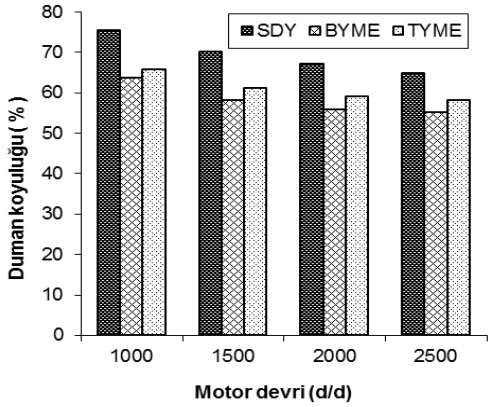
Azot oksitler insan sağlığını tehdit eden ve sera etkisi yapan gazlar arasındadır. Bu yüzden azot oksitlerin, havada mümkün olduğu kadar az olması istenir. Havadaki azot oksit gazlarının bir kaynağı içten yanmalı motorlardır. Dizel motorlarda azot oksit oluşumu, püskürtülen yakıt miktarına, püskürtme zamanına, silindire alınan hava miktarına ve sıcaklığa bağlıdır[18]. NOx emisyonları, genellikle motorlarda yakıtın yüksek sıcaklıklarda yakılması sonucu meydana gelir. NOx oluşumu silindir içi sıcaklığı 1800K'ni aşması durumunda, yeterli oksijenin ve zamanın olması halinde, oksijen azotla reaksiyona girerek gerçekleşir. Şekil 9' da görüleceği gibi BYME ve TYME'in NOx emisyon değerleri dizel yakıta göre yüksek çıkmıştır. 2000 dev/dak seviyelerinde NOx maksimum seviyeye ulaşmış ve bu değerden sonra azalma eğilimi göstermiştir. Tüm devir sayılarının ortalaması alındığında BYME ve TYME yakıtların NOx emisyonlarında SDY yakıta göre sırasıyla %15.01 ve %12.05 artma olmuştur. Bunun nedeni ise biyodizel içerisindeki oksijenin varlığı ve metil ester yakıtların(BYME, TYME) daha yüksek özgül yakıt tüketimine sahip olmasından kaynaklanabilir.



Şekil 9. Test yakıtlarına ait NOx emisyonlarının motor devrine göre değşimleri

Egzoz gazları içerisinde bulunan duman miktarı egzoz gazları içerisinde is olarak bilinen partikül madde miktarını vermektedir. Bu is, hava miktarının yetersiz olduğu durumlarda ve oksijence fakir ortamlarda bulunan yakıt moleküllerinin ısıl parçalanması ile meydana gelmektedir. Düşük karbon içeren biyodizelin yapısındaki oksijen yanma sırasında oksitlenme miktarını artırarak duman oluşumunu azaltmaktadır [15]. Şekil 10 incelendiğinde, metil ester yakıt kullanımı ile duman koyuluğu değerlerinde ozellikle yüksek devirlerde daha fazla azalmalar meydana geldiği görülmektedir. Dizel motorlarda metil ester yakıtların kullanımı ile duman koyuluğundaki düşüşü ekolojik denge icin oldukça önemlidir. Motor devrinin artması ile tüm test yakıtların duman koyuluğunda azalma olmakla birlikte tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında, BYME ve TYME

kullanımı ile duman koyuluğunda SDY'a göre sırasıyla % 16,05 ve % 120,08 azalma olmuştur. Bunun nedeni, hayvansal yağ tabanlı metil ester yakıtların oksijen içeriğinin ve biyoyakıtların hemen hemen hiç aromatik bileşik içermemesidir[15,18].



Şekil 10. Test yakıtlarına ait duman koyuluğu emisyonlarının motor devrine göre değşimleri

4. SONUÇ

Çevre ve insan sağlığını tehdit eden atık hayvansal yağların biyodizele dönüştürülerek dizel motorlarda yakıt olarak kullanılması ile ;

1. Çevre atıklardan temizlenerek çevre ve insan sağlığı korunacak ve atıklar geri kazanılarak ülke ekonomisine katkı sağlanacaktır.
2. Düşük maliyetli yenilenebilir ve yerli hammadde kaynaklı alternatif dizel motor yakıtı elde edilecektir.
3. Hayvansal yağ kaynaklı metil esterlerin dizel motorda yakıt olarak kullanımı sonucu düşük emisyonlu ve dizel yakıta yakın motor performans değerleri elde edilecektir.
4. Dizel motorlu taşıtlardan kaynaklanan çevre ve insan sağlığı üzerinde olumsuz etkiye sahip olan partikül madde miktarı, hayvansal yağ kökenli yağların kullanılması ile azalacaktır.

Netice olarak atık hayvansal yağların biyoyakıt üretiminde kullanılması, hem biyoyakıtın dezavantajlarından biri olan yüksek maliyetinin azaltılması hem de yağlı hayvansal atıklardan kaynaklanan çevre kirliliğinin önüne geçilmesi ve petrol açısından dış ülkelere bağımlılığı azaltacaktır.

KAYNAKLAR

[1] Uzun BB, Kılıç M, Özbay N, Pütün AE, Pütün E. Biodiesel production from waste frying oils: optimization of reaction parameters and determination of fuel properties. Energy,44:347-51, 2012.

[2] Behçet, R. Performance and Emission Study of Waste Anchovy Fish Biodiesel in a Diesel Engine, Fuel Processing Technology ,92(6):1187-1194, 2011.

[3] Behçet R., Oktay H., Çakmak A., Aydin H. Comparison of exhaust emissions of biodiesel-diesel fuel blends produced from animal fats, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 46, 157–165, 2015.

[4] Behçet, R. Evaluation as fuel diesel engine of methyl esters derived from waste animal fats, Energy Exploratıon & Exploıtatıon,33(2): 227–242, 2015.

[5] Ertan Alptekin, Mustafa Canakci, Optimization of pretreatment reaction for methyl ester production from chicken fat, Fuel 89 4035–4039, 2010.

[6] Canoira L, Gamero MR, Querol E, Alcantara R, Lapuerta M, Oliva F. Biodiesel from low-grade animal fat: production process assessment and biodiesel properties characterization. Ind. Eng. Chem. Res.;47:7997-8004, 2008.

[7] Altun Ş, Öner C, Hayvansal Yağların Dizel Motor Yakıtı Olarak Değerlendirilmesi, Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED) 2(3), 1-11, 2010.

[8] Bhatti HN, Hanif MA, Qasima M, Rehman A. Biodiesel production from waste tallow, Fuel 87:2961–6, 2008.

[9] Reyes, J.F., Sepulveda, M.A., PM-10 Emissions and Power of a Diesel Engine Fueled with Crude and Refined Biodiesel from Salmon Oil, *Fuel*, 85, 1714–1719, 2006.

[10] Dias, J.M. Production of Biodiesel from Acid Waste Lard, *Bioresource Technology*,100, 6355–6361. 2009.

[11]. Encinar J.M., Sánchez N., Martínez G., García L. Study of biodiesel production from animal fats with high free fatty acid content, Bioresource Technology 102, 10907–10914, 2011.

[12] Hoque ME., Singh A., Chuan YL., Biodiesel from low cost feedstocks: The effects of process parameters on the biodiesel yield, Bomass and Bioenergy 35, 1582-1587, 2011.

[13] Lin, C.Y., Li, R.J. "Engine performance and emission characteristics of marine fish-oil biodiesel produced from the discarded parts of marine fish" Fuel Processing Technology, 90: 883-888, 2009.

[14] Guru, M. Koca Can AÖ, Çınar C, S¸ahin F,. Biodiesel Production From Waste Animal Fat And Improvement Of Its Characteristics By Synthesized Nickel And Magnesium Additive, *Energy Conversion and Management*, 50, 498–502, 2009.

[15] Çanakçı M., ve Özsezen A. N., Atık Mutfak yağlarının dizel yakıtı olarak değerlendirilmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 18(1), 81-91, 2005.

[16] Keskin A. ve Aydın K., , Fındık Yağı Biyodizeli Üretimi ve Dizel Motorlarda Alternatif Yakıt Olarak Kullanımının Araştırılması, Ç.Ü.Müh. Mim. Fak. Dergisi, 20 (1)75-83, 2005.

[17] Tillem, İ., Dizel Motorları için Alternatif Yakıt Olarak Biyodizel Üretimi Ve Kullanımı, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2005.

[18] Altun Ş., Havyasal Yağlardan Biyo-yakıt Üretimi ve Bir Dizel Motorunda Kullanılabilirliğinin Deneysel Araştırılması, Doktora Tezi, Fırat Ünv. Fen Bil. Enst.,Elazığ. S.74-75, 2009.

[19] Ulusoy, Y., , Ayçiçeği, Pamuk ve Soya Yağlarının Diesel Motorlarında Yakıt Olarak Kullanım Olanaklarının Belirlenmesi Üzerine Karşılaştırmalı Bir Araştırma, Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 119s, 1999.

[20] Nişancı, S., Biyodizel Yakıt Karışımmlarının Performans ve Emisyon Üzerine Etkilerinin Deneysel Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü 63 sayfa, 2007.

[21] Agarwal, A.K., , Biofuels (Alcohols and Biodiesel) Applications as Fuels for Internal Combustion Engines, Progress in Energy and Combustion Science, 33(3), 233-271, 2007.

[22] Lin, C.H. and Lin, H.A., Diesel Engine Performance and Emissions Characteristics of Biodiesel Produced by the Peroxidation Process, Fuel, 85,298, 2006.

PİEZO TETİKLEMELİ BENZİN ENJEKTÖRLERİNDE, BAZI TASARIM PARAMETRELERİNİN PÜSKÜRTME KARAKTERİSTİĞİNE ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Gökhan Şentürk[1], M. İhsan Karamangil[2]

[1]*Bosch San. ve Tic. A.Ş., Benzinli Sistemler, Üretim Departmanı, Bursa*
[2]*Uludağ Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Bursa*

ÖZET

Benzinin direkt silindir içine püskürtülmesi ve motor tipine bağlı olarak yakıt bulutuna yön verilmesi her geçen gün daha da önem kazanmaktadır. Bu çalışmanın amacı, yakıtın yanma karakteristiğine ve aracın davranışına doğrudan etki eden yakıt enjektörünün iğne ve gövde parçalarındaki boyutsal değişkenlerin yakıt püskürtme karakteristiğine etkisinin incelenmesidir. Bunun için, üretim tolerans sınırlarında kalmak kaydıyla 25 adet piezo tetiklemeli enjektör üretilmiş ve püskürtme karakteristiğini etkileyen 12 adet ölçü belirlenerek bu ölçülerdeki değişimin püskürtülen yakıt formu, debi ve püskürtme açısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışma, ayrıca enjektör geliştirme çalışmalarına yardımcı olacak niteliktedir.

Anahtar Kelimeler: **Benzin enjektörü, Direkt püskürtme, Püskürtme karakteristiği**

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EFFECTS ON SPRAY CHARACTERISTICS OF SOME DESIGN PARAMATERS IN PIEZO-ENERGIZED GASOLINE INJECTORS

ABSTRACT

That gasoline is injected into the cylinder and fuel cloud is directed depending on the engine type is to gain more and more importance every day. The purpose of this study is to investigate the effects of fuel injector needle and body dimensional changes on the spray injection characteristics. In order to do this, 25 pcs, piezo injectors have been produced and 12 different measurement points which have effect on spray characteristics have been defined. Spray fuel profile, flow rate and spray angle have been investigated corresponding the change of measurement points values. Also, this study can be considered as a qualified source for injector R&D studies.

Keywords: **Gasoline injector, Direct injection, Spray characteristic**

1. GİRİŞ

Otomotiv teknolojisindeki hızlı ilerlemeler özellikle son 20 yılda motor teknolojileri üzerinde kendisini gösteren yoğun çalışmalarla büyük bir ivme kazanmıştır. Motor teknolojilerinden beklentiler başta güç ve tork seviyelerinde artış olarak kendisini göstermekle birlikte emisyon olguları ile enerji verimliliği kavramları da tasarım çalışmalarının önde gelen unsurları arasında kendisine yer bulmuştur. Her ne kadar içten yanmalı bir motoru tanımlayan ana parametreler bu çerçevede kendisini gösterse de, motor bileşenlerini oluşturan komponentlerin tekil tasarım altyapıları da hedef teknolojik düzey üzerinde belirleyici olmaktadır. Bu sebeple benzinli motorların enjektör tasarımları da ortaya konan performans hedefleri ile örtüşür düzeyde ilerleme kaydetme durumundadır. Emisyon ve verimlilik olgularının genel yaklaşım itibariyle yakıtın yanma karakteristiği ile doğrudan ilişkili olması, yakıtın enjektöre gönderimi ve enjektör çıkışındaki püskürtme karakteristiğine yönelik tasarım çalışmalarını ön plana çıkarmıştır. Öyle ki, teknolojinin bu gelişen kulvarında yakıtın enjektöre sevk basıncının arttırılması genel bir yaklaşım olarak kendisini göstermektedir. Artan basınç değerleri ise hem yakıtın enjektör gövdesi içindeki hareketini, hem de enjektör çıkışındaki püskürtme karakteristiklerini etkilemektedir. Ayrıca, enjektör üzerindeki mekanik zorlanmaları arttırmakta ve sızdırma problemi oluşturmaktadır, [1-8].

Dizel motorların aksine benzinli motor enjektörleri daha düşük basınç altında çalışmaktadır. Bu durum benzinin yapısal özelliğinden kaynaklansa da silindir içinde gerekli olan yanmayı sağlayabilecek uygun bir yakıt dağılımının sağlanması zorunludur. İyi şekilde yönlendirilmiş, uygun homojenlikte ve yoğunlukta hava/yakıt karışımı gürültüsüz, verimli ve düşük zararlı emisyon değerleriyle çalışırken, aksi durum gürültü kirliğine, pahalı bir sürüşe ve çevrenin zarar görmesine neden olmaktadır.

Bilindiği üzere yakıt bulutunun oluşturulması, yönlendirilmesi ve verimli şekilde yakılması silindir/piston, enjektör ve bujinin doğru tasarımlara sahip olması ve birbirleriyle koordineli çalışması sonucunda meydana gelmektedir.

Türkiye'deki Bosch firması benzinli motorlar için iki tip enjektör üretmektedir. i. Solenoid tahrikli enjektörler, ii. Piezo tetiklemeli enjektörler. Bu çalışmada piezo tetiklemeli benzin enjektörlerinin yukarıda bahsedilen karakteristiklere etki eden en önemli parçalardan olan enjektörün iğne ve gövde parçaları incelenmiş, bu parçaların boyutsal özellikleri ile seçilen enjektör arasında korelasyon olup olmadığı araştırılmıştır.

Literatürde piezo tetiklemeli benzin enjektörü ile ilgili yapılan çalışmalara rastlamak mümkündür. Örneğin; Dong ve ark. [9] sprey açısı, püskürtme basıncı, ortam basıncı ve iğne kalkma miktarının sprey atomizasyonu, tanecik boyutu ve tanecik hızı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Pielecha [10] ise sprey penetrasyonuna odaklanmış ve farklı püskürtme basınçları ve farklı ortam sıcaklıkları altında sprey modeli üzerinde çalışmıştır. Drautz ve ark. [11] sprey davranışının emisyon değerleri ve partikel üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Smith ve ark. [12] dışa açılan iğneli ve piezo tetiklemeli enjektör ile çok delikli solenoid tetiklemeli benzin enjektörlerini, motor performansı, maksimum yükteki davranışları, ateşleme stabilitesi, yakıt sarfiyatı ve zararlı emisyon salınımı yönünden karşılaştırmışlardır.

2. DİREKT PÜSKÜRTMELİ MOTORLARDA KULLANILAN BENZİN ENJEKTÖRLERİ

Direkt püskürtmeli benzin motorlarında kullanılan enjektörler farklı şekillerde sınıflandırılmaktadır.

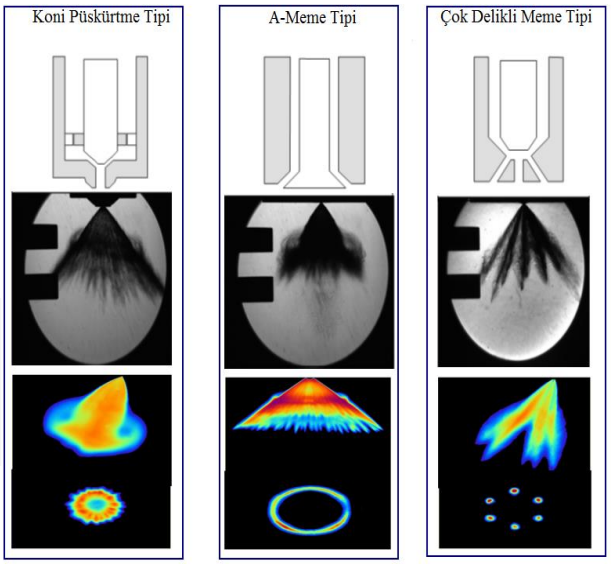
Püskürtmenin yapıldığı grubun (meme grubunun) tipine göre;

- Koni Püskürtme Tipi
- A-Meme Tipi
- Çok Delikli Meme tipi

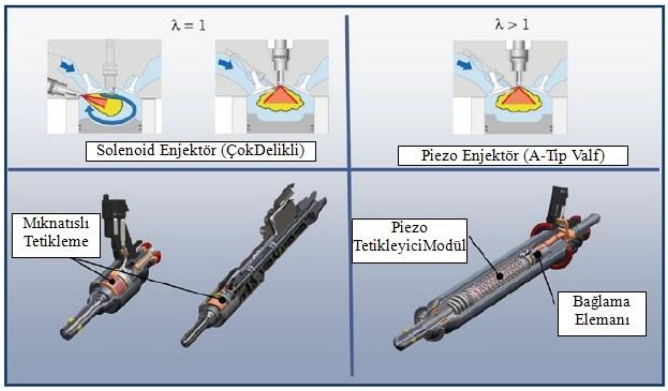
Elektriksel tetiklemenin tipine göre;

- Solenoid Tetiklemeli
- Piezo Tetiklemeli

Şekil 1 ve Şekil 2 de sırasıyla meme ve elektriksel tetikleme tiplerine göre enjektörler gösterilmiştir.



Şekil 1: Meme şekline göre enjektör tipleri [13]



Şekil 2: Solenoid ve piezo tetiklemeli enjektörler [14]

Günümüzde solenoid tahrikli enjektörler yanma odasına yanal ve merkezi olarak yerleştirilebilirken piezo tetiklemeli enjektörler sadece merkezi olarak yerleştirilmektedir.

Bosch firması her iki enjektörü de üretmektedir. Solenoid tetiklemeli enjektörlerin üretimine 2005 yılında başlanmış ve şu ana kadar toplamda 50 milyondan fazla enjektör üretilmiştir. Tüm dünyadan 30'a yakın müşterisi bulunmaktadır. Düşük hacimli motorlardan yüksek performanslı araçlara kadar kullanılabilmektedir. Makalede incelenen piezo tetiklemeli enjektörün seri üretimine ise 2010 yılında başlanmış ve şu an için tek müşterisi olan Mercedes için üretilmektedir.

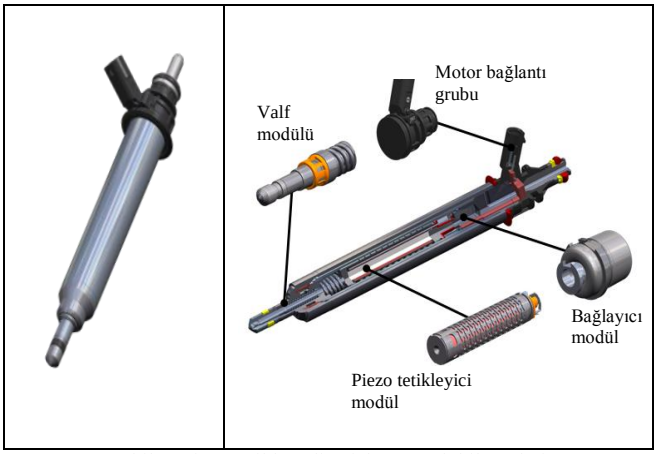
3. MATERYAL ve YÖNTEM

Şekil 3'te makalede incelenen enjektör ve bileşenleri gösterilmiştir. Valf modülü yay vasıtasıyla, piezo tetikleyici gruba bağlıdır. Elektrik akımı ile birlikte tetiklenen piezo kristaller valf grubu içindeki iğneyi enjektörün dışına doğru iterek yakıtın silindir içine püskürtülmesini sağlarlar. Püskürtme anında içi boş koni

formu meydana gelir ve teorik olarak bu form silindir için karşı basınçtan etkilenmez.

Piezo tetikleyici modül, elektriksel yük karşısında boyut değiştiren kristallerden meydana gelir. Kısmi yüklerde ise tetikleyici grubun içindeki kristaller kısmi açılarak iğnenin dışa doğru daha düşük strokta açılmasını sağlanır.

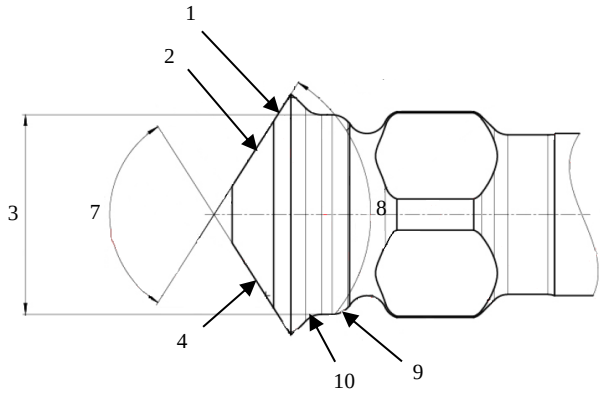
Motor bağlantı grubu motora yönelik bağlantı ve sızdırmazlık elemanlarını içerir. Hidrolik kompanzasyon grubunun görevi ise farklı yük, sıcaklık ve çalışma şartlarında iğne hareketinin istenilen seviyelerde kalmasını sağlamaktır.



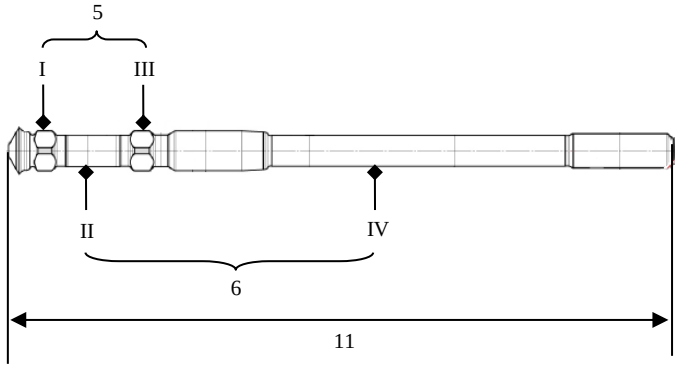
Şekil 3: Piezo tetiklemeli enjektör ve alt bileşenleri

3.1. İğne ve Gövde Parametrelerinin Tanımlanması

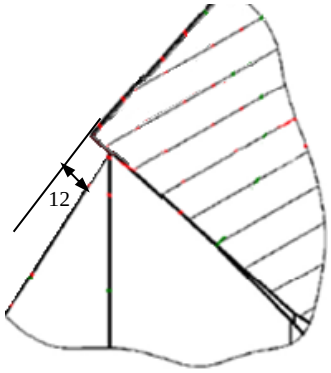
Püskürtme karakteristiğine etki eden iğne ve gövde üzerindeki bölgeleri belirleyebilmek için 25 adet enjektör üretilmiştir. Daha sonra bu enjektörlerin iğne ve gövdelerinin boyutsal değerleri kaydedilmiştir. Püskürtme karakteristiğine etki ettiği düşünülen bölgelerin etkisi tek tek incelenmiş ve bölge sayısı 16'dan 12'ye düşürülmüştür. Şekil 4, 5 ve 6'da tespiti yapılan 12 bölge gösterilmiştir. Bu 12 bölgenin isimleri Tablo 1 de verilmiştir.



Şekil 4: İğnenin baş bölgesindeki kısımlar



Şekil 5: İğnenin tamamındaki bölgeler



Şekil 6: Gövde - iğne üzerindeki bölgeler

Tablo 1: İğne karakteristiklerin tanımı

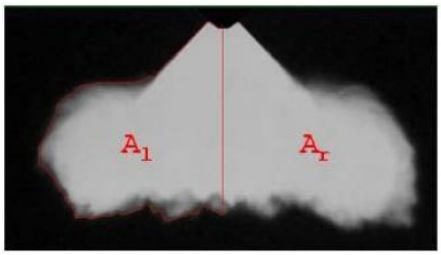
Karakteristik Numarası	Karakteristik tanımı
1	Dış arka açı yüzey pürüzlülüğü
2	Ön açı yüzey pürüzlülüğü
3	Çap ölçümü
4	Dış açı yuvarlaklık
5	I in III e göre salgısı
6	II nin IV e göre salgısı
7	Dış açı
8	İç açı
9	Dış yarıçap
10	İç yarıçap
11	İğne tam boy
12	Geri tahliye ölçüsü

3.2. Yakıt Demeti Bölgelerin Tanımlanması

a) Yakıt demeti (Sprey) alanı:

Yakıt demeti alanı sağ ve sol olmak üzere ikiye ayrılarak incelenir, Şekil 7. İdeal durum her iki sprey alanının birbirine ***eşit*** ve ***simetrik*** olmasıdır. Yani, Sprey Alanı (SA) = 0 ± 0,3 olmalıdır. Testler sırasında yakıt bulutunda aranan özellikler: i. Homojen dağılım, ii. Simetrik olma, iii. Kılcal dağılmalar meydana gelmemeli ve iv.

Püskürtme açısı toleranslar içinde ve nominal değere yakın olmalıdır.



Şekil 7: Sprey bulutunun alanlara ayrılması
A_l=Sol sprey alanı, A_r=Sağ sprey alanı,

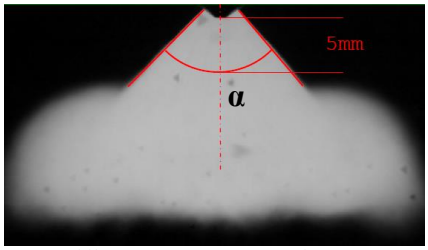
Sprey alanı aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır:

$$SA = \frac{A_L - A_R}{A_L + A_R}$$

b) Sprey açısı:

Bosch normlarına göre püskürtme açısı tayini aşağıdaki kriterlere göre yapılır. Sprey açısı toleransları: α= 85 ± 5° (İdeal durum =85, 9°) dir.

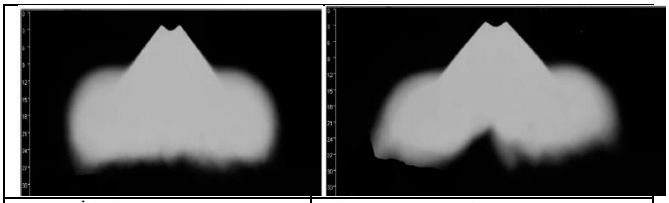
- Püskürtme esnasındaki maksimum iğne açıklığı anında iğne üst yüzeyinin 5 mm altından teğet geçecek şekilde bir yay çizilir.
- Çizilen yay yakıt bulutunun kenarları ile kesiştirilir.
- Yay yarıçapı sprey açısı olarak kabul edilir. Bu durum Şekil 8 de gösterilmiştir.



Şekil 8: Sprey açısının tanımlanması,
Püskürtme basıncı=20 MPa, Karşı basınç=0,6 MPa

c) Sprey görüntüsü ve bulut formu:

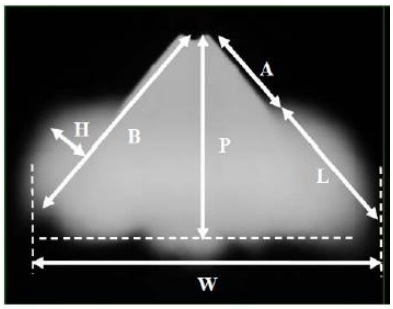
Şekil 9a ve 9b'de sprey görüntüleri verilmiştir. İdeal durum Şekil 9a'da olduğu gibi yakıt bulutunun simetrik ve homojen olması, yakıt bulutunun alt tarafında çatallaşma olmaması ve sprey açsısının tanımlanan değerde olmasıdır. Şekil 9b'de ise iğne oturma yüzeyindeki vuruk ve çentiğin etkisi görülmektedir.



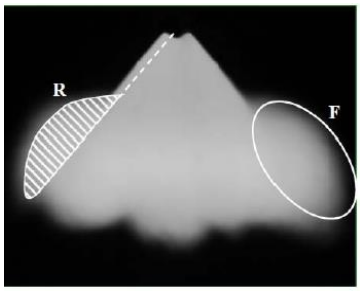
(a) İdeal sprey görüntüsü	(b) Kötü (Hasarlı) sprey görüntüsü

Şekil 9a ve 9b: İdeal ve kötü sprey görüntüleri

Şekil 10 da sprey bulutunu tanımlamakta kullanılan ölçüsel parametreler, Şekil 11 de ise görsel olarak sprey bulutunun kalitesini ölçmekte kullanılan form parametreleri verilmiştir.



Şekil 10: Ölçüsel parametreler



Şekil 11: Form parametreleri

Girdap

Girdap yüksekliği	: H
Girdap kesit alanı	: R
Kesintisiz koni uzunluğu	: A
Girdap kesit uzunluğu	: L
Form	: F
Sprey koni genişliği	: W

Koni

Koni uzunluğu	: B

Nüfuz derinliği (Penetrasyon)

Ortalama penetrasyon	: P

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Sonuçlar iki kısımda ele alınmıştır.

1. Yakıt demeti ve enjektör karakteristiklerinin tespiti
2. İğne ve gövde ölçülerindeki değişimlerin püskürtme karakteristiğine etkisinin incelenmesi

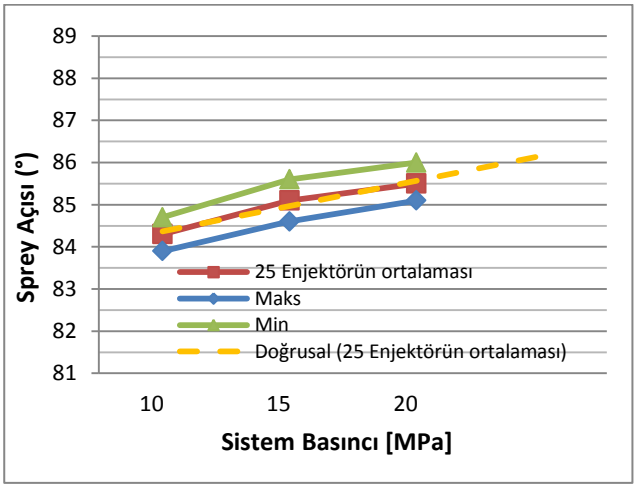
4.1. Yakıt demeti ve enjektör karakteristiklerinin tespiti

Bu kısımda püskürtme basıncı, ortam basıncı ve farklı strok değerleri için enjektörlerin püskürtme açısı ve yakıt debisi değişimleri incelenmiştir.

Püskürtme basıncı - püskürtme açısı ilişkisi

Şekil 12'de görüldüğü gibi farklı sistem basınçlarında sprey açıları da doğrusala yakın biçimde değişmektedir. Deneme için üretilen 25 adet enjektör, diğer tüm koşullar

aynı kalacak şekilde sadece farklı sistem basınçlarında çalıştırılmıştır. 10 MPa ile yapılan ilk denemede ortalama sprey açısı 84,4º derece olurken, 25 enjektör içindeki minimum sprey açısı 83,9º, maksimum sprey açısı ise 84,7º olmuştur. Ortalama, maksimum ve minimum arasındaki fark enjektörlerin alt parçalarının ve montaj aşamasındaki proseslerin tolerans kullanım farklılıklarından kaynaklanmaktadır. Benzer şekilde; 15 MPa sistem basıncı için sprey açıları; ortalama değer: 85,1º, maksimum değer: 85,5º, minimum değer: 84,6º dir. 20 MPa sistem basıncı için sprey açıları; ortalama değer: 85,6º, maksimum değer: 86,1º, minimum değer: 85,1º dir. Sonuçlar incelendiğinde her 5 MPa sistem basınç artışı sprey açısında yaklaşık 0,5º lik bir artışa sebep olduğu görülmektedir.

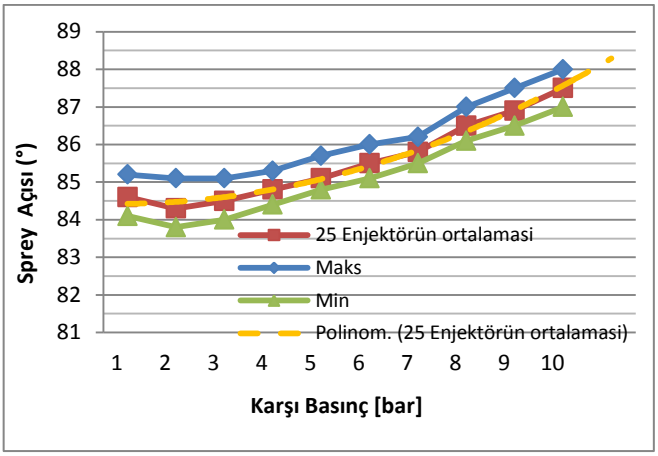


Şekil 12: Farklı püskürtme basınçlarına bağlı olarak sprey açılarının değişimi

Artan basınca bağlı olarak sprey açısının artması iğne oturma yüzey yarıçapı ile yakından ilgilidir. Basınç arttıkça, yakıt tanecikleri iğne oturma yüzeyinin son noktasına ulaşamadan iğne yüzeyinden ayrılmaktadır. Bu da sprey açısının artması anlamına gelir.

Ortam basıncı (Karşı basınç) - püskürtme açısı ilişkisi

Püskürtmenin yapıldığı ortam basıncının (karşı basınç) arttıkça sprey açısı artmaktadır. Bunun sebebi püskürtülen yakıtın karşılaştığı direncin artması yakıt demetini yatay olarak genişlemeye zorlayacaktır. Şekil 13'ta farklı karşı basınçların sprey açısı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Testler 25 adet enjektörle ve sabit 200 bar'lık püskürtme basıncında yapılmıştır.

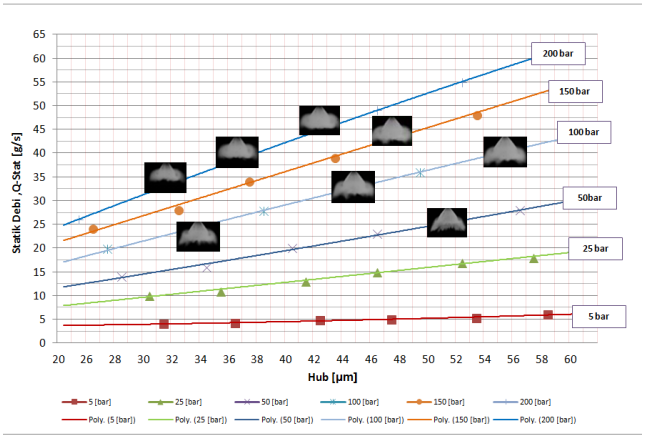


Şekil 13: Farklı karşı basınçlara bağlı olarak sprey açısının değişimi

Püskürtme Basınçları, İğne Açılma Miktarı ve Statik Debi Arasındaki İlişki

Şekil 14'de farklı sistem basınçları ve iğne açılma yüksekliğinin statik debi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Şekilden görüleceği gibi sistem basıncı ve iğne açılma mesafesi arttıkça statik debi lineer olarak artmaktadır. Ayrıca sistem basıncı arttıkça sprey formu ideale yaklaşmakta yani sprey koni kısmında çatallaşmalar azalmaktadır.

Daha önce bahsedildiği gibi ideal çalışmada açılma mesafesinin değeri 35 µm olan iğne için özel tetikleme parametreleri ile açıklık mesafesi değeri yaklaşık 60 µm seviyelerine çıkarılmış ve özel motor uygulamalarındaki (EVO, performans araçları) etkisi gözlenmeye çalışılmıştır. Ayrıca, sistem basıncı 5 bar – 200 bar aralığında kademeli olarak değiştirilmiştir. Deneme esnasındaki karşı basınç 4 barda sabit tutulmuştur.



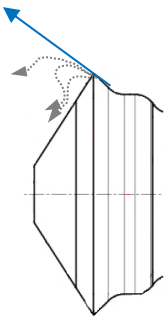
Şekil 14: Farklı sistem basınçları ve iğne açılma mesafelerine bağlı olarak statik debinin değişimi

4.2. İğne ve gövde ölçülerindeki değişimlerin püskürtme karakteristiğine etkisi

Bu bölümde iğnedeki bazı geometrik ölçüm ve büyüklüklerindeki değişimlerin püskürtme açısı ve debisi üzerindeki etkileri incelenmeye çalışılmıştır. Gerekli durumlarda sprey görüntülerine de yer verilmiştir. Yukarıda bahsedilen 12 parametreden ancak önemli görülen birkaç tanesi burada verilebilmiştir.

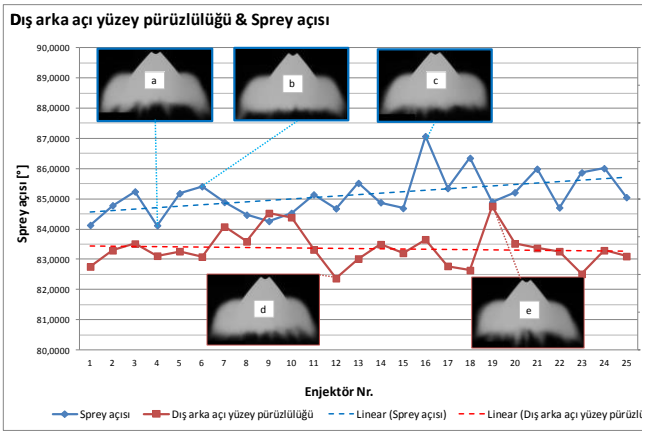
Dış arka açı yüzey pürüzlülüğü

Şekil 15'te gösterildiği üzere, dışarı çıkan yakıtın çok küçük bir kısmı iğne duvarına yapışmaktadır. Bunun sebebi ise, tam iğne keskin köşesinde yakıt basıncının düşmesi ve bu nedenle taneciklerin iğne yüzeyine doğru yön değiştirmesidir.



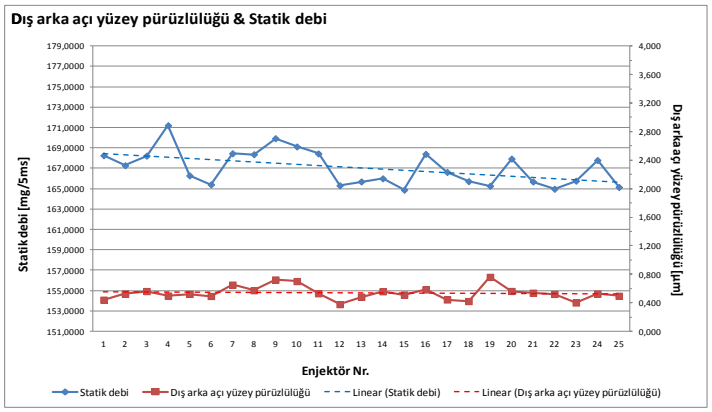
Şekil 15: İğne keskin köşesinde yakıt taneciklerinin hareketi
Doğrusal tanecik hareketi
Yüzeye yapışan tanecik hareketi

Dış arka açı yüzey pürüzlülüğünün sprey açısına etkisi Şekil 16'da verilmiştir. Ortalama eğrilere bakıldığında (kesik çizgiler) dış araka açı yüzey pürüzlülüğündeki azalmaya bağlı olarak sprey açısının arttığı görülmektedir. Bunun nedeni daha az yakıtın yön değiştirmesidir.



Şekil 16: Dış arka açı yüzey pürüzlülüğünün sprey açısına etkisi

Dış arka açı yüzey pürüzlülüğünün debi üzerindeki etkisi Şekil 17'de verilmiştir. Genelde yüzey pürüzlülüğü azaldıkça debinin artması gerekir ama burada biraz tersi bir durum söz konusudur. Bunun nedeni diğer parametrelerin baskın olmasına bağlanmıştır.

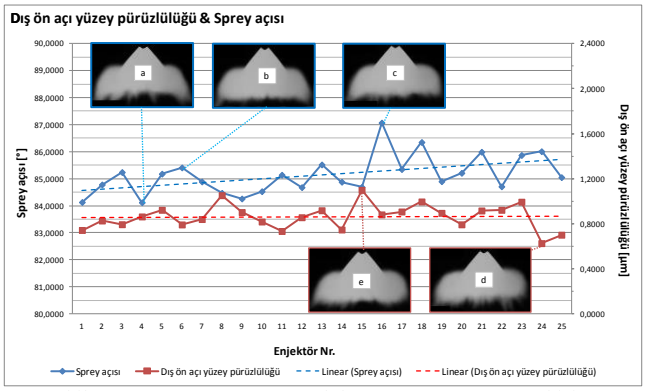


Şekil17: Dış arka açı yüzey pürüzlülüğünün debiye etkisi

Dış ön açı yüzey pürüzlülüğü

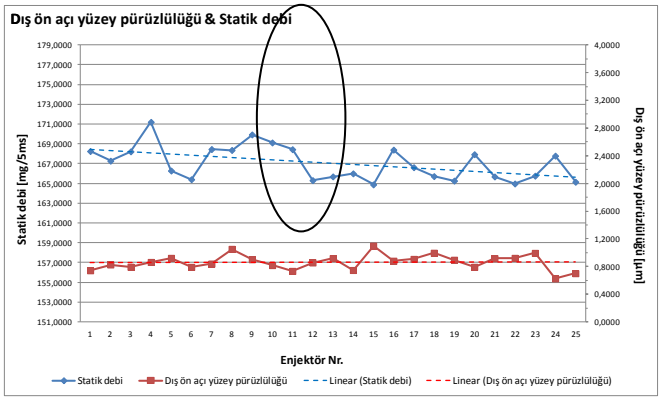
Dış arka açı yüzey pürüzlülüğünde olduğu gibi dış ön açı yüzey pürüzlülüğünün etkisi diğer parametrelere nazaran düşük seviyededir. Yakıt tanecikleri iğne yüzeyine yapışmakta ve hızları düşmektedir. Ancak dış arka yüzey pürüzlülüğündekinin aksine bunun sebebi düşük basınç bölgesi değil, bizzat yüzeyin üzerindeki girinti ve çıkıntılardır.

Dış ön açı yüzey pürüzlülüğünün sprey açısına etkisi Şekil 18'de verilmiştir.



Şekil 18: Dış ön açı yüzey pürüzlülüğünün sprey açısına etkisi

Dış ön açı yüzey pürüzlülüğünün debi üzerindeki etkisi Şekil 19'da verilmiştir.

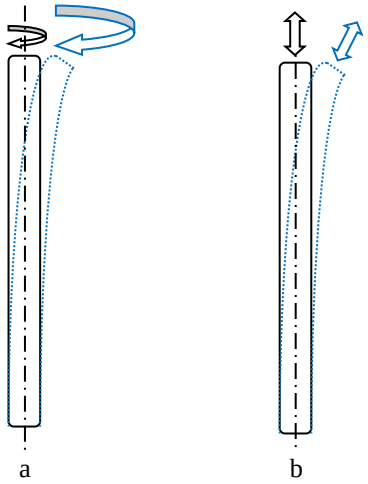


Şekil 19: Dış ön açı yüzey pürüzlülüğünün debiye etkisi

Sprey açısının aksine dış ön açı yüzey pürüzlülüğünün debi üzerinde etkisi daha fazladır. Bunun sebebi yüzey üzerindeki girinti ve çıkıntıların yakıt taneciklerinin hareketine etki etmesidir. Yani yüzey pürüzlüğü arttığında yakıt tanecikleri kolay hareket edemeyecek dolayısıyla debi azacaktır. Aksi durumda ise debi artacaktır. Şekil 19'da bu duruma uyan ve uymayan noktalar mevcuttur. Uymayan noktalardaki temel etki enjektörün diğer baskın parametrelerinden kaynaklanmaktadır.

I'in III'e göre salgısı

Salgı temel anlamda merkezden kaçıklık anlamına gelmektedir. Silindirik ve dönel parçalarda salgı hareketin yönüne göre etkili olabilmektedir. Şekil 20'de salgının silindirik parçalar üzerindeki muhtemel etkileri gösterilmiştir.

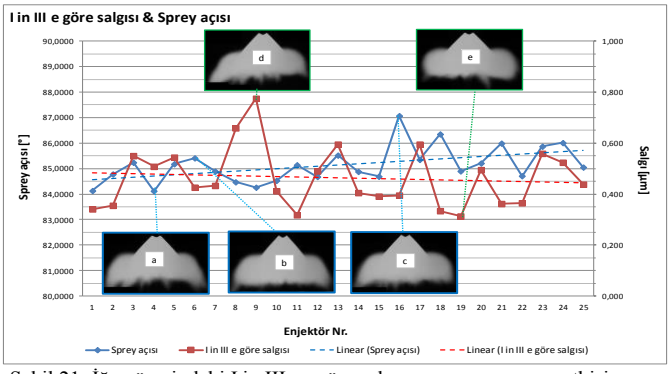


Şekil 20: Salgının silindirik parçalar üzerindeki muhtemel etkileri

Şekil 20a'da silindirik parça dönel hareket yapmaktadır. Salgının büyük olması çevresel hızı ve silindirik parçanın yataklandığı çepere temasını arttıracaktır. Bu durumda yatakta aşınmalar meydana gelecek, uzun vadede çapak oluşacak ve silindirik parça çalışamaz hale gelecektir. Eğer dönel parçanın üzerinden aynı anda bir sıvı akışı ve püskürtme meydana geliyorsa bu sıvının da püskürtme açısı çevresel hıza bağlı olarak artacaktır.

Şekil 20b'de silindirik parça doğrusal hareket yapmaktadır. Salgının büyük olması çevresel hızı arttırmayacak ancak iğnenin doğrultusu değişecektir. Enjektör iğnesi de doğrusal hareket yapmaktadır. Dolayısıyla salgının sprey açısına doğrudan bir etkisinin olması beklenmemektedir. Ancak sprey eksen doğrultusu iğne doğrultusuna bağlı olarak değişecektir.

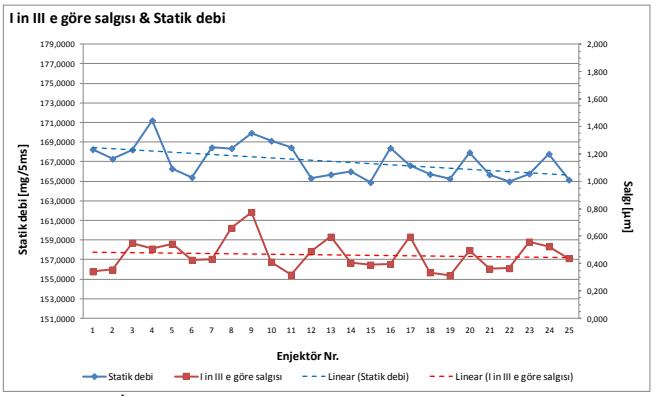
Dönel silindirik parçalarda salgının artmasıyla sprey açısının arttığı ancak ekseninin değişmediği görülürken eksenel silindirik parçalarda ise sprey açısının hemen hemen aynı kaldığı ekseninin ise iğne eksenine bağlı olarak değiştiği görülür. Buna göre iğne üzerindeki I in III ye göre salgısının sprey açısına etkisi Şekil 21'de verilmiştir.



Şekil 21: İğne üzerindeki I in III ye göre salgısının sprey açısına etkisi

Şekil 21'de görüldüğü üzere sprey açısı salgıdan bağımsız olarak değişmektedir. Ancak I ve III noktaları iğne ve gövde arasındaki mesafenin en az olduğu noktalardır. Bu nedenle iğne üzerindeki salgı iğnenin gövde çeperine çarpmasına ve aşınamaya sebep olacaktır. Sonuç olarak uzun vadede oluşan çapaklar yakıt ile birlikte atılacak bu esnada sprey formunda bozulmalara neden olacaktır. Buradan hareketle I ve III noktalarındaki salgı sprey açısı üzerinde etkili olmasa da uzun vadede sprey formu üzerinde etkili olacaktır. Şekil 21 de (d) deki yakıt demeti formunun artan salgı ile birlikte meydana gelen yön değişikliği net bir şekilde gözükmektedir.

İğne üzerindeki I in III ye göre salgısının statik debiye etkisi Şekil 22'de verilmiştir.



Şekil 22: İğne üzerindeki I in III ye göre salgısının debiye etkisi

Şekil 22'deki sprey açısının aksine I in III'e göre salgısının debi üzerindeki etkisi yüksektir. Bunun sebebi ise salgılı bölgeden geçen yakıt miktarının artmasıdır. Aynı şekilde salgı değeri düştükçe debi de azalacak ve ideal duruma yaklaşacaktır.

5. SONUÇ

Yapılan çalışmada piezo tetiklemeli enjektörlerde ilk önce enjektör karakteristikleri belirlenmiş daha sonra debi ve püskürtme açısını etkileyen 12 temel bölge belirlenerek bu bölgelerdeki ölçüsel farklılıkların etkisi ortaya konulmuştur. Bu 12 temel bölgenin ancak 3 tanesi makale içinde verilebilmiştir.

1. Henüz yeni yeni piyasada görülen piezo tetiklemeli benzin enjektörlerinin temel gereksinimleri belirlenmiş ve yakıt demeti bölgeleri tanımlanmıştır.
2. Artan püskürme basıncı ve iğne stroğuna bağlı olarak püskürtme debileri ölçülerek enjektör debi karakteristiği elde dilmiştir.
3. Ortam basıncının artmasına bağlı olarak püskürtme açılarının arttığı tespit edilmiştir.
4. Benzer şekilde püskürtme basıncının artmasına bağlı olarak püskürtme açılarının arttığı tespit edilmiştir.
5. Enjektör iğnesindeki bazı boyutsal değişikliklerin debi ve püskürtme açısı ve yakıt demeti formu üzerindeki etkileri incelemiştir.
6. Yapılan çalışma enjektör tasarımıyla ilgilenen araştırmacılara referans oluşturacak niteliktedir.

6. KAYNAKLAR

[1] Karamangil M.I. Direkt püskürtmeli benzin motorları ve Mitsubishi metodu. Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 9, Sayı 1, 19-29, 2004.

[2] Kim K., Kim D., Jung Y., Bae C. Spray and combustion characteristics of gasoline and diesel in a direct injection compression ignition engine. Fuel, 109, 616–626, 2013.

[3] Moon S., Komada K., Sato K., Yokohata H., Wada Y., Yasuda N. Ultrafast x-ray study of multi-hole GDI injector sprays: effects of nozzle hole hength and number on initial spray formation. Experimental Thermal and Fluid Science, 1-31, 2015.

[4] Heinstein A., Landenfeld T., Reimer M., Sebastian T. High pressure direct injection systems for gasoline engines. MTZ 03, Volume 74, 28-32, 2013.

[5] Xu H., Wang C., Ma X., Sarangi A.K., Weall A., Venus J.K. Fuel injector deposits in direct-injection spark-ignition engines. Progress in Energy and Combustion Science, 50, 63-80, 2015.

[6] http://en.wikipedia.org/wiki/Coand%C4%83_effect. 2015. Coanda Effect. (Erişim tarihi: 30.03.2015)

[7] http: //www. bosch-presse.de. 2015 (Erişim tarihi: 09.03.2015)

[8] Basshuysen R.V. Ottomotor mit Direkteinspritzung. Common-Rail-Hochdruck-Direkteinspritzung. Bad Wimpfen, Deutschland, 121-151, 2013.

[9] Dong Q., Ishima T., Kawashima H., and Long W.Q. A study on the spray characteristics of a piezo pintle-type injector for DI gasoline engines. Journal of Mechanical Science and Technology, 27, 1981-1993, 2013.

[10] Pielecha I. Modelling of gasoline fuel spray penetration in SIDI engines. International Journal of Automotive Technology, Vol. 15, No. 1, pp. 47−55, 2014.

[11] Drautz F., Kumano K., Machida K., Sauerland H. Development of fuel Injection control technology in gasoline direct injection engine. 9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, 507-536, 2014.

[12] Smith J., Szekely G., Solomon A., and Parrish S. A comparison of spray-guided stratified-charge combustion performance with outwardly-opening piezo and multi-hole solenoid injectors. SAE Int. J. Engines, Volume: 4, Issue: 1-17, 2011.

[13] Bosch açık kaynak dokümanları. 2008

[14] Heinstein A., Landenfeld T., Reimer M., Sebastian T. High pressure direct injection systems for gasoline engines. MTZ 03, Volume: 74, 28-32, 2013.

COMPARISON OF PERFORMANCE AND COMBUSTION CHARACTERISTICS OF A DI DIESEL ENGINE FUELED WITH METHYL ESTER, ETHYL ESTER, PETRO-DIESEL AND THEIR BLENDS

Huseyin ŞANLİ[1,3], Mustafa ÇANAKÇI[2,3], Ertan ALPTEKİN[2,3], Ali TÜRKCAN[2,3], A. Necati ÖZSEZEN[2,3]

[1]Golcuk Vocational School, Kocaeli University, 41650, Golcuk, Turkey
[2]Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Kocaeli University, 41380, Izmit, Turkey
[3]Alternative Fuels R&D Center, Kocaeli University, 41275, Izmit, Turkey

ÖZET

Yenilenebilir ve biyolojik kökenli bir alternatif dizel yakıtı olarak biyodizel; dünya enerji ihtiyacındaki artış ile petrol rezervlerindeki azalma ve her geçen yıl kötüleşen çevresel problemler arasındaki çelişki nedeniyle gittikçe daha fazla ilgi çekmektedir. Literatürde çeşitli yağlardan üretilen metil ester yakıtları ile gerçekleştirilmiş pek çok motor test çalışması bulunmaktadır. Bununla birlikte; ilgili literatür incelendiğinde, etil ester yakıtı ile gerçekleştirilen motor testi çalışmasının metil ester çalışmalarına oranla oldukça sınırlı olduğu anlaşılmaktadır. Bu çalışmada atık kızartma yağından yüksek kaliteli metil ve etil ester biyodizel yakıtları üretilmiştir. Tam bir biyoyakıt elde etmek için etanoliz reaksiyonunda şeker pancarından elde edilen biyo-etanol kullanılmıştır. Ester yakıtlarının, petrol türevi dizel yakıtının (PTDY) ve bunların karışımlarının (%20 ester yakıtı - %80 petro-dizel) motor performansı ve yanma karakteristikleri üzerindeki etkilerini karşılaştırmak için altı silindirli, turbo şarjlı, ara soğutmalı, direk püskürtmeli bir dizel motoru kullanılmıştır. Motor testleri 600 Nm'lik sabit yükte ve üç farklı devir sayısında (1100 d/d, 1400 d/d ve 1700 d/d) gerçekleştirilmiştir. Ester yakıtlarının fren özgül yakıt tüketimleri PTDY'ninkinden daha yüksek çıkmıştır. Etil ester biyodizel yakıtının özgül yakıt tüketimi metil ester biyodizel yakıtına kıyasla bir miktar daha düşük çıkmıştır. Ester yakıtlarının efektif verimleri PTDY'ninkilerden daha yüksektir. Etil ester yakıtının efektif verimi metil ester yakıtına oranla bir miktar daha yüksektir. Seçilen tüm devir sayılarında ester yakıtlarının yakıt hattı basınçları görece daha erken yükselmiş ve sonucunda PTDY'den daha erken püskürtülmüşlerdir. Bu püskürtme avansı artan motor hızı ile daha belirgin bir hal almıştır. Etil esterin püskürtme başlangıcı metil esterinkinden görece daha erken olmuştur. Ester yakıtları ile biraz daha yüksek silindir içi basınçları elde edilmiş ve basınç artışı üst ölü noktaya daha yakın gerçekleşmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dizel motoru, etil ester, metil ester, motor performansı, yanma

ABSTRACT

Biodiesel, as a new, renewable and biological origin alternative fuel attracts increasing attention because of the contrasts between the increase in world energy requirements and the decrease in petroleum sources, and the environmental facts getting worse each passing year. In the literature, there are lots of engine tests performed with methyl ester biodiesel (MEB) obtained from various feedstocks. However, when the related literature is searched, it is realised that the number of engine tests carried out with ethyl ester biodiesel (EEB) is too restricted compared to MEB. In this study, methyl and ethyl ester biodiesel fuels of high quality were produced from waste frying oil. Bioethanol which was produced from sugar beet was used in ethanolysis reaction to obtain a complete bio-fuel. And then, to compare influences of ester fuels, petroleum-based diesel fuel (PBDF) and their blends (20% ester fuel – 80% petro-diesel) on the engine performance and combustion characteristics, a six-cylinder, turbo-charged, intercooled, direct injection (DI) diesel engine was used. The engine tests were performed at constant load of 600 Nm and three different engine speeds (1100 rpm, 1400 rpm and 1700 rpm). The brake specific fuel consumptions (BSFC) of ester fuels were higher than those of PBDF. The BSFC of EEB was slightly lower as compared with MEB. The effective efficiencies of the ester fuels were higher than those of PBDF. EEB has slightly better effective efficiency than MEB. At all engine speeds, fuel line pressures of the ester fuels rose relatively earlier and consequently injected earlier than PBDF. This timing advance became clearer with increasing engine speed. The start of injection of EEB was earlier than MEB. With the ester fuels, slightly higher in-cylinder gas pressures were obtained and the pressure increase occured closer to top dead center.

Keywords: Diesel engine, ethyl ester, methyl ester, engine performance, combustion

1. Introduction

Biodiesel which is defined as the fatty acid alkyl monoesters derived from renewable feedstocks such as vegetable oils and animal fats is a biodegradable, non-toxic, almost sulfurless and non-aromatic, environmentally friendly alternative diesel fuel.

Transesterification (alcoholysis) which is the most commonly preferred biodiesel production method is an ester conversion process. During transesterification reaction, triglycerides composing about 90-98% of total mass are broken down. Namely, the glycerol of the triglyceride are taken and replaced with the alkyl radical of the alcohol used in the reaction. At the end of the transesterification reaction, glycerol based triesters are converted to alkyl based monoesters [1, 2].

High viscosity which is the biggest technical hindrance for the direct usage of crude vegetable oils in diesel engines is lowered to a value similar to that of PBDF while cetane number and heating value are saved through transesterification. In the stoichiometric (theoretical) transesterification, 3 mol of alcohol is used per mole of triglyceride and results in 3 mol of fatty ester and 1 mol of glycerol.

The type of the alcohol used in transesterification is very important since it influences both the reaction kinetics and the biodiesel's fuel properties affecting the performance, combustion and emission profiles of the diesel engines [3-8]. The produced ester fuel contains, in its structure, the bonds of the alcohol used in the transesterification. That is to say monoalkyl esters produced through transesterification are termed as biodiesel. This alkyl group of the fuel is the alkyl radical of the alcohol used in the reaction. If the alcohol used in the transesterification reaction is methanol, the produced biodiesel is fatty acid methyl ester. In the case of ethanol usage, it would be ethyl ester, etc. Thus, both the fatty acid chain and the alcohol portions comprising biodiesel molecular structure contribute to the overall properties of a fatty ester, and it is whortwhile to consider the properties imparted by the alcohol that could be used for producing biodiesel [9, 10].

Among the alcohols used in biodiesel production, the most commonly preferred one is methanol because of its low price, physical and chemical advantages (polar and the shortest chain alcohol). It can easily react with triglycerides, and catalyst can be dissolved inside it faster compared with the other alcohols. However, the methanol production is mostly based on fossil fuels, mainly natural gas. In order to obtain a complete bio-fuel, the alcohol which is used in biodiesel production should be bio-based like ethanol. Turkey produces ethanol in important quantities from its agricultural products such as sugar beet.

When the related literature is viewed, it is seen that the number of studies in which biodiesel fuels are produced via ethanol is insufficient and restricted only in laboratory scale. Thus, there are limited numbers of investigation on the ethyl ester fuel's effects on the engine performance and combustion characteristics. Especially, the numbers of comparative studies between methyl and ethyl esters are too low.

In this study, it was aimed to fill this gap partially in the literature by comparing the infuences of waste frying oil based methyl ester and ethyl ester biodiesels on the engine performance and combustion characteristics. According to the authors' knowledge, there is no other study in which ethyl ester fuel's performance and combustion characteristics are comprehensively investigated and compared with those of methyl ester fuel produced from the same feedstock and PBDF.

2. Material and Methods

Waste frying oil used as feedstock in methanolysis and ethanolysis reactions was obtained from a pastry shop. To avoid the influences of different feedstocks on the reaction, the same waste frying oil sample was used for the both transesterifications. Some physico-chemical properties and fatty acid composition of the feedstock were given in Table 1. Methyl and ethyl ester biodiesels were produced in the pilot plant in Alternative Fuel Research and Development Center-Kocaeli University.

The measured fuel properties of ester fuels met the European Biodiesel Fuel Standard (EN 14214), as seen in Table 2. Methyl and ethyl esters were tested as pure and blend with petroleum-based diesel fuel in 20% (v/v) ratio. Table 2 shows the fuel properties of the test fuels. Test fuels were coded as following: petroleum-based diesel fuel (PBDF), methyl ester biodiesel (MEB), ethyl ester biodiesel (EEB), 20% MEB – 80% PBDF (M20) and 20% EEB – 80% PBDF (E20).

Engine tests were carried out in a six-cylinder, four-stroke, turbocharged-intercooled DI diesel engine. Specifications of the test engine can be seen in Table 3. Engine tests were performed at constant load of 600 Nm and three different engine speeds of 1100 rpm, 1400 rpm, and 1700 rpm.

A hydraulic dynamometer was used to load the engine. The crankshaft position was determined by a magnetic pickup fixed over the engine flywheel gear. To measure the in-cylinder gas pressure, a water-cooled pressure transducer (Kistler Model 6061B) was installed in the first cylinder head. A Kistler Model 6005 pressure sensor was mounted on the fuel line of the first cylinder to measure the fuel line pressure. For amplifying the pressure signals, a Kistler Model 5064A1 charge amplifier was used. Pressure signals were conducted to the computer by using a multifunctional data acquisition board (Advantech PCI-1716).

Table 1. Some physico-chemical properties and the fatty acid composition (%) of the feedstock.

Property	Unit	Value
Viscosity	mm^2/s	36.23
Density	kg/m^3	922.10
Sulfur Content	ppm	1.80
Acid Value	mg KOH/g	1.74
Higher Heating Value	kJ/kg	39487
Peroxide Value	meq/kg	16.85
Iodine Value	g I_2/100g	107.33
Water Content	ppm	1494.70
Total Polar Material	%	9.50
Saponification Value	mg KOH/g	195.42

C 12:0	C 14:0	C 16:0	C 16:1	C 18:0	C 18:1	C 18:2	C 18:3	C 20:0	C 22:0	Total Saturation
1.03	0.68	16.18	0.16	4.11	30.69	44.71	0.51	0.28	0.48	22.76

Table 2. Some fuel properties of MEB, EEB, PBDF, M20, E20.

Property	Unit	EN 14214	MEB	EEB	PBDF	M20	E20
Fatty Acid Methyl Ester Content (FAME)	% (mass)	96.5 min.	98.20	-	-	-	-
Density (15 °C)	kg/m^3	860-900	884.3	883.4	828.7	839.3	839.2
Viscosity (40 °C)	mm^2/s	3.5 – 5.0	4.5	4.9	2.96	3.16	3.23
Flash Point	°C	101 min.	153	158	63	58	59
Sulfur Content	mg/kg	10.0 max.	2.3	4.4	5.7	3.7	5.1
Cetane Number	-	51 min.	54.9	53.5	56.8	-	-
Water Content	mg/kg	500 max.	430.2	417.8	48.83	247.37	232.21
Copper Strip Corrosion (3 h, 50 °C)	Degree of Corrosivity	No 1 max.	No 1	No 1	No 1	No 1	No 1
Acid Value	mg KOH/g	0.50 max.	0.36	0.36	0.10	0.16	0.17
Iodine Value	g I_2/100 g	120 max.	103.01	107.11	9.82	28.35	28.41
Linolenic acid methyl ester content	% (mass)	12.0 max.	0.42	-	-	-	-
Methanol Content	% (mass)	0.20 max.	-	-	-	-	-
Monoglyceride	% (mass)	0.70 max.	0.15	0.27	-	-	-
Diglyceride	% (mass)	0.20 max.	0.08	0.11	-	-	-
Triglyceride	% (mass)	0.20 max.	0.07	0.06	-	-	-
Free Glycerin	% (mass)	0.02 max.	0.008	0.008	-	-	-
Total Glycerin	% (mass)	0.25 max.	0.066	0.098	-	-	-
Cold Filter Plugging Point	°C	-	-3	5	-15	-13	-11
Higher Heating Value	kJ/kg	-	39869	40051	45962	44806	44903
Lower Heating Value	kJ/kg	-	37333	37550	43213	41987	42034

Table 3. Specifications of the test engine.

Engine	6 liter, Ford Cargo
Type	Direct injection, turbocharged, intercooled four-stroke, water cooled
Number of Cylinder	6
Bore - Stroke	104.0 mm – 114.9 mm
Compression Ratio	16.4:1
Injection Pump	In-line type
Injector opening pressure	197 bar
Maximum power	136 kW (2400 rpm)
Maximum brake torque	650 Nm (1400 rpm)

3. Results and Discussion

3.1. Performance characteristics

3.1.1. Brake specific fuel consumption

Brake specific fuel consumption (BSFC) is one of the fundamental parameters used for comparing the effects of fuels on the engine performance. The BSFCs belonging to five test fuels are shown in Fig. 1. For all test fuels, BSFCs decreased with increasing engine speed. Since in-cylinder air movement (turbulence) improves with the engine speed [11-12], more homogeneous air-fuel mixture can be obtained. This enhancement in the air-fuel mixture formation might be effective on the decrease of BSFC values with increasing engine speed. In addition, the fuel injection pressure and so atomization quality improve at this engine load (600 Nm) which is close to full load [13]. This may cause to reduction in BSFC, as well. As seen in the figure, BSFC values of MEB, EEB, M20 and E20 were higher than those of PBDF. As compared to PBDF, when the engine was operated with ME, EE, M20 and E20, BSFC increased on average 14.17%, 11.44%, 3.71% and 4.22%, respectively. Because the heating value of MEB (15.70% less) and EEB (13.10% less) are less than that of PBDF, these results are expected and meaningful. To produce the same engine power, relatively more ester fuels must be consumed. Similar results can be found in the literature [14-15].

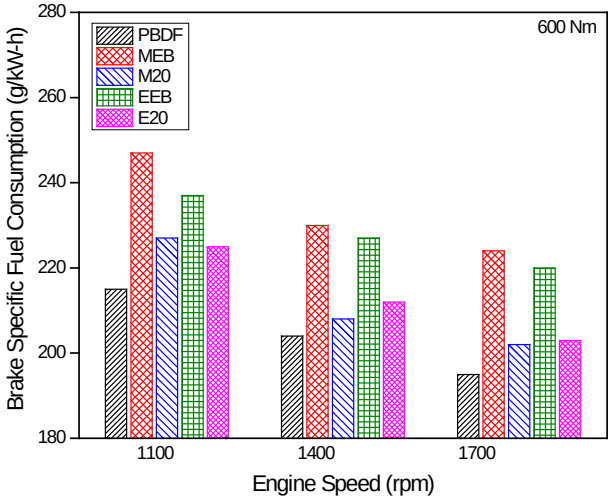


Fig. 1. Comparison of brake specific fuel consumptions

When comparing the ester fuels to each other, although difference is not as high as between PBDF and ester fuels, it is seen that BSFC of EEB is lower than that of MEB at all engine speeds. This decrease is understandable since the lower heating value of EEB (37550 kJ/kg) is higher than that of MEB (37333 kJ/kg). On average, BSFC of EEB is 2.38% lower as compared to MEB.

3.1.2. Effective efficiency

Effective efficiency (brake thermal efficiency) which is defined as the ratio between the actual brake work produced by the engine and the energy delivered to the engine with the fuel is a critical parameter in terms of determining the effects of various fuels on the engine performance.

Fig. 2 shows that effective efficiencies of all test fuels increased as the engine speed was increased. The most important reason for this increase is the decrease in BSFC values. This influence is clearly seen when considering the change of BSFCs with the engine speed. The effective efficiencies of ester fuels were slightly higher than those of PBDF. Although the BSFCs of MEB and EEB were higher than PBDF, the reason for their comparatively better effective efficiencies may be the enhancement of combustion generated from the oxygen content of these ester fuels. In addition, relatively less net heating value of the ester fuels might be effective on this result.

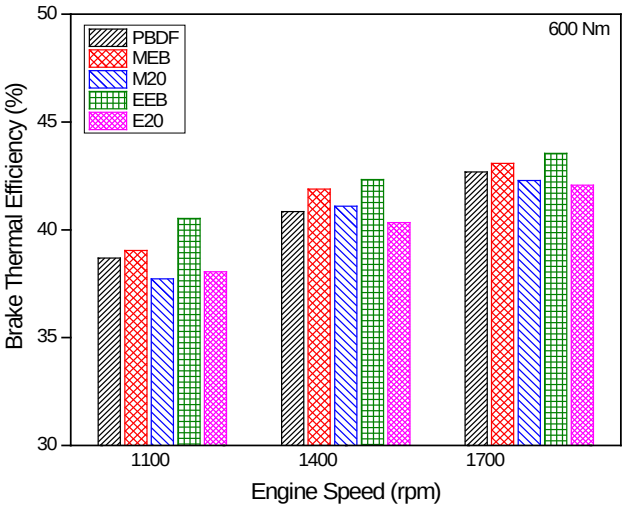


Fig. 2. Comparison of brake thermal efficiencies

When ester fuels are compared to each other, it is realised that the effective efficiency of EEB is slightly higher than that of MEB at all engine speeds (on average, 1.98% higher). This difference between the effective efficiencies of ester fuels results from the less BSFC of EEB over MEB.

3.2. Combustion characteristics

3.2.1. Fuel line pressure

The test engine was equipped with in-line type mechanical fuel injection pump. Since fuel injection is done by the fuel pressure in mechanical fuel injection systems, the pressure change in fuel line will affect the start of injection (SOI) timing, and consequently ignition delay (ID) and the start of combustion (SOC). In this study, the crank angle (CA) at which the fuel line

pressure reached the injector needle opening pressure was taken as the SOI.

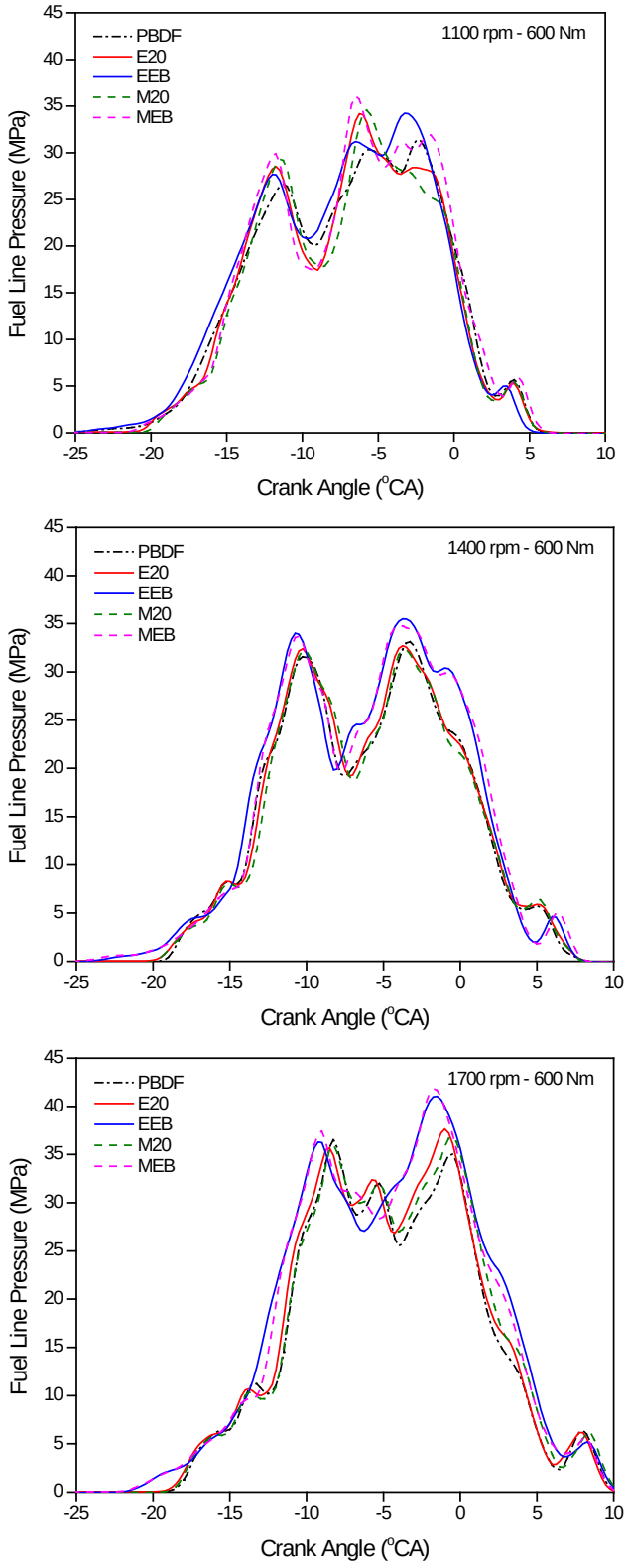


Fig.3. Comparison of fuel line pressures

Fig. 3 shows the changes in the fuel line pressure of the test fuels in terms of CA. As understood from the graphs, at all engine speeds, fuel line pressures of the ester fuels rose relatively earlier and consequently injected earlier than PBDF. The SOI timing of test fuels can be seen in Table 4. This timing advance became clearer with increasing engine speed. These findings are in accordance with the studies of Monyem et al. [16], Kegl [17], Palash et al. [18]. The earlier pressure rise for ester fuels is caused by the low compressibility and high speed of sound values of these fuels [19, 20].

Table 4. The SOI and SOC timings for the test fuels

Fuel	Start of injection (BTDC, °CA)			Start of combustion (BTDC, °CA)		
	1100 rpm	1400 rpm	1700 rpm	1100 rpm	1400 rpm	1700 rpm
PBDF	13.50	12.75	11.00	9.75	7.75	7.25
MEB	14.00	13.00	12.00	10.75	9.75	7.75
M20	13.50	12.50	11.00	10.25	7.75	7.50
EEB	14.00	13.25	12.25	10.50	9.50	7.50
E20	13.75	12.75	11.25	10.25	8.00	7.50

In this study, it was obtained that the SOI of EEB was earlier than MEB. This shows EEB is less compressible than MEB. In the literature, it is seen that if the fuel has longer chain length, its compressibility decreases [21, 22]. Another finding with the fuel line pressure graphs which should be pointed out is that relatively higher injection pressures were attained with the ester fuel usage. Biodiesel fuels have higher viscosity and density values compared to PBDF, and so their atomization qualities are relatively worse [23, 24]. Nevertheless; since ester fuels are injected with higher pressures, their atomization performance may improve as the result of this high injection pressure. Moreover, high injection pressure increases the penetration of fuel droplets inside the combustion chamber, influencing the combustion quality and exhaust emissions [25, 26].

3.2.2. In-cylinder pressure and heat release rate

In-cylinder pressures and heat release rates of the test fuels were shown in Fig. 4. As seen in the figure, with the ester fuels, slightly higher in-cylinder gas pressures were obtained and the pressure increase occured closer to top dead center. These may be caused by the advanced SOI and SOC of the ester fuels.

When analyzing the heat release rates, it is seen that the SOC was earlier for the ester fuels than for PBDF. The SOC is the cumulative effect of differences in the SOI and changes in ID period. Table 4 and Table 5 show the SOI-SOC timings, ID-total combustion durations (TCD) of the test fuels, respectively. Although the cetane number (CN) and volatility of MEB and EEB are lower than those of PBDF, the reason for their earlier SOC timings might be the advance in their SOI. When ester fuels are viewed separately, it is realised that MEB started to burn slightly earlier in spite of the relatively earlier injection of EEB. This situation may be a result of high CN of MEB over EEB.

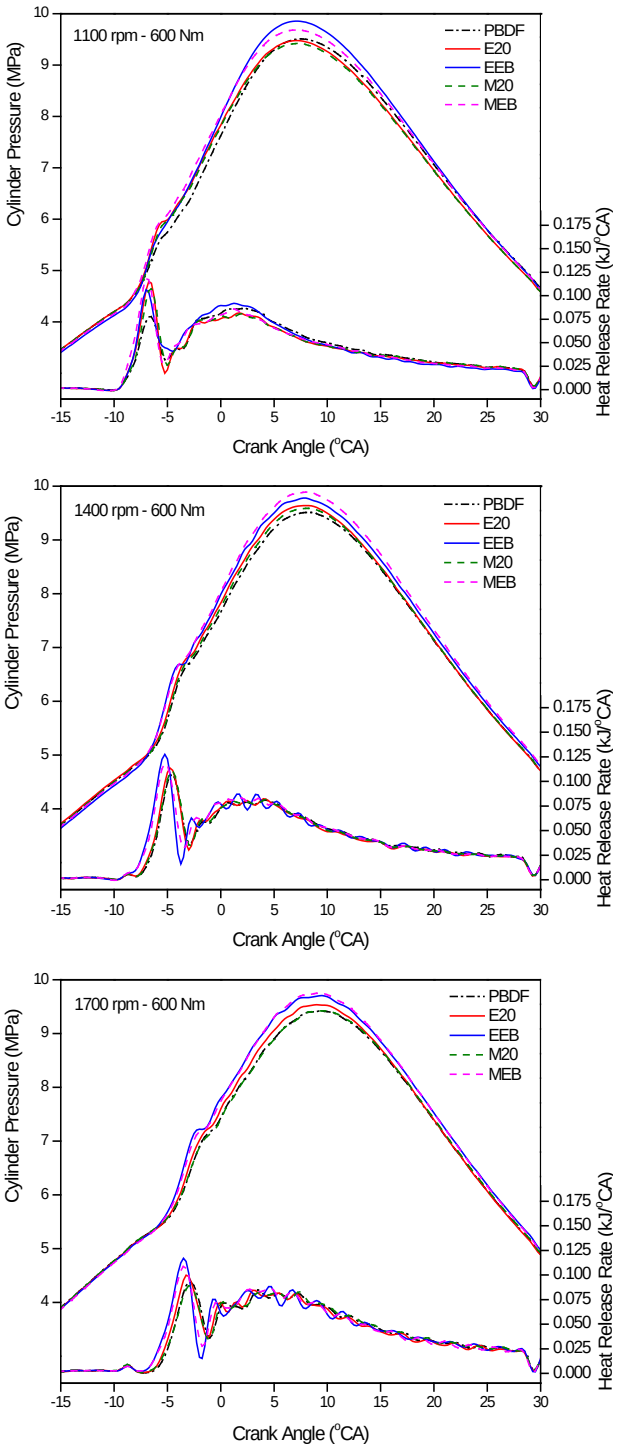


Fig.4. Comparison of in-cylinder pressures and heat release rates

As seen in Table 5, TCD decreased as the engine speed increased for all test fuels. This decrement in TCD was more marked between 1400 rpm and 1700 rpm (7.75°CA for PBDF, M20, E20, 8.00°CA for EEB and 9.00°CA for MEB). TCD of ester fuels were higher than PBDF. This increase in TCD values may be emanated from the earlier SOC and oxygen contents of MEB and EEB.

Table 5. ID and TCD for the test fuels

Fuel	Ignition delay (°CA)			Total combustion duration (°CA)		
	1100 rpm	1400 rpm	1700 rpm	1100 rpm	1400 rpm	1700 rpm
PBDF	3.75	5.00	3.75	114.75	113.00	105.25
MEB	3.25	3.25	4.25	116.25	115.25	106.25
M20	3.25	4.75	3.50	115.75	113.50	105.75
EEB	3.50	3.75	4.75	115.50	114.50	106.50
E20	3.50	4.75	3.75	115.25	113.25	105.50

Table 6 summarizes the maximum in-cylinder pressures (P_{max}) and the crank angle at which these pressures were attained ($°CA_{Pmax}$). For all engine speeds, P_{max} of ester fuels were higher than those of PBDF. P_{max} of MEB and EEB were very close to each other. $°CA_{Pmax}$ moved away from top dead center with increasing engine speed, for all test fuels. This may be attributed to the getting closer of SOI and SOC to top dead center as the engine speed was increased.

Table 6. P_{max} and $°CA_{Pmax}$ for the test fuels.

Fuel	1100 rpm		1400 rpm		1700 rpm	
	P_{max} (MPa)	$°CA_{Pmax}$ (ATDC)	P_{max} (MPa)	$°CA_{Pmax}$ (ATDC)	P_{max} (MPa)	$°CA_{Pmax}$ (ATDC)
PBDF	9.51	7.50	9.51	8.25	9.42	9.50
MEB	9.68	7.25	9.89	8.00	9.75	9.25
M20	9.42	7.25	9.59	8.25	9.42	9.50
EEB	9.86	7.00	9.78	7.75	9.70	9.50
E20	9.48	7.25	9.64	8.00	9.54	9.00

4. Conclusions

According to test results, the following conclusions can be drawn:

- The fuel properties of waste frying oil based ethyl ester met the EN14214 biodiesel standard, showing that the fuel quality can be obtained through ethanolysis.
- Ester fuels had higher brake specific fuel consumptions and effective efficiencies than those of petroleum-based diesel fuel. Ethyl ester biodiesel had better results in terms of these two parameters when compared to methyl ester biodiesel.
- Ester fuels were injected and started to combustion earlier than PBDF.
- The more comprehensive and intense studies on the ethyl ester usage should be performed by using diesel engines equipped with electronically-controlled fuel injection system (Common-Rail), especially for eliminating the advance injection timing and higher injection pressure effects of biodiesel fuels.

Acknowledgement

This study was supported by the grants from the Scientific Research Foundation of Kocaeli University and Izmit Municipality (Project Nos: 2008/APP 002 and 2011/37).

P.S. Some of the data given in this work were quoted from an article submitted to the Journal of Fuel.

References

[1] Canakci M., Sanli H., Biodiesel production from various feedstocks and their effects on the fuel properties, J Ind Microbiol Biotechnol, 35, 431-441, 2008.

[2] Ma F, Hanna MA, Biodiesel production: a review, Bioresour Technol, 70, 1-15, 1999.

[3] Knothe G., Dependence of biodiesel fuel properties on the structure of fatty acid alkyl ester, Fuel Process Technol, 86, 1059-1070, 2005.

[4] Sanli H., Canakci M., Effects of different alcohol and catalyst usage on biodiesel production from different vegetable oils, J Ind Microbiol Biotechnol, 22, 2713-2719, 2008.

[5] Lapuerta M, Herreros JM, Lyons LL., Effect of the alcohol type used in the production of waste cooking oil biodiesel on diesel engine performance and emissions, Fuel, 87, 3161-3169, 2008.

[6] Baiju B., Naik NK., Das LM., A comparative evaluation of compression ignition engine characteristics using methyl and ethyl esters of karanja oil, Renew Energy, 34, 1616-1621, 2009.

[7] Yamane K., Ueta A., Shimamoto Y., Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuels on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a direct injection compression ignition engine, Int J Engine Research, 2, 249-261, 2001.

[8] Ozsezen A.N., Canakci M., The emission analysis of an IDI diesel engine fueled with methyl ester of waste frying palm oil and its blends, Biomass Bioenergy, 34, 1870-1878, 2010.

[9] Graboski M.S., McCormick RL., Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines, Progress Energ and Combust Sci, 24, 125-164, 1998.

[10] Warabi Y., Kusdiana D., Saka S., Biodiesel fuel from vegetable oil by various supercritical alcohols, Applied Biochem Biotechnol, 113, 793-801, 2004.

[11]Heywood JR. Internal combustion engine fundamentals. 1st ed. New York: McGraw Hill Book Co; 1988.

[12]Pulkrabek W.W., Engineering fundamentals of the internal combustion engine. 2nd ed. USA: Prentice Hall; 2004.

[13] Challen B, Baranescu R. Diesel engine reference book. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann Ltd; 1999.

[14] Canakci M., Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuel and biodiesel, Bioresour Technol, 98, 1167-1175, 2007.

[15] Utlu Z, Kocak M.S., The effect of biodiesel fuel obtained from waste frying oil on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions. Renew Energy, 33, 1936-1941, 2008.

[16] Monyem A., Van Gerpen J.H., Canakci M., The effect of timing and oxidation on emissions from biodiesel-fueled engines, Trans ASAE, 44, 35-42, 2001.

[17] Kegl B., Experimental investigation of optimal timing of the diesel engine injection pump using biodiesel fuel, Energy Fuels, 20, 1460-1470, 2006.

[18] Palash S.M., Kolam M.A., Masjuki H.H., Masum B.M., Fattah I.M.R., Mofijur M., Impacts of biodiesel combustion on NO_x emissions and their reduction approaches, Renew Sustain Energy Rev, 23, 473-490, 2013.

[19] Boehman A.L., Morris D., Szybist J., The impact of the bulk modulus of diesel fuels on fuel injection timing, Energy Fuels, 18, 1877-1882, 2004.

[20] Tat M.E., Van Gerpen J.H., Soylu S., Canakci M., Monyem A., Wormley S. The speed of sound and isentropic bulk modulus of biodiesel at 21 °C from atmospheric pressure to 35 MPa, J Am Oil Chem Soc, 77, 285-289, 2000.

[21] Rajagapol K., Jalaeli K.A., Ahmad A., Effect of fatty acid profile on adiabatic compressibility and viscosity of biodiesel and blends, J Phys Math Sci, 2, 42-46, 2012.

[22] Lopes A.F.G., Talavera-Prieto M.C., Ferreira A.G.M., Santos J.B., Santos M.J., Portugal A.T.G., Speed of sound in pure fatty acid methyl esters and biodiesel fuels, Fuel, 116, 242-254, 2014.

[23] Lee C.S., Park S.W., Kwon S., An experimental study on the atomization and combustion characteristics of biodiesel-blended fuels, Energy Fuels, 19, 2201-2208, 2005.

[24] Kuti OA, Zhu J, Nishida K, Wang X, Huang Z. Characterization of spray and combustion process of biodiesel fuel injected by diesel engine common rail system, Fuel, 104, 838-846, 2013.

[25] Kuti OA., Zhu J., Nishida K., Wang X., Huang Z., Characterization of spray and combustion process of biodiesel fuel injected by diesel engine common rail system, Fuel, 104, 838-846, 2013

[26] Kannan GR, Annad R., Effect of injection pressure and injection timing on DI diesel engine fuelled with biodiesel from waste cooking oil, Biomass Bioenergy, 46, 343-352, 2012.

TARIMSAL ATIKLARIN GAZLAŞTIRMA YÖNTEMİ İLE DEĞERLENDİRİLMESİ

Abdülkadir KOÇER1, Sancar GÜNGÖR2, Murat GÖKÇEK3, Afşin GÜNGÖR4

[1]Akdeniz Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu Dumlupınar Bulvarı 07058 Kampüs, Antalya, akocer@akdeniz.edu.tr
[2]Gazi Üniversitesi, Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığı, Teknikokullar Ankara, sgungor@gazi.edu.tr
[3]Niğde Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Merkez Yerleşke, Bor Yolu Üzeri, 51240, Niğde, mgokcek@nigde.edu.tr
[4]Akdeniz Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü Dumlupınar Bulvarı 07058 Kampüs, Antalya, afsingungor@akdeniz.edu.tr

Özet

Ülkemizde yaygın üretimi yapılan tarımsal ürünlerin hasat sonrası ortaya çıkan atık miktarları önemli düzeydedir. Bu atıklar toprağa karıştırılarak veya yakılarak değerlendirilmektedir. Bu çalışmada buğday, mısır ve çeltik atıklarının gazlaştırma performansları ve enerji potansiyelleri incelenmiştir. Gazlaştırma sistemi için geliştirilen sayısal model, sistemde kullanılacak atığın içerisindeki karbonun tamamının gazlaştığını kabul ederek, sistem çıkışında hidrojen gazı miktarının karbon monoksit gazı miktarının iki katı olması durumuna göre optimum sistem işletme parametrelerini tespit etmektedir. Sistemde optimum işletme şartlarını tespit edebilmek amacıyla gazlaştırıcıdan hemen sonra bir baypas kullanılarak su gazı reaktörleri çıkışında gelen gaz ile gazlaştırıcı çıkışındaki gaz birleştirilmektedir. Yapılan çalışma, enerji üretimi için geliştirilecek sistemlerin daha çevreci ve verimli bir şekilde çalışmasını sağlayacak tasarım parametrelerinin, doğru bir analiz ile yapılabileceğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Gazlaştırma, tarımsal atık, enerji

EVALUATION OF AGRICULTURAL RESIDUES WITH GASIFICATION METHOD

Abstract

Agricultural products are widespread in our country, every year, huge amounts of crop residue are produced after harvesting and the vast majority of these residues are dumped in landfills and burned. In this study, it was investigated that gasification performance and energy potential of agricultural residues such as wheat, corn and rice. The numerical model developed for the gasification system assumes that all carbon in the coal is gasified and defines the optimum working condition as the amount of hydrogen as the double of the amount of carbon monoxide at the gasification system exit. In order to achieve the optimum parameters, the gases of the gasifier and the gases of water gas shift reactors are combined with the aid of a bypass line. Through the analysis carried out in this study, the most efficient and high-yield method for the operation conditions is emphasized and highlighted, which were suggested in the previous numerical modeling study, a crucial fact for minimizing operating and investment costs.

Key words: Gasification, agricultural residue, energy

GİRİŞ

Gelişen teknoloji ile birlikte enerjiye olan ihtiyaç her geçen gün artmaktadır. Fosil yakıtların azalması ve çevreye verdiği zararlar nedeniyle yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelim artmıştır. Yenilenebilir enerji kaynakları arasında son zamanlarda yaygınlaşan bitkisel atıkların değerlendirilmesi olarak bilinen biyokütlenin önemi artmıştır.

Temiz enerji teknolojilerinden olan gazlaştırma ile ilgili literatürde birçok teorik ve uygulamalı çalışma mevcut olup bu çalışmalar gazlaştırmanın önemini vurgulamaktadır[1-8]. Her geçen gün bu alanda yapılan çalışmaların artmasıyla sistemin geliştirilmesi ve yaygınlaştırılması sağlanmaktadır.

Bu çalışmada ülkemizde üretimi yaygın olan buğday, mısır ve çeltik üretim atıklarının değerlendirilmesi açısından farklı bir yöntem olan gazlaştırılması ele alınmıştır. Tablo 1'de verilen atık miktarları dikkate alındığında önemli düzeyde enerji elde edilebileceği ortaya konmuştur.

Çalışmada kullanılan atıkların Karbon (C) içeriği oldukça yüksektir. Tablo 2'de çalışmada kullanılan tarımsal üretim atıklarının özellikleri verilmiştir. Gazlaştırma sistemi için geliştirilen sayısal model, sistemde kullanılacak tarımsal atığın içerisindeki karbonun tamamının gazlaştığını kabul ederek, sistem çıkışında hidrojen gazı miktarının karbon monoksit gazı miktarının iki katı olması durumuna göre optimum sistem işletme parametrelerini tespit etmektedir.

Tablo1. Bazı tarım ürünlerinin üretim ve atık miktarları [9]

Ürün	**Ekim Alanı (da)**	**Üretim (ton)**	**Atık Miktarı (ton) Tahmin Edilen**
Buğday Sapı	85.738.019	20.159.394	20.159.394
Çeltik	990.433	696.000	139.200
Mısır Sapı	5.282.838	3.811.000	4.573.200

Tablo 2. Çalışmada kullanılan tarımsal üretim atıklarının özellikleri [2,3]

	Buğday %	**Mısır %**	**Çeltik %**
C	48,3	43,3	36,74
H	5,3	5,0	5,51
O	28,8	33,7	42,55
N	0,3	0,8	0,28
Nem	5,18	6,34	11,7

GAZLAŞTIRICI MODELİ

Bu çalışmada daha önceden kömür gazlaştırılması için geliştirilen sayısal model kullanılmıştır [4-6].

Geliştirilen sayısal model; verilen işletme sıcaklığını, basıncı, su buharı-yakıt ve hava-yakıt oranlarını giriş değeri olarak almakta ve gazlaşma işlemi sonucunda elde edilecek hidrojen, karbon monoksit, azot, metan, su buharı, karbondioksit ve 1 Nm^3 gaz elde edebilmek için gerekli yakıt miktarını hesaplayabilmektedir. Bunun yanında; karbon dönüşüm verimini, soğuk gaz verimini (elde edilen gazların çevre sıcaklığına soğutulması durumu için) hesap edebilmektedir. Geliştirilen model; işletme sıcaklığı, işletme basıncı, su buharı-yakıt ve hava-yakıt oranları gibi işletme parametrelerinin gazlaştırıcı verimi ve elde edilen gaz kompozisyonları üzerindeki etkilerini incelemeye de olanak sağlamaktadır. Geliştirilen model; gazlaştırıcı reaktör çıkışında elde edilmek istenen H_2/CO değeri için optimum baypas oranı, 1. ve 2. SGY reaktörleri için optimum su buharı oranı ve optimum reaktör sıcaklığı değerini elde edecek şekilde geliştirilmiştir [4-6].

Gazlaşma işlemi, proseste gerçekleşen reaksiyonlar seti kullanılarak modellenmiştir. Bitkisel atığın yanması sonucu açığa çıkan ısı veya gazlaştırıcı dışındaki bir kaynaktan sağlanan enerji ile bu reaksiyonların ilerlemesi sağlanır. Gazlaşma sonucunda, H_2, CO, CO_2 ve CH_4 benzeri yanıcı gazlar açığa çıkar. Bu çalışmada, daha önce kullanılan kömür gazlaşma prosesinin matematiksel modeli aşağıdaki reaksiyonlar dikkate alınarak kurulmuştur.

Su-gazı reaksiyonu,

$$C + H_2O \leftrightarrow CO + H_2 \quad (1)$$

Boudouard reaksiyonu,

$$CO_2 + C \leftrightarrow 2CO \quad (2)$$

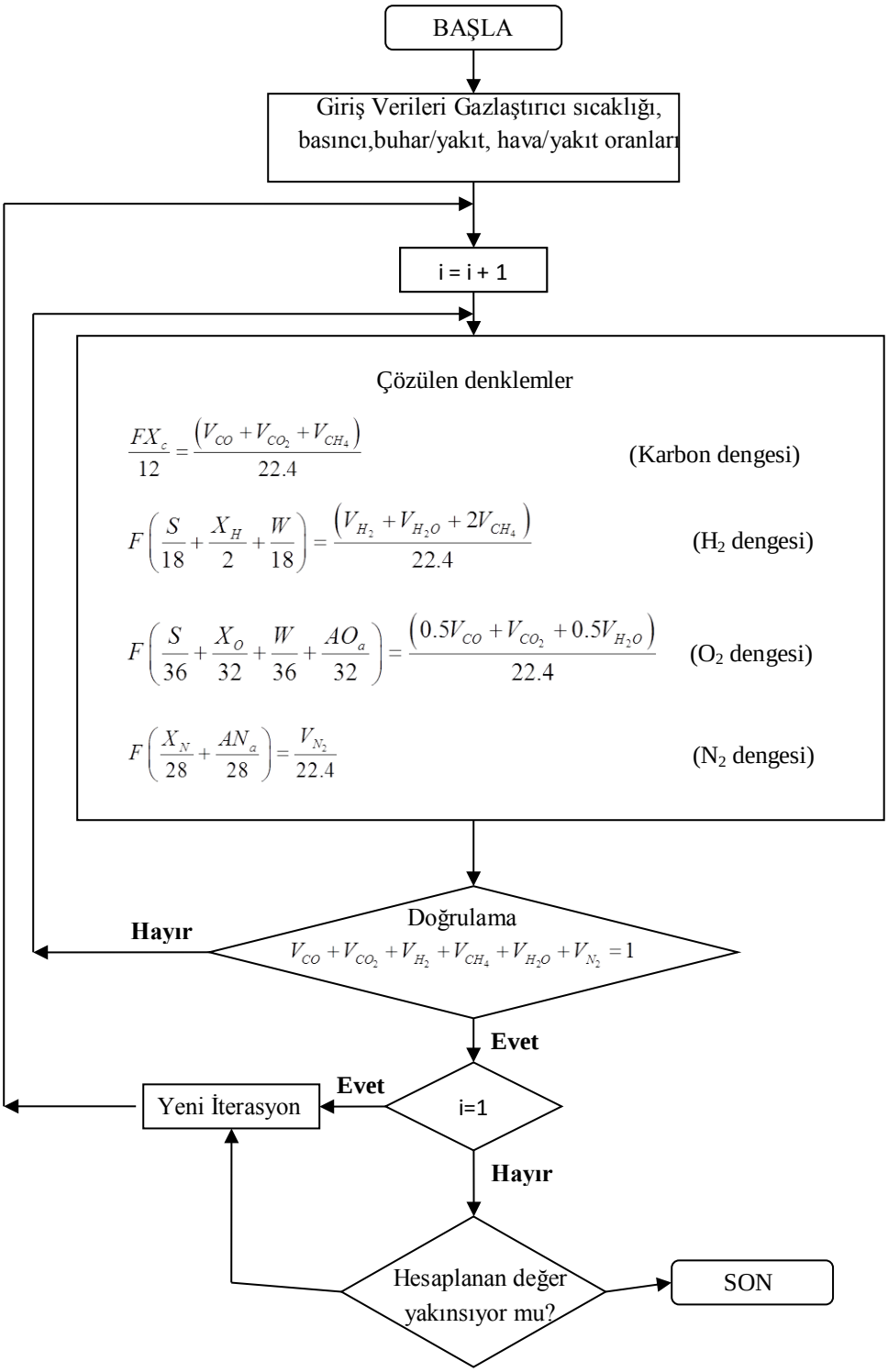
Su-gazı yer değiştirme reaksiyonu,

$$CO + H_2O \leftrightarrow CO_2 + H_2 \quad (3)$$

ve metan oluşum reaksiyonu,

$$C + 2H_2 \leftrightarrow CH_4 \quad (4)$$

Bu reaksiyonların kimyasal dengede olduğu kabul edilmiş ve denge sabitleri belli sıcaklık aralıkları için Tablo 3'te sunulmuştur [10].



Şekil 1. Sayısal model akış diyagramı [4-6].

Tablo 3. Gazlaşma Modelinde Kullanılan Denge Sabitleri

Sıcaklık (K)	$K_{p,w}$ Denk. (1)	$K_{p,b}$ Denk. (2)	$K_{p,s}$ Denk. (3)	$K_{p,m}$ Denk. (4)
400	$7.7x10^{-11}$	$5.2x10^{-14}$	$4.05x10^{3}$	$2.99x10^{5}$
600	$5.1x10^{-5}$	$1.9x10^{-6}$	$2.70x10^{1}$	$9.24x10^{1}$
800	$4.4x10^{-2}$	$1.1x10^{-2}$	$4.04x10^{0}$	$1.34x10^{0}$
1000	$2.62x10^{0}$	$1.90x10^{0}$	$1.38x10^{0}$	$9.6x10^{-2}$
1500	$6.08x10^{2}$	$1.62x10^{3}$	$3.7x10^{-1}$	$2.5x10^{-3}$

MODEL ÇÖZÜMÜ

Model sonuçlarının elde edilmesinde Newton-Raphson Metodu kullanılmıştır. Bu çalışma kapsamında, daha önceden hazırlanmış olan gazlaştırma sistemi modeli Visual Studio VB.Net Programlama dili kullanılarak tekrar çözülmüştür.

SONUÇLAR

Bu çalışmada, gazlaştırıcıya giriş noktasında tarımsal atık, su buharı ve hava 1 atm basınç ve 25°C sıcaklıkta gazlaştırıcıya girmektedir. Sistem atmosfer basıncında çalıştırılmaktadır. Gazlaştırıcı 877°C sıcaklıkta, SGY I reaktörü 350°C ve SGY II reaktörü 200°C sıcaklıkta çalışmaktadır. Gazlaştırma sistemi çıkışında H_2/CO oranı 2 alınmıştır. Kullanılan model sonucunda elde edilen sonuçlar Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. Kullanılan Model sonuçları

	Buğday	**Mısır**	**Çeltik**
Mol Miktarı (Kmol)	117,085	129,536	161,35
Üst Isıl Değeri (MJ/kg)	21,419	19,710	19,24
Kullanılabilir Enerji (MJ)	16,88	17,08	20,41
Gazlaştırma Verimi (%)	63	70	82

Tüm atıklarının gazlaştırılmasında 1 ton atık için %10 oranında su buharı kullanılmıştır. Buğday atıklarının kullanıldığı işlem sonunda 117,085 kmol sentez gazı açığa çıkmış olup bu gazlardan kullanılabilir olanlarının (H_2,CO, CH_4) miktarı ise 73,497 kmol'dür. Mısır atıklarının kullanıldığı işlem sonunda ise daha fazla bir değer olan 129,536 Kmol sentez gazı açığa çıkmış olup bu gazlardan kullanılabilir olanlarının (H_2,CO, CH_4) miktarı ise 91,173 kmol'dür. Çeltik atıklarının içeriğindeki Oksiyen oranının yüksek olması nedeniyle işlem sonunda 161,35 kmol sentez gazı açığa çıkmış olup bu gazlardan kullanılabilir olanlarının (H_2,CO, CH_4) miktarı ise 132,891 kmol'dür.

Kullanılabilir gazların miktarının, toplam üretilen miktara oranı gazlaştırma verimini vermektedir ve en yüksek %82 ile Çeltik atıklarında, en düşük ise %63 ile Buğday atıklarında görülmüştür. Sistemde çıkan gazlara göre üst ısıl değerleri hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda ön yüksek değer 21,419 MJ/kg ile Buğday atıklarında, en düşük 19,24 MJ/kg ile çeltik atıklarında görülmüştür.

Sonuç olarak tarımsal atıkların değerlendirilmesinde gazlaştırma yönteminin kullanılması temiz enerji üretiminde önemli bir yer kaplamaktadır. Ayrıca doğrudan elektrik üretiminin yapılabileceği bir sistemde verimli şekilde kullanılabilir. Yapılan çalışma, enerji üretimi için geliştirilecek sistemlerin daha çevreci ve verimli bir şekilde çalışmasını sağlayacak tasarım parametrelerinin, doğru bir analiz ile yapılabileceğini göstermiştir.

KAYNAKLAR

[1] Gungor, A. "Modeling the effects of the operational parameters on H_2 composition in a biomass fluidized bed gasifier." *International Journal of Hydrogen Energy* 36(11): 6592-6600,2011

[2] Yin, X. L., et al. "Design and operation of a CFB gasification and power generation system for rice husk." *Biomass and Bioenergy* **23**(3): 181-187,2002.

[3] Carpenter, Daniel L., et al. "Pilot-scale gasification of corn stover, switchgrass, wheat straw, and wood: 1. Parametric study and comparison with literature."*Industrial & Engineering Chemistry Research* 49.4, 1859-1871,2010

[4] Güngör A., Ozbayoglu M., Kasnakoglu C., Biyikoglu A., Uysal B.Z. , A Parametric Study On Coal Gasification For The Production Of Syngas, *Chemical Papers*, vol.66, pp.677-683,2012

[5] Güngör A., Ozbayoglu M., Kasnakoglu C., Biyikoglu A., Uysal B.Z., Determination Of Air/Fuel And Steam/Fuel Ratio For Coal Gasification Process To Produce Synthesis Gas, *Journal of Environmental Science and Engineering*, vol.5, pp.799-804, 2011

[6] Özbayoğlu M., Kasnakoğlu C., Güngör A., Bıyıkoğlu A., Uysal B.Z. , A Two-Stage Water-Gas Shift Reactor Model To Obtain Desired Synthesis Gas Characteristics With Adjustable Reactor Parameters, *Journal Of The Faculty Of Engıneerıng And Archıtecture Of Gazi Unıversıty*, vol.28, pp.339-351,2013

[7] Gungor, A. "Two-dimensional biomass combustion modeling of CFB." *Fuel* 87(8–9): 1453-1468,2005.

[8] Bridgwater, A. V. "The technical and economic feasibility of biomass gasification for power generation." *Fuel* 74(5): 631-653,1995.

[9] Acar M., Türkiye Biyoatık Potansiyeli Ve Değerlendirilmesi, Karadeniz Tarımsal Araştırma Enstitüsü, Samsun, 2012

[10] Basu P,, Combustion and Gasification in Fluidized Beds, *CRC Press*.,2006.

ATEŞLEME AVANSININ MOTOR PERFORMANSINA ve EGZOZ EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet Alper YONTAR, Emrah KANTAROĞLU, Yahya DOĞU

Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 71450, Yahşihan, Kırıkkale, Türkiye
(alperyontar17@gmail.com, emrahkantaroglu@gmail.com, yahya.dogu@hotmail.com)

Özet – Bu çalışmada; ateşleme avansı değişiminin motor performansına ve egzoz emisyonuna etkileri sayısal olarak incelenmiştir. İzo-oktan yakıtlı, buji ateşlemeli, dört silindirli bir motorun yanma odası ile ilgili tüm bileşenleri (emme-egzoz manifold bağlantıları, emme-egzoz supapları, silindir, silindir kafası, piston, buji) dikkate alınarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile modellenmiştir. Modelde ateşleme avansını belirleyen krank mili açısı değiştirilerek, bu değişimin sıkıştırma ve genişleme zamanları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca, nihai etki olarak ateşleme avansının motor performans parametrelerinden olan indike güce etkisi ve egzoz emisyonlarına etkisi değerlendirilmiştir. Analizlerde motorun devir sayısı, sıkıştırma oranı ve hava-yakıt karışım oranı sabit tutularak en uygun ateşleme avansı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler – Ateşleme Avansı, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Yanma Modellemesi, Motor Performansı, Egzoz Emisyonu Oluşumu

Abstract – In this study, the effects of the ignition advance angle variation on engine performance and exhaust emissions have been numerical investigated. The combustion chamber of a four-cylinder spark plug ignited engine fueled with isooctane is modeled with computational fluid dynamics by considering all related components (intake and exhaust manifold connections, intake and exhaust valves, cylinder, cylinder head, piston, spark plug). The effects of the ignition advance time determined by the crankshaft angle on compression and expansion strokes have been investigated by using the model. In addition, as the final impact, the ignition advance time is evaluated in terms of resulting engine performance parameters of indicated power and exhaust emissions. The optimum value of ignition advance time is determined for a constant set of engine speed, compression ratio and the air-fuel mixture ratio.

Keywords – Ignition Advance Time, Computational Fluid Dynamics, Combustion Modelling, Engine Performance, Exhaust Emissions Formation

1. GİRİŞ

Her geçen gün ilerleyen teknolojinin etkileri otomotiv sektöründe de görülmektedir. Otomotiv sahasında; araç yapısı, araç kontrol sistemleri, aktarma organları ve araç motorları üzerine birçok çalışma gerçekleştirilmekte ve bu alanlarda yeni Ar-Ge yatırımları yapılmaktadır.

Araç motorları ile ilgili yapılan çalışmalar nihai etki olarak motor performansı ve motor emisyonları üzerine yoğunlaşmaktadır ve her geçen gün artan bir ivme ile sürmektedir. İçten yanmalı motorlar ile ilgili deneysel araştırma çalışmaları yüksek maliyetler gerektirdiğinden modelleme çalışmalarının önemi giderek artmaktadır. İçten yanmalı motorların performans ve egzoz emisyon testleri modelleme yazılımları ile yüksek doğrulukta gerçekleştirilebilmekte ve elde edilen sonuçlar yeni teknolojilerin geliştirilmesine imkan sağlamaktadır. Modelleme yazılımları ile birçok parametrenin nihai olarak motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkileri incelenebilmektedir. Bu parametrelere örnek olarak: yükleme şartları, sıkıştırma oranı, yanma mekanizmaları, alternatif yakıt ilaveleri, alternatif yakıt kullanımı, yanma odası geometrileri, vb. sayılabilir.

Bu çalışmada ise, ateşleme avansı değişiminin motor performansına ve egzoz emisyonuna etkileri incelenmiştir. Literatürde bu konuda çeşitli kapsam ve

yaklaşımlarla yapılmış sayısal ve deneysel çalışmalar bulunmaktadır.

Salimi ve ark. [1], zengin karışımlar üzerinde supap zamanlamalarının ve ateşleme zamanlamasının değişiminin motor performansı ve emisyonlarına etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, 1000 - 4000 d/dk aralığında ve üst ölü noktadan 0º - 40º KMA (Krank Mili Açısı) avans değerleri için güç değerlerini ve azotoksit değerlerini elde etmişlerdir. Düşük devir sayıları için ateşleme avansının üst ölü noktaya yaklaşmasının motor performansına etkilerinin düşük olduğu, fakat devir sayısı arttıkça etkin performans için ateşleme avansının arttırılması gerektiği üzerinde durulmuştur. Artan ateşleme avansının silindir içi sıcaklık değerini arttırdığını ve bu durumun azotoksit emisyonunu artırdığını tespit etmişlerdir.

Raine ve ark. [2], buji ateşlemeli motorlarda azotoksit oluşumu üzerine modelleme ve ateşleme avansının etkilerini inceleyen bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Azotoksit oluşumlarını incelemek için çok bölgeli yanma modeli geliştirmişler ve tek bölgeli yanma modeline göre daha hassas sonuçlar elde etmişlerdir. Azotoksit ölçüm testlerini; 1500 d/dk hızda, tam yük koşulunda, tabi emmeli buji ateşlemeli motorda doğal gaz kullanarak değişik ateşleme avansı ve değişik hava-yakıt karışımı oranları için gerçekleştirmişlerdir. Sundukları modelden elde ettikleri sonuçlar ile test motorundan ölçülen sonuçları karşılaştırmışlardır. Hava fazlalık katsayısı – ateşleme avansı değişiminin azotoksit oluşumu üzerindeki etkilerini tek bölgeli yanma modelinden başlayarak çok bölgeli yanma modellerine kadar değerlendirmede bulunmuşlardır. Geliştirdikleri model için stokiometrik karışım oranlarına yakın karışım oranlarında minimum ateşleme avansı için en yüksek tork değerini elde etmişlerdir.

Erkuş ve ark. [3], tam yükleme koşullarında ateşleme avansının etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Testler 4300 d/dk devir sayısında, 0.8-1.0-1.3 hava fazlalık katsayılarında, LPG dönüşümü yapılmış buji ateşlemeli bir motorda gerçekleştirilmiştir. Testlerin sonucunda güç, tork, özgül yakıt sarfiyatı ve egzoz emisyonu değerleri ölçülmüştür. Ateşleme avansının efektif güç, hacimsel verim, özgül yakıt sarfiyatı ve termik verim üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Gelişmiş ateşleme zamanının tespit edilmesinin LPG kullanımında motor performansını, özellikle de 0.8 hava fazlalık katsayısı değeri için motor performansını arttırdığını tespit etmişlerdir. Testlerinin sonucunda en yüksek efektif güç ve en düşük yakıt sarfiyatını hava fazlalık katsayısının 1 olduğu testler, en düşük egzoz emisyonlarını ise hava fazlalık katsayısının 1.3 olduğu testler için elde etmişlerdir.

Chan ve Zhu [4], karbüratörlü buji ateşlemeli bir motorda, yüksek ateşleme avansı için termodinamik incelemelerde ve modellemelerde bulunmuşlardır. Silindir içi basınç değişimi ve supapların pozisyonlarına göre egzoz gazı sıcaklık değişimini incelenmişlerdir. Ateşleme avansındaki değişimin silindir basıncı ve indikatör diyagramındaki etkisini değerlendirmişlerdir. Yine ateşleme avansındaki artışın silindir içi gaz sıcaklığına etkilerini termodinamik açıdan incelemişlerdir. Ateşleme avansı arttıkça basınç düşüşünü ve net iş oluşumundaki azalışı termodinamik bağıntılarla ortaya koymuşlardır.

Gürbüz ve Akçay [5], azotoksit emisyonu ve motor performans parametreleri üzerinde sıkıştırma oranı ve ateşleme avansı değişimlerinin etkilerini araştırmışlardır. Deneysel olarak gerçekleştirdikleri çalışmalarında, buji ateşlemeli motor kullanıp testleri tam yük altında gerçekleştirmişlerdir. Silindir içi basınç ölçümlerini kullanarak performans parametrelerini elde etmişlerdir. Yanma süresinin değişimine göre azot oksit emisyonunun değişimini incelemişlerdir. Sonuç olarak aşırı ateşleme avansının motor performansını düşürdüğünü tespit etmişlerdir.

Topgül ve ark. [6], tek silindirli, dört zamanlı, buji ateşlemeli bir motorda hava fazlalık katsayısı, ateşleme avansı, sıkıştırma oranı ve motor giriş havası sıcaklığını değiştirirerek, bu değişimlerin egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Gerçekleştirilmiş olan deneysel çalışmanın sonucunda; ateşleme avansı artışının CO emisyonlarının azalmasına neden olduğunu, 30º KMA'na kadar olan ateşleme avansındaki artışın HC emisyonlarını arttırdığını tespit etmişlerdir.

Choi ve ark. [7], buji ateşlemeli ve direkt yakıt püskürtme sisteminin kullanıldığı bir motorda Star-CD/ES-ICE yazılımını kullanarak ikincil alev ve karışım oranlarının silindir-içi laminer alev üzerindeki etkilerini sayısal olarak irdelemişlerdir. İzo-oktanın yakıt olarak kullanıldığı bu sayısal çalışmada, laminer alev hızları için yeni korelasyonların kullanıldığı yeni bir katmanlı yanma modeli oluşturmuşlardır. Silindir içi katmanlı karışım miktarının, alev yayılma hızı ve yapısı ile difüzyon alev bölgelerini etkilediği araştırmacılar tarafından tespit edilmiştir.

Malaguti ve Fontanesi [8], buji ateşlemeli bir otomobil motorunun yanma odası içerisindeki püskürtme gelişimini ve sıvı film oluşumunu düşük sıcaklıkta çalışma koşulunda Star-CD/ES-ICE yazılımı ile detaylı bir HAD analiziyle incelemişlerdir.

D'Errico ve Lucchini [9], çok bölgeli termo-akışkan dinamik yanma modelini, motor performansı ve emisyonları için geliştirmeye çalışmışlardır. Uygulama olarak hem benzin ile hem de sıkıştırılmış doğal gaz (CNG) ile çalışan bir motor modellenmiştir. Ayrıntılı bir kimyasal kinetik yaklaşımla 1000'den fazla durum için laminer alev hızı korelasyonu geliştirilmiş ve türbülanslı,

ön karışımlı yanma mekanizması detaylı olarak incelenmiştir.

Zhao ve ark. [10], detaylı kimyasal kinetik analiz ile izo-oktan yakıtı için geliştirdikleri tek bölgeli yanma modelinde, dört zamanlı buji ile ateşlemeli motorda çeşitli parametrelerin (dolgu giriş sıcaklığı, EGR, hava/yakıt oranı, sıkıştırma oranı ve motor hızı) HCCI yanması üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında, HCCI yanma sürecinde EGR'nin ısı kapasitesi, silindir içi dolguyu ısıtıcı etkisi, silindir içi dolguyu seyreltici etkisi ve kimyasal etki gibi dört önemli etkisi bulunduğunu tespit etmişlerdir.

Literatürde ateşleme avansı ile ilgili sayısal ve deneysel çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmada ise; ateşleme avansının hem motor performansına ve hem de egzoz emisyonlarına etkileri örnek bir dört silindirli motorun tek silindiri için bir bütün halinde sayısal olarak incelenmiştir.

Ateşleme avansı; devir sayısı, sıkıştırma oranı, hava-yakıt karışım oranı gibi parametrelere bağlı olarak ayarlanmaktadır. Burada hedeflenen durum, kayıpları en düşük seviyeye indirgeyerek diğer zamanlar için en yüksek basınç kuvveti pozisyonunu sağlayacak durum için ateşleme avans değerinin belirlenmesidir. Çünkü maksimum motor verimi piston üst ölü noktayı yaklaşık 10º KMA kadar geçtiği anda silindir içerisinde maksimum basıncın elde edilmesiyle sağlanabilir. Devir sayısı, sıkıştırma oranı ve hava-yakıt karışım oranı parametreleri alevin silindir içerisinde sergileyeceği davranışı ve yanmanın verimini önemli ölçüde etkilemektedir.

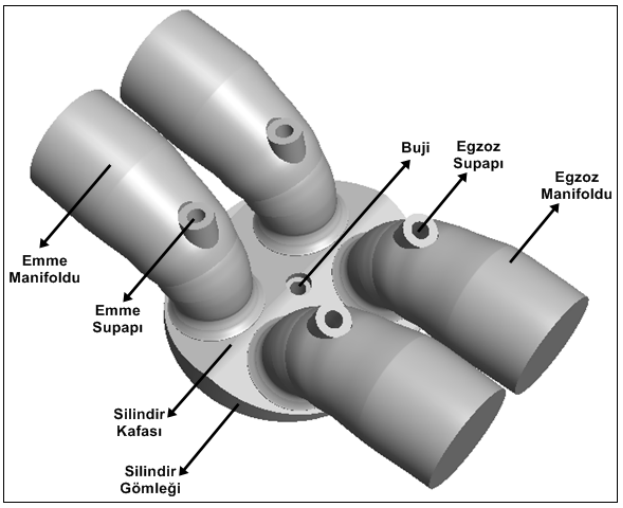
Bu çalışmada, izo-oktan kullanılan buji ateşlemeli dört silindirli motora ait yanma odasının hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modeli oluşturulmuştur. Model kullanılarak krank mili açısı cinsinden 650º - 710º KMA arasındaki yedi farklı ateşleme avansı değeri için inceleme yapılmıştır. Modelde, ateşleme avans değerini belirleyici olan devir sayısı, sıkıştırma oranı ve hava-yakıt karışımı oranı sabit tutulmuştur. Böylece, ateşleme avansına ait krank mili açısı değiştirilerek, ateşleme avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkileri sayısal olarak belirlenmiştir. Nihai olarak, motordan elde edilen güç açısından en uygun ateşleme avansı değeri belirlenmiştir.

2. HAD MODELİ

Modelleme çalışmasında ilk olarak motor silindirine ve bileşenlerine (emme-egzoz manifold bağlantıları, emme-egzoz supapları, silindir, silindir kafası, piston, buji) ait geometri (Şekil 1) oluşturulmuştur. Her bir silindirde iki emme ve iki egzoz supabı bulunmaktadır. Zamana bağlı çözümlemenin başlangıcı olarak supapların kapalı olduğu an referans alınarak geometri modellenmiştir. Geometri simetrik olduğundan, yarısı modellenmiş ve çözüm ağı oluşturulmuştur.

Modellenen yanma odası bölgesindeki supaplar ve piston tepe bölgesi motor zamanlarına bağlı olarak hareket edecek şekilde ağ yapısı üzerinde hareketli bölgeler olarak tanımlanmıştır. Ortalama 150000-300000 arasında değişen eleman sayısı ve 16 çekirdekli bir çözümleyici kullanılmış olup, her bir ateşleme avansı değeri için yaklaşık 10 saat süren çözümlemeler gerçekleştirilmiştir.

Oluşturulan modelde analizler 320º KMA değerinden başlayıp 1080º KMA açısı değerine kadar olan çevrim aralığında gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırma zamanı sonunda yani 720º KMA değerinde piston üst ölü noktaya ulaşmaktadır. Belirtilen çevrimde, ateşleme avansına ait krank mili açısı 650º–710º KMA aralığında 10º KMA aralık ile değiştirilerek yedi farklı ateşleme avansı için analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. Şematik model CAD görüntüsü ve tanımlamaları

Tüm analizlerde; devir sayısı 3600 d/dk, sıkıştırma oranı 10, silindir çapı 64 mm, strok uzunluğu 70 mm, biyel kolu uzunluğu 149 mm, hava fazlalık katsayısı 1.3 olarak alınmıştır. Yakıt olarak izo-oktan, yanma modeli olarak ECFM-3Z modeli ve silindir içi EGR oranı olarak %5 kullanılmıştır. Manifold ve supap yüzeyleri adyabatik olarak tanımlanmıştır. Diğer yüzeyler için malzeme açısından literatürde belirtilen genel sıcaklık tanımlamaları kullanılmıştır. Bunlar; yanma tepe bölgesi (450 K), piston tepe bölgesi (550 K), silindir duvarı bölgesi (500 K) ve buji bağlantı yüzeyi (600 K) sıcaklık değerleridir [11]. Hava-yakıt karışımı silindir içerisine önkarışımlı olarak gönderilmiştir. Türbülans modeli olarak k-ε RNG türbülans modeli ve duvar fonksiyonu olarak Angelberger duvar fonksiyonları kullanılmıştır. Zamana bağlı analizlerde, çözümleme zaman adımı 0.1º KMA olarak tanımlanmıştır. Her 0.1º KMA değerinde

elde edilen tüm çözüm parametreleri (basınç, sıcaklık, emisyonlar, vb.) sonuç dosyasına kaydedilmiştir.

Yanma modellemesi için kullanılan ECFM-3Z modeli (Extended Coherent Flame Model-3 Zone – Üç Bölgeli Genişletilmiş Tümleşik Alev Modeli); çözüm bölgesinde bölgesel katmanlaşmaları hesaba katarak çözüm hacmini bölgelere ayırmaktadır. Karışım bölgesi; karışmamış yakıt bölgesi, karışmamış hava ve silindir içi kalıntı gaz bölgesi ve karışmış gazların oluşturduğu bölge olarak tanımlanır. Tanımlı olan üç farklı bölge içinde kütle değişimi yazılım tarafından çözülmektedir. Karışım bölgelerinin yanmış gazları bulunduran kısmında gelişmiş alev sonrası kimya modeli ile çözümleme, yanmamış gazları bulunduran kısmında ise kendiliğinden ateşleme modeli vasıtasıyla ECFM yanma modeli çözülmektedir. Bu modelde yanmanın her safhasında alev ilerlemesi, ateşleme ve alev sonrası emisyonlar; karışım bölgesindeki gazlar referans alınarak hesaplanmaktadır. Ayrıca bu model bünyesinde; is kimyası, kök oluşum kimyası gibi birçok reaksiyon setini bulundurmakta ve çözümlemede bu kimyasal reaksiyon setlerinden faydalanılmaktadır.

Model için gerekli tüm tanımlamalar yapıldıktan sonra analizler yakınsama sağlanana kadar çalıştırılmış ve çözümler elde edilmiştir. Elde edilen çözümler kullanılarak, hesaplanan parametreler için sonuç grafikleri oluşturulmuş ve aşağıda değerlendirilmiştir.

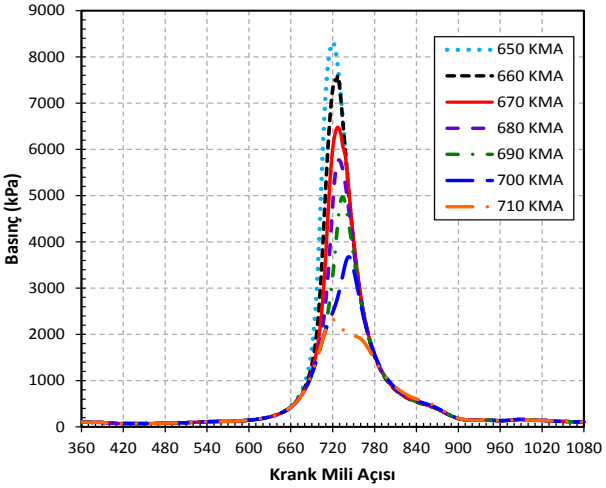
3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Geometrinin oluşturulması, çözüm ağı üretilmesi, sınır-başlangıç şartlarının ve modellemede kullanılacak yaklaşımların tanımlanmasının ardından, analizler 320º–1080º KMA için gerçekleştirilmiş ve sonuç grafikleri oluşturulmuştur.

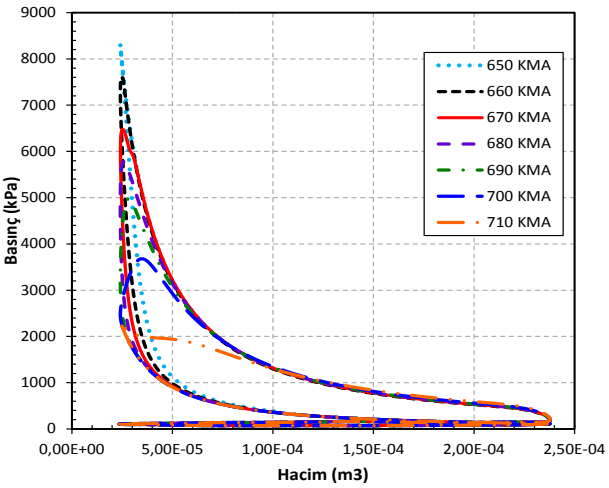
İlk olarak, ateşleme avansı değişiminin silindir içi basınca etkisi Şekil 2'de gösterilmiştir. Tüm ateşleme avansları için sıkıştırma ile artan basınç, ateşleme avansı açısından itibaren hızla artmakta ve tepe noktasına ulaştıktan sonra düşmektedir. Görüldüğü gibi, ateşleme avansı üst ölü noktadan (720º KMA) uzaklaştıkça silindir içi basınç artmaktadır. Çünkü ateşleme üst ölü noktaya yakın yapıldığında yanma işleminin gerçekleşmesi için yeterli süre kalmamaktadır ve yanmanın etkinliği azalmaktadır. Ateşleme avansının üst ölü noktaya çok yakın ayarlanmış olması, genişleme strokuna geçilmesi sebebiyle alevin tam olarak tüm silindir içerisindeki noktalara ulaşamamasına ve hacim genişlemesi nedeniyle güçlü bir basınç oluşumunun gerçekleşememesine neden olmaktadır.

Burada, en düşük ateşleme avansında (650º KMA) en yüksek silindir içi basıncın oluştuğu görülmektedir. Ancak nihai etki olarak elde edilecek motor gücü için, sadece silindir içi basıncın yüksekliğini ve sıcaklık yüksekliğini dikkate almak yeterli olmayacaktır. Silindir içi basınç–hacim değişimi olan indikatör diyagramının da dikkate alınması gerekecektir. Şekil 3'de analizi yapılan tüm ateşleme avansları için çevrim boyuncaki basınç–hacim değişimi yani indikatör diyagramı çizilmiştir. Şekil 3'deki indikatör diyagramı kullanılarak net iş alanları hesaplanmıştır ve en büyük net iş alanının 670º KMA ateşleme avansında gerçekleştiği belirlenmiştir. İlerde değerlendirileceği gibi, ateşleme avansı 670º KMA'dan uzaklaştıkça net iş düşmektedir. Burada önemli husus, kayıpları en düşük seviyeye indirgeyip diğer çevrim zamanları için en yüksek indike basıncın sağlanacağı durum için ateşleme avansı değerinin belirlenmesidir.

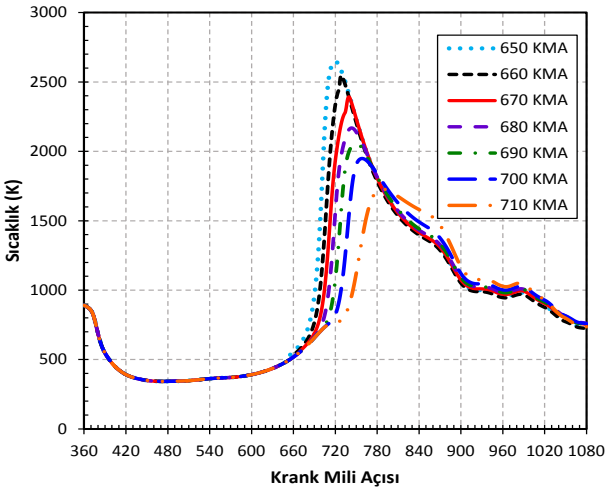
Silindir içi sıcaklık değişimi Şekil 4'de verilmiştir. Tüm ateşleme avansları için sıkışma ile artan silindir içi sıcaklık, ateşleme anından itibaren hızla artmakta ve tepe noktasına ulaştıktan sonra daha düşük bir eğimle azalmaktadır. Görüldüğü gibi, 650º KMA ateşleme avansından 710º KMA değerine kadar silindir içi sıcaklıkta düşüş görülmektedir. Ateşleme avansı 710º KMA hariç, sıcaklık değişimleri daha benzer yapıdayken, 710º KMA değeri için sıcaklık daha fazla düşüş göstermekte ve sıcaklık eğrisi diğer sıcaklık eğrilerine göre farklı bir davranış sergilemektedir. Burada, 710º KMA ateşleme avansında piston sıkıştırma strokunu tamamlamak üzeredir ve üst ölü noktaya çok yakındır. Bu durumda buji bölgesinde alev çekirdeğinin oluşumu ve bu çekirdeğin büyüyerek önce laminer alev davranışı ve devamında türbülanslı alev davranışı izleyerek silindir içerisindeki tüm noktalara ulaşması için yeterli zaman olmamaktadır. Tüm ateşleme avansları için üst ölü nokta anında bujiden silindir duvarına kadar olan kesitdeki eş-sıcaklık dağılımı Şekil 5'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Oluşan alev küreciği gelişirken önünde yer alan gaz hacmini ısıtarak sıcaklığını yükseltecek ve ön reaksiyonların gerçekleşmesini sağlayarak zincirleme reaksiyonlar gerçekleştirerek gelişimini tamamlayıp silindir duvarına kadar ulaşmış olacaktır.



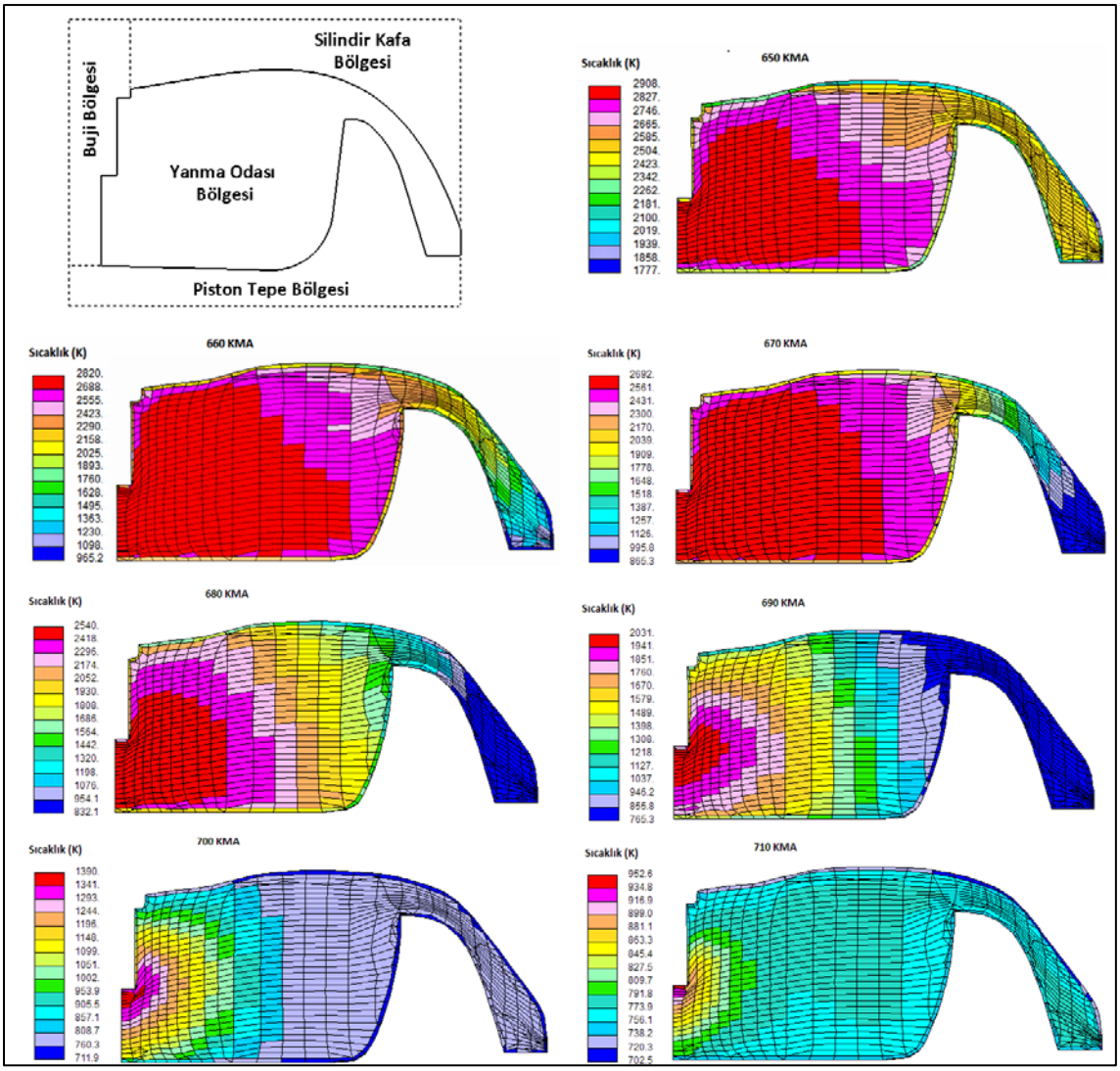
Şekil 2. Silindir içi basınç değişimi



Şekil 3. İndikatör diyagramları



Şekil 4. Yanma odası sıcaklık değişimi

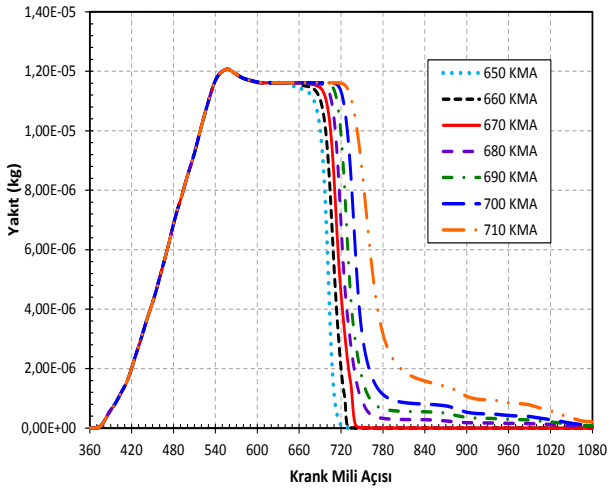


Şekil 5. 720 KMA Konumundaki silindir içi sıcaklık dağılımı

Şekil 5'deki eş-sıcaklık grafiklerden de görüldüğü gibi 710º KMA için silindir kafa bölgesi ve piston tepe bölgesinde sıcaklıklar diğerlerine göre düşük seviyededir. Bu 710º KMA değerinde, piston üst ölü noktaya çok yakındır ve birkaç

milisaniye içerisinde piston üst ölü noktayı geçerek alt ölü noktaya doğru harekete başlayacaktır. Genişleme stroğu ile birlikte hacimdeki genişleme nedeniyle alev tam olarak silindir duvarına ulaşamadan sönme eylemi gösterecek ve yanmanın tam olarak gerçekleşememesi nedeniyle piston üzerine yüksek bir basınç etki edemeyecektir.

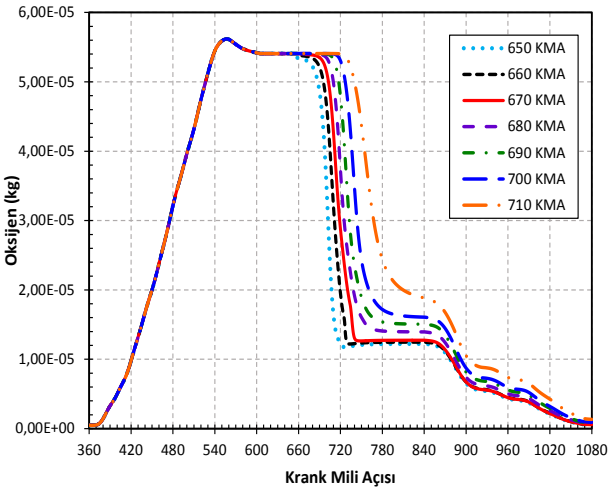
Silindir içi yakıt değişimi Şekil 6'da çizilmiştir. Ateşleme avansının üst ölü noktaya en yakın olduğu konumda (710º KMA), çevrim tamamlanmış olmasına rağmen silindir içerisinde kalan yakıt diğer ateşleme konumlarına göre daha fazladır. Yanmamış yakıt, egzoz strokunun sonunda silindir içerisinden dışarı atılmaktadır. Analizlerde hava fazlalık katsayısının 1.3 olduğu da dikkate alınırsa, ki bu durum yanma için yeterince havanın silindire alınmış olması durumudur, ateşleme avansının 710º KMA konumu için yanma süresinin minimize olması nedeniyle kısmi eksik yanmanın gerçekleştiği görülmektedir.



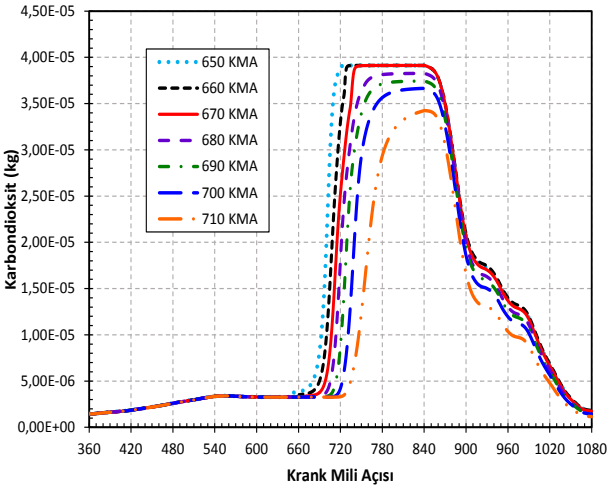
Şekil 6. Silindir içi yakıt değişimi

Analizlerden elde edilen emisyon değerleri; oksijen için Şekil 7, karbondioksit için Şekil 8, azotoksit için Şekil 9'da gösterilmiştir. Şekil 7'de gösterilen silindir içi oksijen miktarı tüm ateşleme avansları için genel olarak emme zamanında artmakta, sıkışma zamanında sabit kalmakta ve ateşleme ile birlikte azalmaktadır. Ateşlemenin gerçekleştiği KMA arttıkça, silindir içi oksijen miktarı, ateşlemeden sonra daha yavaş azalmaktadır. Çünkü yanma tam olarak gerçekleşememektedir.

Ateşleme avansı 710º KMA için Şekil 8'de görülen en düşük karbondioksit miktarı, yanmanın verimsiz ve eksik gerçekleştiğini göstermektedir. Reaksiyonların tam olarak gerçekleşememesi nedeniyle egzoz zamanında silindir içerisinden atılan karbondioksit miktarı düşük seviyede, oksijen miktarı ve yakıt miktarı yüksek seviyededir. Bu durum Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de verilmiş olan grafiklerde tutarlı olarak görülmektedir.

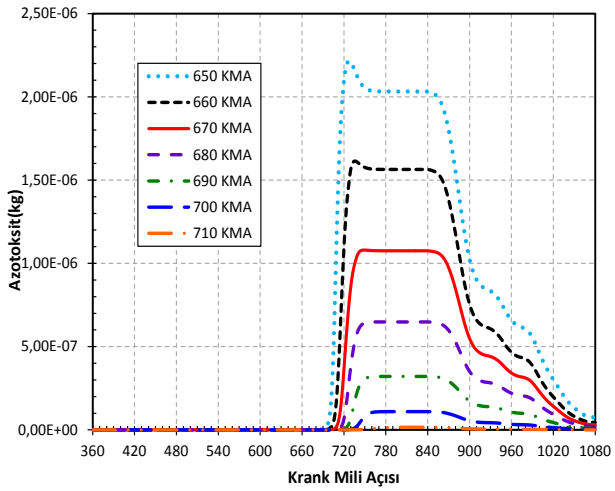


Şekil 7. Silindir içi oksijen değişimi



Şekil 8. Silindir içi karbondioksit değişimi

Azotoksit oluşumunun ateşleme avansı değişimiyle olan ilişkisinin incelenebileceği Şekil 9'da, ateşleme avansı 710º KMA konumu için, silindir içi sıcaklık düşük olduğundan azotoksit oluşumunun düşük gerçekleştiği görülmektedir. Çünkü üst ölü noktaya çok yakın yapılan bu ateşlemede yanma bitmeden genleşme başladığından sıcaklık yükselmemektedir. Azotoksit oluşumunun düşük olması her ne kadar istenen bir durum olsa da, 710º KMA değerinde motordan elde edilen gücün düşük olması ve yanmamış yakıt miktarının fazla olması nedeniyle incelenen 3600 d/dk için etkin olmayan bir ateşleme avansı değeri olduğu açık bir şekilde görülmektedir. Ateşleme avansı 650º KMA konumunda silindir içi sıcaklık yüksek olmakta ve yanma için daha fazla süre bulunmaktadır. Yüksek sıcaklık ve yeterli süre nedeniyle de azotoksit miktarı en yüksek seviyelere ulaşmaktadır.



Şekil 9. Silindir içi azotoksit değişimi

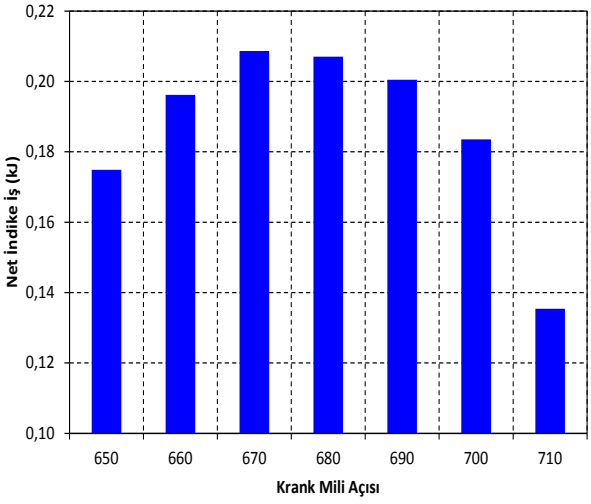
Analizlerden her 0.1º KMA değeri için elde edilen sonuçlar ve indikatör diyagramları kullanılarak; net indike iş, indike ortalama basınç ve indike güç değerleri tüm ateşleme avansları için hesaplanmış ve grafikleri sırasıyla Şekil 10, Şekil 11 ve Şekil 12'de verilmiştir. Tüm ateşleme avansları karşılaştırıldığında tanımlanmış olan şartlar için motor gücü açısından en uygun değerin 670º KMA olduğu görülmekte ve bu değer için tüm performans ve emisyon grafikleri bu sonucu desteklemektedir.

Ateşleme avansı 670º KMA'dan küçük olduğunda net indike işin ve gücün düşük olmasının sebebi, piston üst ölü noktaya ulaşıncaya kadar ve dolayısıyla yanmanın gerçekleşebilmesi için daha uzun süre bulunmasına rağmen özellikle indikatör diyagramında görüldüğü gibi (Şekil 3) basınç – hacim değişiminin fonksiyonu olarak net indike iş alanının daha düşük olmasıdır. En uygun ateşleme avans değeri, indike ortalama basınç oluşumu ve yanmanın üst ölü noktaya ulaşana kadar gösterdiği davranış göz önünde bulundurularak belirlenmelidir. İndikatör diyagramları incelendiğinde, 650º KMA değerinde yanmanın erken gerçekleşmesi nedeniyle silindir basıncı yüksek seviyelere ulaşmakta ve bu durum pistonun üst ölü noktaya olan hareketini zorlaştırmaktadır. Bu durum, genişleme strokunda iş kaybına neden olur ve Şekil 3'de ki grafikte iş alanındaki kayıp açık olarak görülmektedir. Ayrıca ateşleme avansı değeri belirlenirken üst ölü noktadan uzaklaşıldıkça basınç ve sıcaklığın artması nedeniyle silindir içerisinde vuruntu oluşumu ihtimali de artırılmış olacaktır.

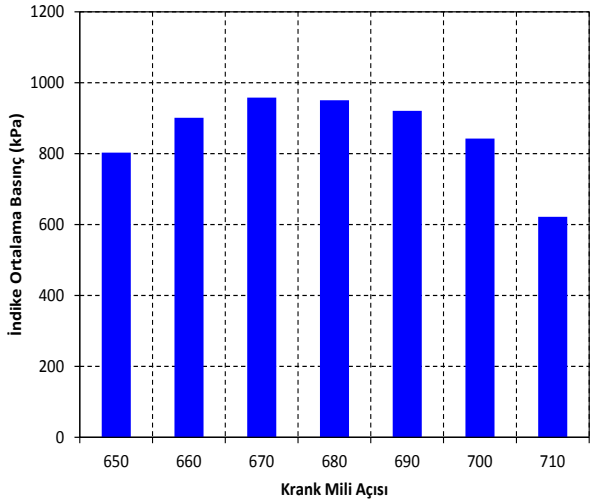
Ateşleme avansı 670º KMA'dan büyük olduğunda net indike işin ve gücün düşük olmasının sebebi ise, yanma süresindeki azalma ve yanmanın genişleme stroğuna sarkmasından dolayı yine indikatör diyagramında görüldüğü gibi (Şekil 3) basınç–hacim değişiminin fonksiyonu olarak net indike iş alanının azalmasıdır. Ateşleme avansı üst ölü noktaya yaklaştıkça (720º KMA); yanma genişleme stroğuna sarktığından yanmanın tetiklediği basınç yükselmesi gerçekleşememektedir. Bu durum, Şekil 3'deki indikatör diyagramında görüldüğü gibi net indike iş alanını küçültmektedir.

Şekil 10, 11, 12'de gösterilen net indike iş, indike ortalama basınç ve indike güç değerleri inceleme yapılan ateşleme avansı 650º-710º KMA aralığında, tepe noktası 670º KMA'da olan parabolik bir davranış sergilemiştir.

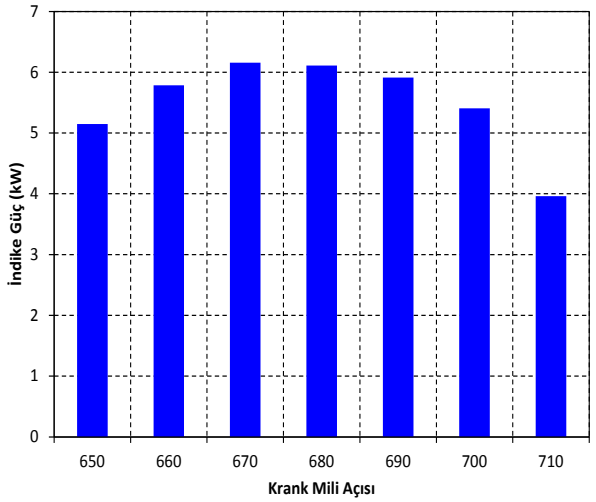
Sonuç olarak ateşleme avansının motor performansı ve emisyon değerleri için çok önemli bir parametre olduğu görülmektedir. Ateşleme açısının değeri belirlenirken en önemli kriter; piston üzerindeki maksimum basıncın üst ölü noktadan hemen sonra oluşmasıdır. Bu çalışmada kullanılan şartlar için en iyi sonuçlara 670º KMA açısında gerçekleştirilen ateşleme ile ulaşıldığı tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçların sabit 3600 d/dk için geçerli olduğu hatırlanmalıdır. Modellemede kullanılan 3600 d/dk hızı için milisaniyeler mertebesinde gerçekleşen çevrim süreleri, daha düşük devirlerde gerçekleşen çevrim sürelerine göre daha kısadır. Yani piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya 3600 d/dk değerinde daha düşük devir sayılarına göre daha kısa sürede ulaşmaktadır ki bu durumda direkt olarak yanma işleminin gerçekleşmesi için gerekli olan süreyi kısaltmaktadır. Bu durumda, ateşleme avansı üst ölü noktadan uzaklaştıkça sisteme yanmanın tamamlanması için yeterli süre sağlanmış olacaktır. Modellemeler sonucunda ulaşılan sonuçlar bu durumu desteklemektedir. Elde edilen sonuçlar motorun devir sayısının bir fonksiyonu olacaktır. Motorun devir sayısı 3600 d/dk için piston hızı 9.6 m/s mertebesinde iken, 1500 d/dk için 4 m/s mertebesindedir. Dolayısıyla her devir sayısı için optimum ateşleme avansının belirlenmesi bir gereklilik olarak ortaya çıkmaktadır.



Şekil 10. Net indike iş – ateşleme avansı değişimi



Şekil 11. İndike ortalama basınç – ateşleme avansı değişimi



Şekil 12. İndike güç – ateşleme avansı değişimi

Yapılan sayısal çalışmada elde edilen tüm sonuçlar değerlendirildiğinde; motor belli bir devir sayısında çalışırken ateşleme avansının artırılması durumunda yani erken ateşleme yapıldığı takdirde, sıkıştırma stroku ve yanmanın basıncı ortaklaşa artırma süreci daha önce başlamış olacaktır. Bu çalışmada incelenen şartlar için motor performansı ve emisyonlar açısından en uygun ateşleme avansı açısı 670º KMA olarak belirlenmiştir.

Günümüz teknolojisinde araçlarda, değişken devirler ve çalışma şartları için ateşleme avansı değiştirilerek motordan her çalışma durumu için yüksek performans elde edilmeye çalışılmaktadır. Bu çalışmanın devamında; devir sayısı, silindir içi buji yerleşimi, hava fazlalık katsayısı, alternatif yakıt ilaveleri, yanma odası geometrileri gibi parametrik değişimler yapılarak ateşleme avansının etkilerinin incelenmesi planlanmaktadır.

4. KAYNAKÇA

1. Salimi F., Shamekhi A.H. and Pourkhesalian A.M., "Role of Mixture Richness, Spark and Valve Timing in Hydrogen - Fuelled Engine Performance and Emission", International Journal of Hydrogen Energy, 34(9), pp. 3922-3929, 2009.
2. Raine R., Stone C., and Gould J., "Modeling of Nitric Oxide Formation in Spark Ignition Engines with a Multizone Burned Gas", Combustion and Flame, 102(3), pp. 241-255, 1995.
3. Erkuş B., Karamangil M.İ., and Sürmen A., "Enhancing the Heavy Load Performance of a Gasoline Engine Converted for LPG Use by Modifying the Ignition Timings", Applied Thermal Engineering, Vol. 85, pp. 188-194, 2015.
4. Chan S.H. and Zhu J., "Modelling of Engine In-Cylinder Thermodynamics Under High Values of Ignition Retard", International Journal of Thermal Sciences, 40(1), pp. 94-103, 2001.
5. Gürbüz H. and Akçay İ.H., "Buji Ateşlemeli Hidrojen Motorunda Ateşleme Avansı ve Sıkıştırma Oranının Performans ve NOx Emisyonuna Etkisi". Politeknik Dergisi, 16(1), 2013.
6. Topgül T. and Yücesu H.S., "Buji ile Ateşlemeli Bir Motorda Çalışma Parametrelerinin Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi", Politeknik Dergisi, 8(1), 2005.
7. Choi H., Kim H., Min K. and Lee J., "The Stratified Combustion Model of Direct-Injection Spark-Ignition Engines", Proceedings of The Combustion Institute, 29(1), pp. 695-701, 2002.
8. Malaguti S. and Fontanesi S., "CFD Investigation of Fuel Film Formation Within a GDI Engine Under Cold Start Cranking Operation", ASME 2009 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, ICES2009-76055, pp. 555-562, 2009.
9. D'Errico G. and Lucchini T., "A Combustion Model with Reduced Kinetic Schemes for SI Engines Fuelled with Compressed Natural Gas", SAE Technical Paper, 10.4271/2005-01-112, 2005.
10. Zhao H., Peng Z., Williams J. and Ladommatos N., "Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition (CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engines", SAE Technical Paper, 10.4271/2001-01-3607, 2001.
11. Dreger, S., Mahle GmbH, "Pistons and Engine Testing", ATZ/MTZ-Fachbuch, pp. 135-145, 2012.

BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA BENZİN, ETANOL VE FUZEL YAĞI KARIŞIMLARININ MOTOR PERFORMANSI VE EGSOZ EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Yakup İÇİNGÜR[1], Mustafa DEMİRKUL[2]

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi OtomotivMmühendisliği Bölümü, Beşevler-Ankara
e-posta[1] : icingur@gazi.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada etil alkol üretiminde yan ürün olarak ortaya çıkan ve Türkiye'de atıl olan fuzel yağı, yenilenebilir alternatif yakıt olarak kullanılabilen etanol ve kurşunsuz benzin karışımlarının (B100E0F0, B50E0F50, B50E10F40, B50E20F30, B50E30F20, B50E40F10, B50E50F0) buji ateşlemeli bir motorun performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler dört zamanlı, tek silindirli, enjeksiyonlu ve buji ile ateşlemeli Hydra marka motorda kısmi gaz kelebeği açıklığında ve farklı motor hızlarında gerçekleştirilmiştir. Bütün deneylerde hava fazlalık katsayısı (λ) 1,0 olarak ayarlanmıştır.

Değişik motor devirlerinde ve maksimum motor momentini veren ateşleme avansında yapılan deneylerde, elde edilen karışımlarda motor momenti ve efektif verimde sadece benzin kullanımına göre artış sağlandığı ve B50E50F0 karışımında en yüksek değerlerin elde edildiği gözlenmiştir. Aynı deney şartlarında edinilen karışımların özgül yakıt tüketiminde sadece benzin kullanımına göre düşüş meydana geldiği saptanmıştır. Etanol oranı düşen ve fuzel oranı artan karışımlarda HC emisyon miktarının arttığı, CO emisyonunun motor devrine bağlı olarak değişkenlik gösterdiği ve maksimum değerin B50E0F50 karışımı ile elde edildiği belirlenmiştir.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF USING GASOLINE, ETHANOL AND FUSEL OIL AT A SPARK IGNITED ENGINE ON ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS

ABSTRACT

Appearing as by-product on ethyl alcohol production and useable as sustainable alternative fuel with fusel oil inactive in Turkey, the effect of ethanol and unleaded gasoline mixtures (B100E0F0, B50E0F50, B50E10F40, B50E20F30, B50E30F20, B50E40F10, B50E50F0) on engine performance and emissions of a spark ignited engine has been experimentally examined in this study. The studies have been performed on four-cycle, single cylinder, injecting and spark ignited Hydra engine on 50% throttle position and on different engine speed. Excess air coefficient (λ) has been adjusted as 1,0. It has been observed that on the

experiments performed at the different engine cycles and at the ignition stroke that reaches maximum engine moment, at engine stroke and effective thermal efficiency, the mixture obtained increases only to the extent of fuel used and B50E50F0 blend has been observed to obtain the highest values. At the specific fuel consumption of the blends obtained at the same experiment conditions, decrease has been detected only to the extent of fuel use. Emission

ratios has been observed to increase at the mixtures with decreasing ethanol rates and increasing fusel ratios, CO omission has been observed to vary depending on the engine speed and maximum value has been observed to be obtained at B50E0F50 blend.

1. GİRİŞ

Dünya üzerindeki fosil yakıtların azalmakta olduğu gerçeği göz önüne alındığında, son yıllarda yenilenebilir enerji kaynaklarına olan yönelimin artması kaçınılmaz bir sonuç olarak karşımıza çıkmaktadır. Dünya nüfusu hızla artarken konvansiyonel enerji kaynaklarındaki azalma ve küresel ekonominin de giderek daralması ile maliyetlerin önemli ölçüde artması, gelişmiş ekonomilere sahip ülkeleri gelecekteki enerji ihtiyaçlarının çoğunluğunu yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılamak için önemli adımlar atmaya sevk etmiştir.

İçten yanmalı motorlarda kullanılabilecek yakıtların, ucuz ve bol miktarda üretilebilmesi, ısıl değerlerinin yüksek olması, kolayca depolanabilmesi ve taşınabilmesi, yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaya olanak vermesi ve düşük düzeylerde egzoz emisyonu oluşturması istenir. Alkoller otomobillerin icat edildiği yıllardan beri motorlarda kullanılmaktadır. Alkollerden sadece metanol ve etanol petrol esaslı olmayan hammaddelerden güncel teknolojiyle pratik olarak üretilmektedir. Etanol yüksek oktan sayısına sahiptir ve tarımsal ürünlerden üretilmektedir. Etanol, bu özellikleri nedeniyle buji ateşlemeli motorlar için uygun bir yakıttır ve motorlarda tek başına ya da benzinle belirli oranlarda karıştırılarak kullanılmaktadır [1].

Sunulan çalışmada; alternatif bir enerji kaynağı olan etanol ve etanol üretim süreçlerinde yan ürün olarak elde edilen fuzel yağı ve kurşunsuz benzin ile çeşitli oranlarda karışımlar (B100E0F0, B50E0F50, B50E10F40, B50E20F30, B50E30F20, B50E40F10, B50E50F0) elde hazırlanmıştır. Sunulan çalışma, elde edilen bu karışımların içten yanmalı bir benzin motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisini araştırmaya yöneliktir. Ayrıca, bir miktarı yüksek alkol kaynağı olmasından dolayı boya ve plastik yapımında, köpük söndürücü olarak ya da ispirto kullanılsa da önemli bir miktarı atıl olan fuzel yağının içten yanmalı buji ateşlemeli motorlarda kullanılabilirliği değerlendirilmiştir.

2. ALTERNATİF YAKITLARIN İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANIMI

Alternatif yakıtların; kaynak ve potansiyel temini, emniyetli olup olmadığı, zehirli ve sağlığa zararlı olup olmadığı, motor performansı ve emisyonlarına etkisi, depolanabilme özelliği ve kolay temini gibi kriterler açısından incelenmesi gerekir [2].
İçten yanmalı motorlarda kullanılması uygun olan başlıca alternatif yakıtlar aşağıdaki gibidir
a) Gaz yakıtlar

- Doğalgaz; Sıvılaştırılmış Doğalgaz (LNG) veya Sıkıştırılmış Doğalgaz (CNG)
- Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG)
- Biyogaz (Metan (CH4), CO_2 ve diğer gazların karışımı).
- Hidrojen.

b) Sıvı Yakıtlar

- Bitkisel Yağlar.
- Alkoller (Metil Alkol Etil Alkol vb.)

Alternatif yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri nedeniyle bir bölümü dizel motorlarında, bir bölümü buji ateşlemeli motorlarda, bir bölümü ise hem buji ateşlemeli motorlarda hem de dizel motorlarında kullanılmaya uygundur [3].

2.1 Alkoller

Otomobilin icat edildiği yıllardan beri alkoller içten yanmalı motorlarda kullanılmaktadır. Alkollerden sadece etanol (etil alkol) ve metanol (metil alkol) petrol esaslı olmayan hammaddelerden güncel teknolojiyle pratik olarak üretilebilmektedir. Etanol ve metanol bu özelliklerinden dolayı buji ateşlemeli motorlar için uygun bir yakıttır ve motorda tek başına ya da benzine belirli oranlarda katılarak kullanılmaktadır [4].

Alkolleri diğer hidrokarbon yakıtlardan ayıran başlıca özellikleri; moleküler yapılarının bir hidroksil (OH) kökü içermeleri, yüksek polariteye sahip olduklarından yüksek kaynama noktasına, donma noktasına ve gizli buharlaşma ısısına sahip olmasının yanında polaritelerinden dolayı suda çözünürlüklerinin yüksek olmaları şeklinde özetlenebilir [5].

Motorlarda kullanılan en yaygın alkoller etanol (C2H5-OH) ve metanol (CH3-OH)'dür.

Tablo 2.1. Benzin, metanol ve etanolün çeşitli özellikleri [6]

	Benzin	Metanol	Etanol
Kimyasal Formül	C_8H1_8	CH_3OH	C_2H_5OH
Molekül Kütlesi (kg/kmol)	114,2	32,01	46,07
C/H Kütle Oranı	5,3	3,0	4,0
%H Kütlesi	15,9	12,6	13,1
%C Kütlesi	84,1	37,5	52,1
%O Kütlesi	0	49,9	34,8
Donma Noktası (^{0}C, 0.1 MPa)	-56,5	-97	-17,8
Kaynama Noktası (^{0}C, 0.1 MPa)	125	65	78,5
Yoğunluk (kg/m^3)	702	796	794
Gizli Buharlaşma Isısı (kj/kg)	302,4	1167	921,1
Alt Isıl Değeri (MJ/kg)	44,2	20	27
H/Y Oranı	15	6,44	8,96
Tutuşma Sınırları (hacimsel %)	1-6	7-36	4,3-18
Buhar Basıncı (380C, kPa)	80	32	21
Araştırma Oktan Sayısı	100	110	108
Motor Oktan Sayısı	100	94	94

2.2 Etanol

Etanol, karbon, hidrojen ve oksijenden oluşan sıvı alkoldür. Etanol, nişasta gibi şekere dönüştürülebilen (karbonhidratlar) veya seker ihtiva eden (tahıl tohumu gibi) her biyolojik kaynaktan üretilebilmektedir. Dünyada etanol öncelikle mısır tanesi ve tahıl gibi tohumlardan fermantasyon yöntemiyle üretilmektedir. Her ne kadar selülozik etanol teknolojisi hala gelişmekte ve klasik üretim işlemleriyle fiyat karşılaştırılması yapılmamış olmasına rağmen etanol, tarımsal ve odun artıkları ve hızlı büyüyen ağaçlar ve otlar gibi selüloz malzemelerden de üretilebilmektedir. Yaygın olarak mısır, patates, tahıllar, seker pancarı, seker kamışı gibi tarım ürünlerinden üretilmektedir.

Etanol benzin ile karıştırıldığında, bazı avantaj ve dezavantajları olduğu görülür. Etanolün benzine oranla oktan sayısı daha yüksektir. Karışım (hava/yakıt) daha zengin olarak kullanılabilir. Buharlaşma ısısı yüksektir. Bu avantajlar etanolün yakıt olarak kullanılması durumunda daha yüksek performans ve daha yüksek çıkış gücü sağlayacağı görüşünü desteklemektedir. Fakat bunlar sürüş konforu için önem teşkil etmezler. Etanol yenilebilir ve birçok bitkiden elde edilebilir. Dezavantajları ise; etanol motor yakıtı olarak kullanıldığında, ısıl değerinin benzine göre düşük olması nedeniyle esas verimi de düşüktür ve metaller üzerinde korozyon etkisi yapmaktadır. Diğer önemli bir dezavantajı da etanolün günümüzde birim fiyatının benzine göre daha yüksek olmasıdır [7].

Benzinli motorlarda hacimsel olarak %7-10 arasında etanol ile benzinin karıştırılması Kuzey Amerika'da yaygın olarak uygulanmaktadır. 1970'den beri üretilen araçlarda yakıt karışımının %10 etanollü (E10) olması yakıt sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanılmasına imkân vermektedir. Bütün üreticiler E10 karışımının kullanılmasını onaylamakta ve taşıtlarına bu yakıt için garanti vermektedirler [8].

2.3 Fuzel Yağı

Fuzel yağı, fermantasyonla etil alkol üretim endüstrisinin damıtma basamağı yan ürünüdür ve amil alkollerin doğal kaynağıdır. Bu yan ürün, rengi sarıdan koyu kahverengiye değişebilen, çok keskin, hoş olmayan ve öksürten kokuya sahip bir sıvı olup birçok ülkede genellikle fabrikanın enerji gereksinimini karşılamak için yakılmakta ya da atılmaktadır. Türkiye'de ise, şeker üretiminde köpük söndürücü olarak ya da ispirto yapımında kullanılmaktadır; bununla birlikte önemli bir kısmı atılmaktadır [9].

Fuzel yağının bileşimi ve miktarı, fermantasyonla alkol üretim prosesinde kullanılan karbon kaynağının türü ve hazırlanma metodu ile fuzel yağının fermantasyon karışımından ayırma yöntemine bağlı olarak değişmektedir. Fuzel yağı, başlıca düşük molekül ağırlıklı alkoller (i-amil alkol başta olmak üzere i-bütil alkol, n-propil alkol, n-bütil alkol, etil alkol ve n-amil alkol), az miktarda su ve eser miktarda aldehitler, serbest asitler ve onların esterleri, yüksek alkoller, terpenlerden oluşmaktadır [10]. Fuzel yağı bileşiminin kimyasal özellikleri Tablo 4.2'de görülmektedir.

Tablo 2.2. Fuzel yağı bileşiminin fiziksel özellikleri

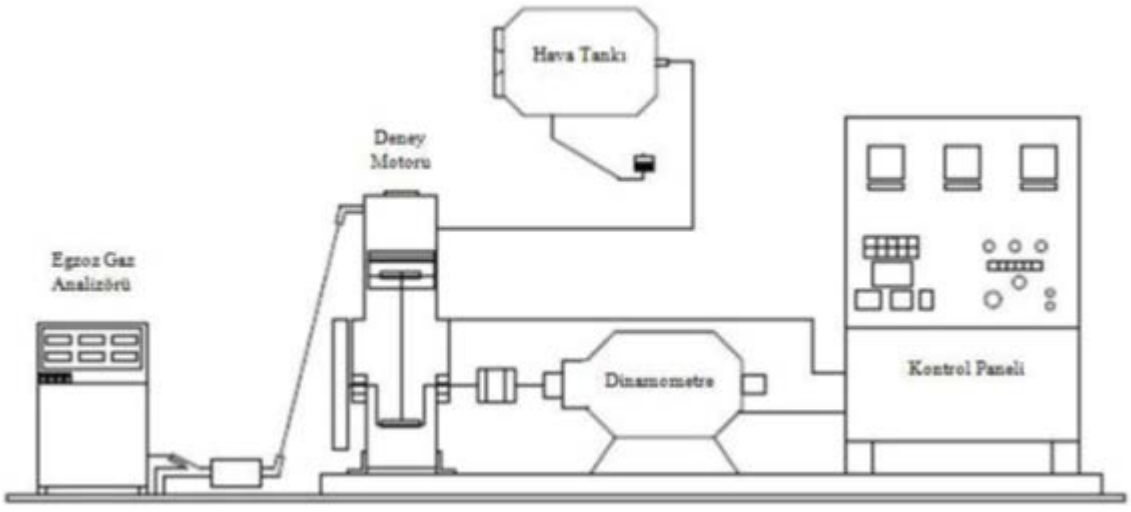
Bileşen	i-amil alkol	i-bütil alkol	n-bütil alkol	n-propil alkol	etanol	su
Kimyasal Formülü	$C_5H_{12}O$	$C_4H_{10}O$	$C_4H_{10}O$	C_3H_8O	C_2H_6O	H_2O
Molekül Ağırlığı (g/mol)	88,148	74,122	74,122	60,09	46,07	18
Yoğunluk (g/cm3)	0,8104	0,802	0,8098	0,8034	0,789	1
Kaynama Noktası (^{0}C)	131,1	108	117,73	97,1	78,4	100
Donma Noktası (^{0}C)	-117,2	-108	-89,5	-126,5	-114,3	0
% Hacimsel	63,93	16,66	0,736	0,738	9,58	10,3
% Kütlesel	61,52	15,87	0,708	0,704	8,98	12,23

Fuzel yağı, alkol fabrikalarında yan ürün olarak elde edilmektedir. Ülkemizde, her 100 litre etil alkole karşılık 0,4-0,7 litre fuzel yağı açığa çıkmaktadır. 2006 yılı içinde üretilecek saf alkol miktarı 7,2 milyon litre, 2007 yılı için ise taleplere göre değişmek üzere 8 milyon litre olarak planlanmıştır. Sadece 2006 yılı için 28800-50400 litre fuzel yağı elde edildiği ve bu atığın ülkemizde etkin olarak değerlendirilemediği dikkate alınırsa ortaya çıkacak kirliliğin boyutları önemli olmaktadır [11].

3. MATERYAL METOT

Deneyler, Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiştir

Şekil 3.1. Deney düzeneğinin genel görünüşü



Deneyler Tablo 3.1'de teknik özellikleri ve Resim 3.1 de görülen tek silindirli, enjeksiyonlu tip bir buji ile ateşlemeli Hydra marka motor kullanılmıştır. Deneyler, motorun sıkıştırma oranının 11:1 konumunda gerçekleştirilmiştir.

Deneylerde kurşunsuz benzin ve kurşunsuz benzin-fuzel yağı karışımları kullanılmıştır. Kurşunsuz benzin Petrol Ofisi'ne bağlı bir benzin istasyonundan 95 oktan olarak temin edilmiştir.



Resim 3.1. Deney motoru

Deneylerde kullanılan yakıtlar;

B100E0F0 (%100 kurşunsuz benzin)
B50E0F50 (%50 kurşunsuz benzin - %50 fuzel yağı karışımı)
B50E10F40 (%50 kurşunsuz benzin - %10 Etanol - %40 Fuzel yağı karışımı)
B50E20F30 (%50 kurşunsuz benzin - %20 Etanol - %30 Fuzel yağı karışımı)
B50E30F20 (%50 kurşunsuz benzin - %30 Etanol - %20 Fuzel yağı karışımı)
B50E40F10 (%50 kurşunsuz benzin - %40 Etanol - %10 Fuzel yağı karışımı)
B50E50F0 (%50 kurşunsuz benzin - %50 Etanol karışımı)

Deneysel çalışmalarda kullanılan yakıtların çeşitli özellikleri Tablo 3.1'de verilmiştir.

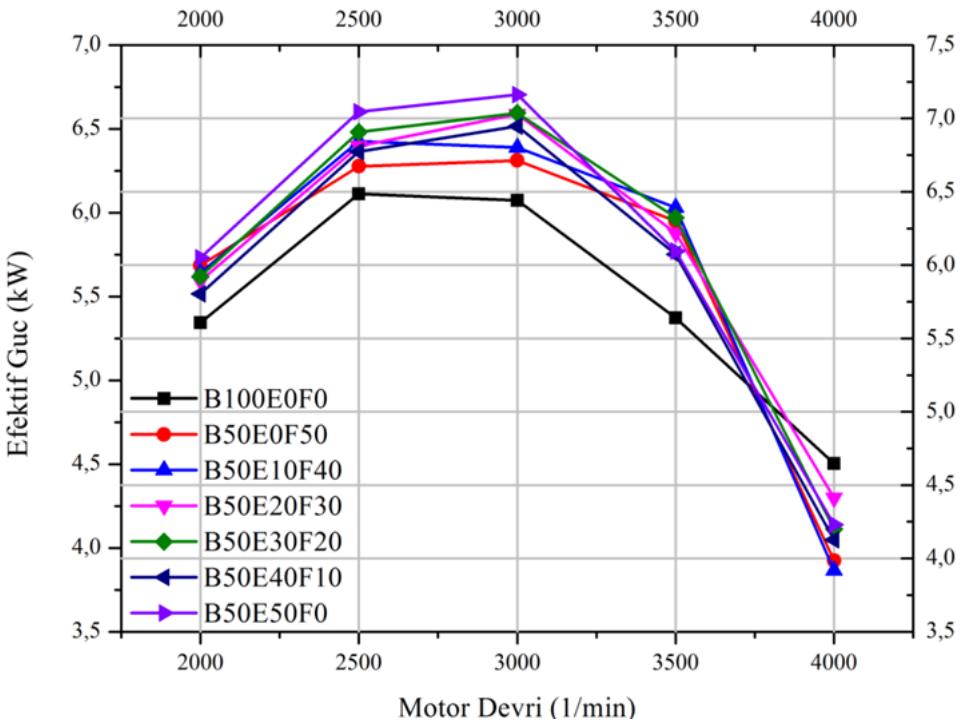
Tablo 3.1. Test yakıtlarının çeşitli özellikleri

	Kurşunsuz Benzin	Etanol	Fuzel Yağı
Yoğunluk (g / cm3)	0,745	0,807	0,849
Alt ısıl değer (kJ/ kg)	43580	26900	29514
Motor Oktan Sayısı	86,51	89,7	103,61
Araştırma Oktan Sayısı	96,33	108,6	106,82
Donma Noktası (^{0}C)	-53	-115	>50

4. DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME

4.1 Efektif Güç

Deneylerin gerçekleştirildiği motorda B100E0F0, B50E0F50, B50E10F40, B50E20F30, B50E30F20,B50E40F10 ve B50E50F0 yakıtlarının kullanılmasıyla elde edilen efektif gücün motor devrine bağlı olarak değişimi Şekil 4.1. de gösterilmektedir.

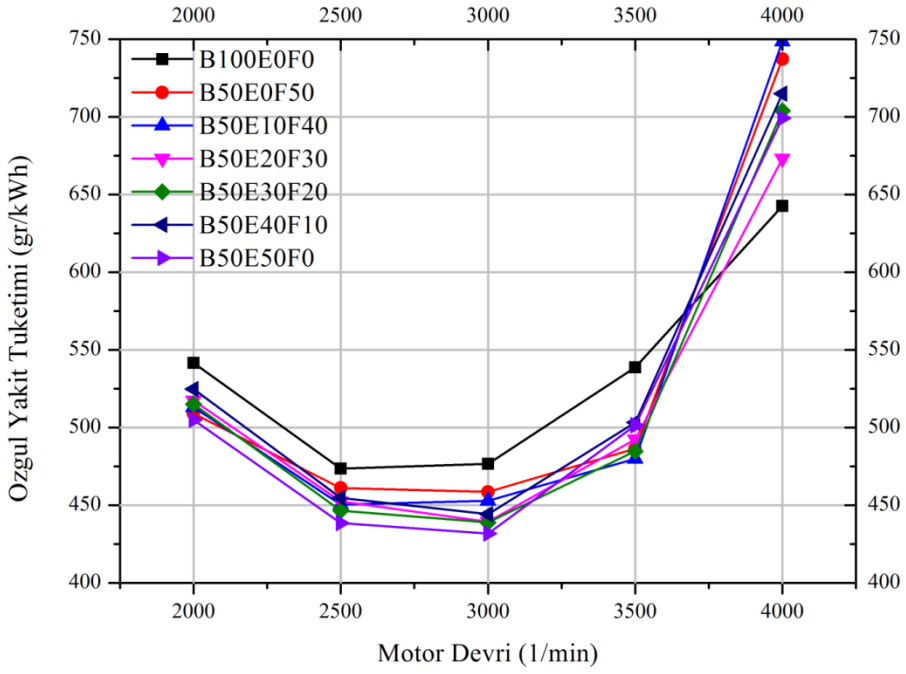


Şekil 4.1. Kısmi yükte (%50) efektif gücün motor hızına bağlı değişimi

B100E0F0 yakıtında kısmi yük (%50) altında en fazla güç 2500 dev/dak' da elde edilirken, diğer bütün yakıtlarda en fazla gücün 3000 dev/dak' da elde edildiği gözlemlenmiştir. Etanol ve fuzel yağı, su ihtiva ettiklerinden, alt ısıl değeri benzin ve fuel yağına göre daha düşüktür. Bu nedenle kullanılan deney yakıtlarında etanol miktarı arttıkça su miktarı artacağından motor gücünde azalma olacağı düşünülebilir. Fakat Şekil 4.1' e bakıldığında etanol miktarı arttıkça motor gücünde artış meydana gelmiştir. Silindirde yanma işlemi başladığında su sıvı halden yüksek basınçlı su buharına dönüşmektedir. Böylece yakıt içerisindeki su miktarının artmasına bağlı olarak yüksek basınçlı su buharından dolayı piston tepesine ek buhar basıncının etki etmesine neden olduğu düşünülmektedir [12-13].

4.2 Özgül Yakıt Tüketimi

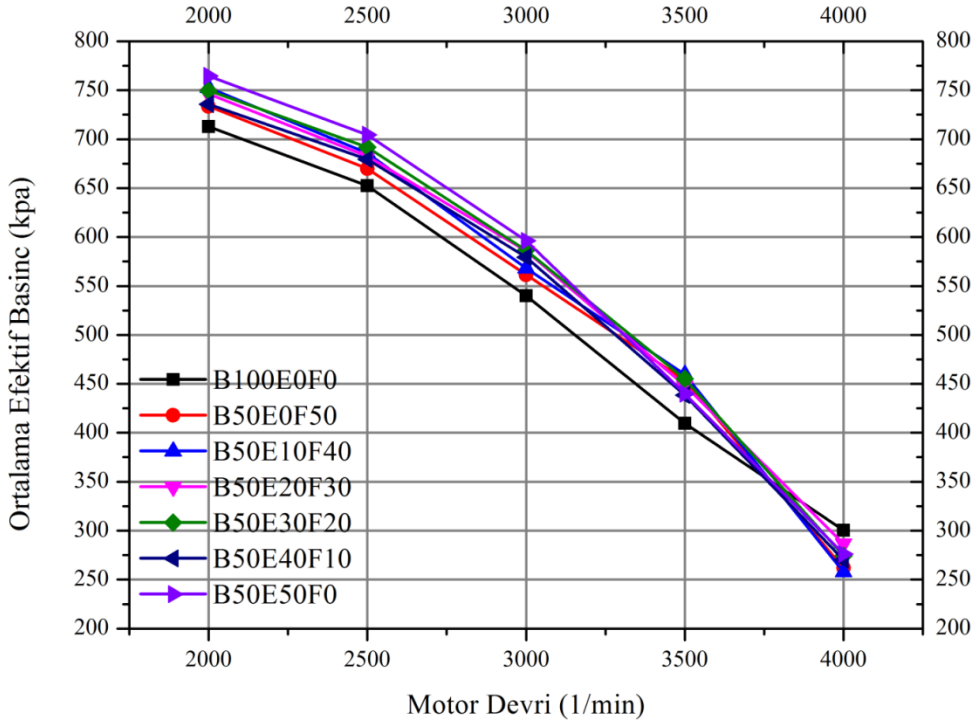
B100E0F0, B50E0F50, B50E10F40, B50E20F30, B50E30F20,B50E40F10 ve B50E50F0 yakıtlarının kullanılmasıyla elde edilen özgül yakıt tüketiminin motor devrine bağlı olarak değişimi Şekil 4.2' de gösterilmektedir. En düşük Özgül Yakıt Tüketimi B50E50F0 yakıtı ile kısmi yük (%50) altında, 3000 dev/dak' da 432 gr/kWh olarak elde edilmiştir. B100E0F0 yakıtı kullanıldığında ise en düşük yakıt tüketiminin 473 gr/kWh ile 2500 dev/dak' da elde edildiği gözlemlenmiştir. Yakıtların içindeki fuzel yağı miktarı azalıp etanol miktarı arttıkça yakıtların viskozitesi artmaktadır. Yüksek viskoziteli yakıtlarda enjeksiyon işlemi sırasında daha ince ve bulutlu bir atomizasyon meydana gelmektedir. Bu durum yanma işleminin daha verimli olmasını sağlamaktadır. Böylece özgül yakıt tüketimi azalmıştır [14].



Şekil 4.2. Kısmi yükte (%50) Özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı değişimi

4.3 Ortalama Efektif Basınç

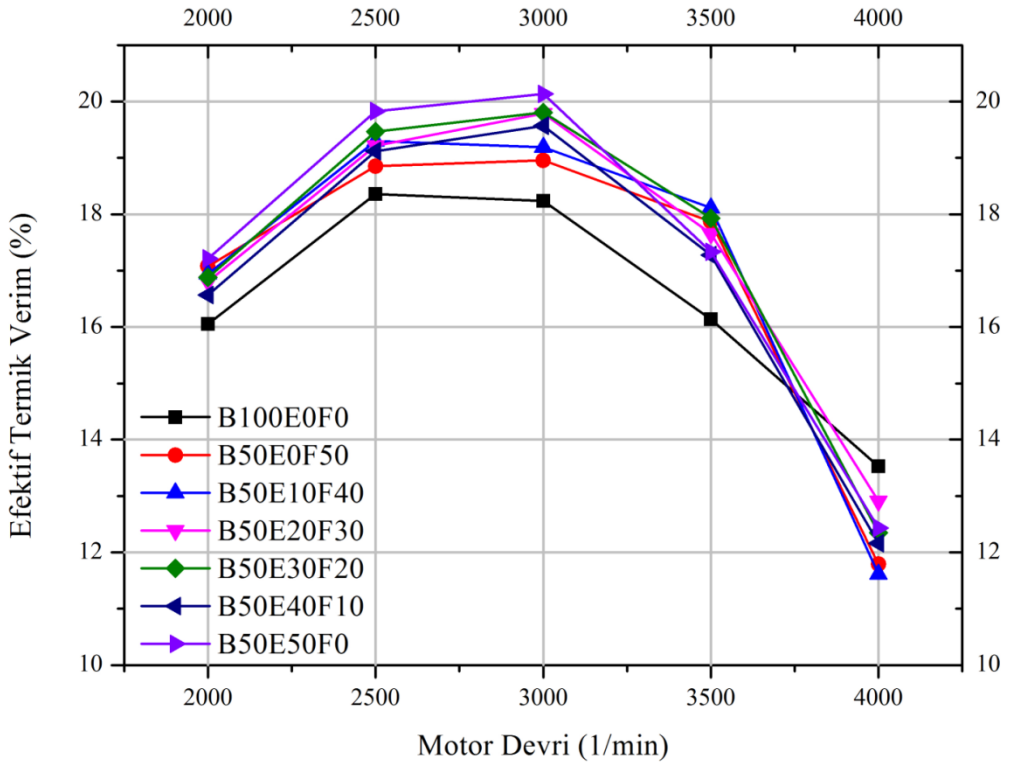
Deneylerin gerçekleştirildiği motorda B100E0F0, B50E0F50, B50E10F40, B50E20F30, B50E30F20,B50E40F10 ve B50E50F0 yakıtlarının kullanılmasıyla elde edilen ortalama efektif basıncın motor devrine bağlı olarak değişimi Şekil 4.3' de gösterilmektedir. Bütün yakıtlarda kısmi yük (%50) altında en fazla Ortalama Efektif Basınç 2000 dev/dak motor devrinde elde edilmiştir. Şekil 4.3' e bakıldığında etanol miktarı arttıkça motor gücünde artış meydana gelmiştir. Silindirde yanma işlemi başladığında su sıvı halden yüksek basınçlı su buharına dönüşmektedir. Böylece yakıt içerisindeki su miktarının artmasına bağlı olarak yüksek basınçlı su buharından dolayı piston tablasına ekstra buhar basıncının etki etmesine neden olduğu düşünülmektedir [12-13].



Şekil 4.3. Kısmi yükte (%50) Ortalama Efektif Basıncın motor hızına bağlı değişimi

4.4 Efektif Termik Verim

Deneylerin gerçekleştirildiği motorda B100E0F0, B50E0F50, B50E10F40, B50E20F30, B50E30F20,B50E40F10 ve B50E50F0 yakıtlarının kullanılmasıyla elde edilen efektif verimin motor devrine bağlı olarak değişimi Şekil 4.4' de gösterilmektedir. Etanol ve Fuzel yağı içeren yakıtlarda efektif verim; kurşunsuz benzin (B100E0F0) kullanımına göre hazırlanan karışımlardaki etanol miktarına göre artış göstermektedir. Düşük ve yüksek motor hızlarında efektif verimin düştüğü, optimum motor hızlarında ise efektif verimin yükseldiği görülmektedir. Efektif verimin maksimum olduğu motor hızı aynı zamanda özgül yakıt tüketiminin minimum, efektif gücün ise maksimum olduğu motor hızıdır. Motor hızının artması ile ısı kaybı azalmakta ve aynı miktardaki yakıtla daha fazla iş elde edilmektedir. Etanol ve fuzel yağının düşük alt ısıl değere sahip olmalarına rağmen kurşunsuz benzine kıyasla daha yüksek motor momenti ve efektif güç sağlaması efektif verimin artmasını sağlamaktadır. B100E0F0 yakıtıyla karşılaştırıldığında efektif verimde en yüksek artış B50E50F0 yakıtında tüm motor devirlerinde ortalama %11,56 olarak gerçekleşmiştir.



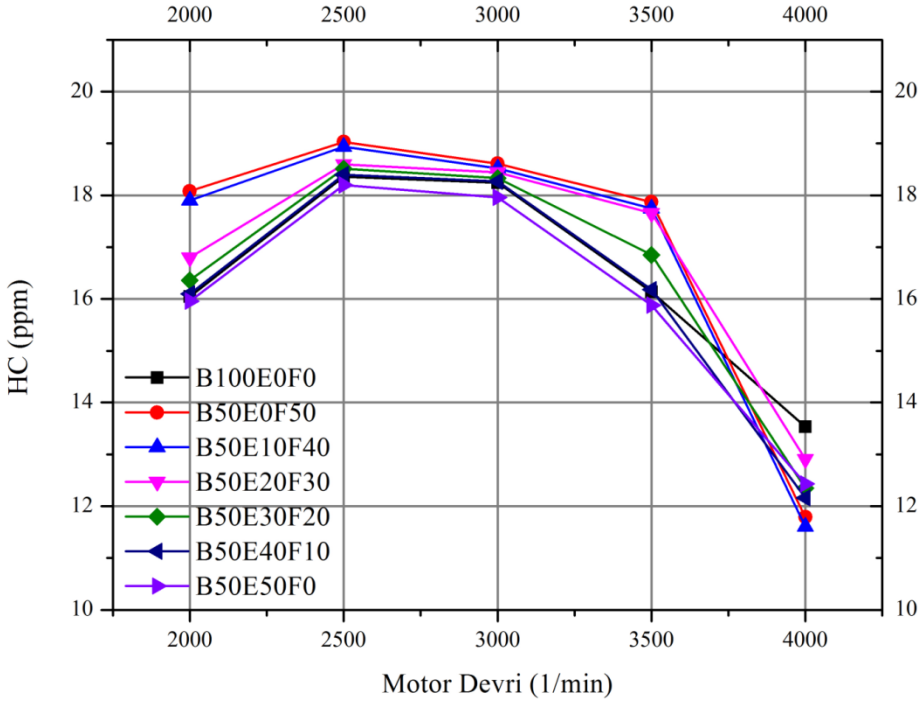
Şekil 4.4. Kısmi yükte (%50) Efektif termik verimin motor hızına bağlı değişimi

4.5 Egzoz Emisyonları

4 .5.1. HC emisyonlarının değerlendirilmesi

Şekil 4.5' de motor devrine bağlı olarak HC emisyonlarındaki değişim görülmektedir. Genel olarak HC emisyonları yanma odasında son gaz bölgesi olarak adlandırılan soğuk silindir ve piston cidarlarına yakın bölgelerde alevin sönmesinden dolayı oluşmaktadır. Egzoz gaz sıcaklığının ateşleme avansının artmasına bağlı olarak ve yakıtın alt ısıl değerinin düşmesiyle, silindir ve piston cidarlarındaki sıcaklık daha da düşecektir. Silindir ve piston cidarlarının

daha düşük sıcaklıkta olmasından dolayı karışım yakıtlardaki fuzel yağı oranı arttıkça HC emisyonları da artış göstermektedir. B100E0F0 yakıtına göre en yüksek kötüleşme ortalama %7 ile B50E0F50 yakıtında görülmüştür.



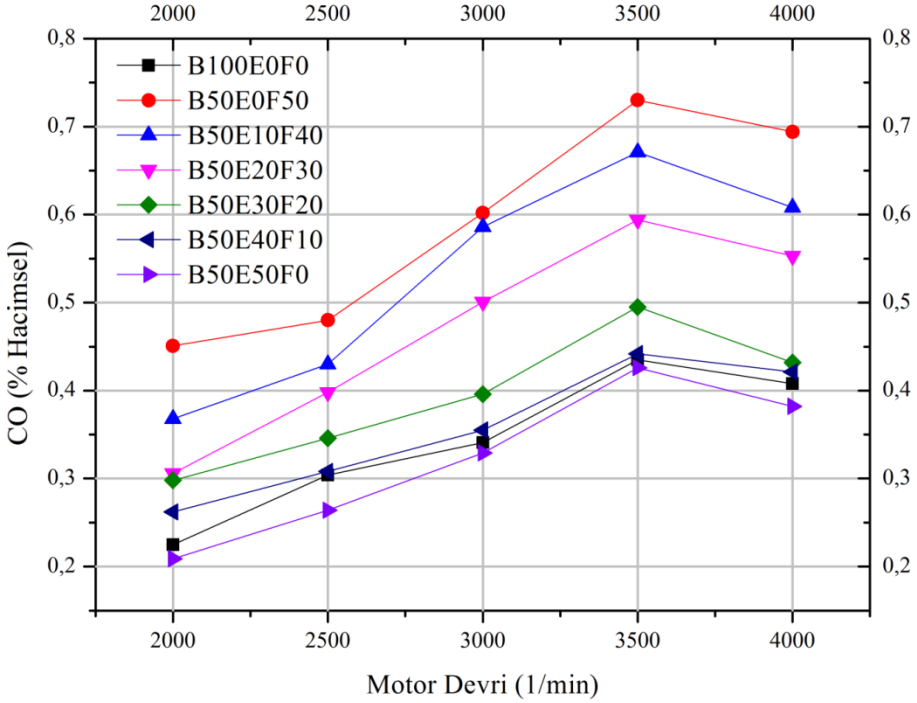
Şekil 4.5. Kısmi yükte (%50) HC emisyonlarının motor hızına bağlı değişimi

4.5.2. CO emisyonlarının değerlendirilmesi

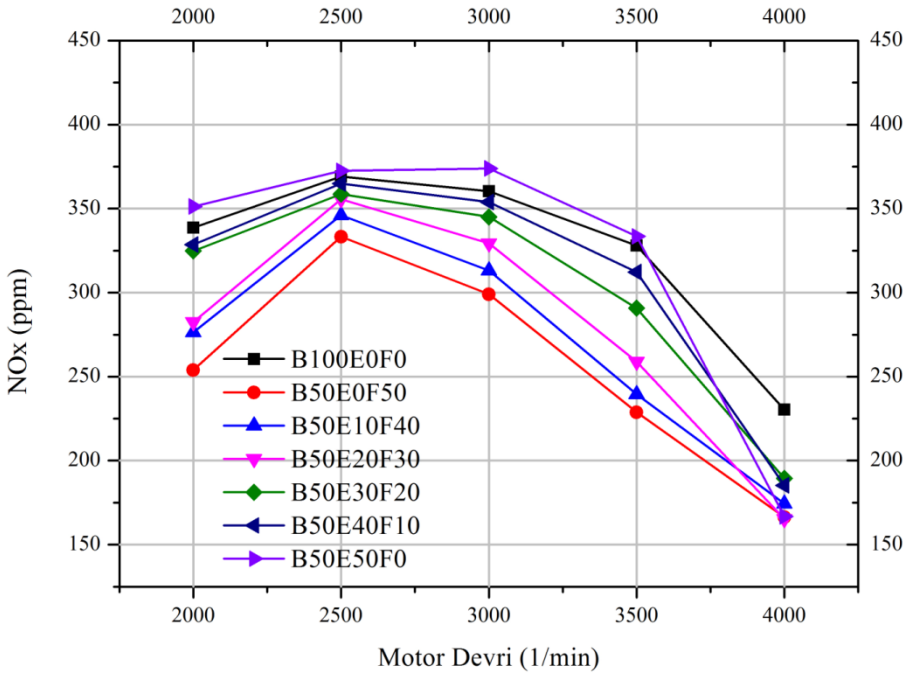
Deneylerin gerçekleştirildiği benzinli motorda, CO emisyonlarının motor devrine bağlı olarak değişimi Şekil 4.6' da gösterilmektedir. CO emisyonlarının temel oluşum nedenini silindir içerisinde yanma reaksiyonları sonucunda yeterli miktarda oksijen (O_2) bulunmaması ortaya koymaktadır. B100E0F0 yakıtına göre, fuzel yağı-benzin ve etanol karışımı yakıtlar incelendiğinde, karışımdaki fuzel yağı miktarına bağlı olarak CO emisyonunun arttığı görülmektedir. B100E0F0 yakıtına göre ortalama en yüksek artış, B50E0F50 yakıtında %70 oranında gerçekleşmiştir.

4.5.3. NO_x emisyonları

İçten yanmalı motorlarda NO_x emisyonları yüksek silindir sıcaklığına bağlı olarak oluşmaktadır. Fuzel yağı-benzin ve etanol karışımı yakıtlarda, karışımdaki fuzel yağının artmasına bağlı olarak elde edilen yeni yakıtın alt ısıl değeri benzine göre daha düşük olmaktadır. Alt ısıl değerin düşük olmasıyla silindir içinde oluşan enerji miktarında da azalma meydana gelmektedir. Buna bağlı olarak yanma sonu sıcaklıkları fuzel yağı bulunan yakıtlarda benzin ve etanol karışımlı yakıtlara göre daha düşük olmaktadır. En düşük NO_x değeri 4000 dev/dak' da 165 ppm olarak B50E0F50 yakıtında görülmüştür. Aynı devirde en yüksek değer 230 ppm ile B100E0F0 yakıtında gözlemlenmiştir.



Şekil 4.6. Kısmi yükte (%50) CO emisyonlarının motor hızına bağlı değişimi



Şekil 4.7. Kısmi yükte (%50) NO_x emisyonlarının motor hızına bağlı değişimi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Kimyasal yapısında karbon oranı benzine kıyasla daha düşük olan etanol ve etil alkol üretiminde yan ürün olarak elde edilen, ülkemizde etkin olarak değerlendirilmeyen fuzel yağının buji ateşlemeli motorlarda alternatif yakıt olarak değerlendirilebileceği görülmüştür.

Deneyler sırasında 15 kW gücünde, tek silindirli, enjeksiyonlu tip bir buji ateşlemeli Hydra marka motor ve 6500 dev/dak motor devrine ve 30 kW güce kadar frenleme yeteneğine sahip McClure marka elektrikli DC bir dinamometre kullanılmıştır. Deneylerin gerçekleştirildiği motorda B100E0F0, B50E0F50, B50E10F40, B50E20F30, B50E30F20,B50E40F10 ve B50E50F0 yakıtları kullanılmıştır. Yapılan deneylerde efektif güç, termik verim, özgül yakıt tüketimi, ortalama efektif basınç ve egzoz emisyonları değerleri 2000- 4000 dev/dak motor devirlerinde birbirleriyle karşılaştırılması yapılmıştır.

Yukarıda belirtilen motorda tam yük koşullarında fuzel yağı, etonol ve benzin karışımları kullanılarak bir çok deney yapılmıştır. Ancak bu karışımların kısmı yükteki performans ve emisyonları incelenmemiştir. Bu çalışmada bu karışımların kısmi yükte motor performansı ve emisyona etkileri deneysel olarak araştırılmıştır.

Deneylerde elde edilen sonuçlar aşağıda açıklanmıştır;

- Motorun kısmi yük (%50) şartlarında HFK'nın 1 olduğu durumda motor performansı yönünden elde edilen yakıtların karşılaştırıldığında, karışım içerisindeki etanol miktarı arttıkça efektif gücün yükseldiği gözlenmiştir. Düşük ve yüksek motor devirlerinde efektif gücün düşük olduğunu, 3000 dev/dak motor devrinde ise maksimum seviyeye çıktığı görülmüştür. En yüksek efektif güç 3000 dev/dak'da B50E50F0 yakıtı elde edilmiştir.

- Aynı şartlarda özgül yakıt tüketimi verileri incelendiğinde karışım içerisindeki etanol miktarı arttıkça 2500- 3000 dev/dak devirleri arasında en ideal özgül yakıt tüketimi değerlerine ulaşıldığını göstermektedir. Bu karşımlar içerisinde B50E50F0 yakıtının en düşük özgül yakıt tüketim değerlerine sahip olduğu tespit edilmiştir.

- Yapılan bu deneyde, motor devri yükseldikçe ortalama efektif basıncın değer kaybettiği görülmüştür. Deney yakıtları kıyaslandığında ise etanol miktarı arttıkça ortalama efektif basıncın artan bir ivme sergilediği gözlemlenmiştir. Bu karşımlar içerisinde B50E50F0 yakıtının en yüksek ortalama efektif basınç değerlerine sahip olduğu tespit edilmiştir.

- Etanol ve Fuzel yağı içeren yakıtlarda efektif termik verim incelendiğinde; kurşunsuz benzin (B100E0F0) kullanımına göre hazırlanan karışımlardaki etanol miktarına göre artış eğilimde olduğu tespit edilmiştir. Düşük ve yüksek motor hızlarında efektif termik verimin düştüğü, optimum motor hızlarında ise efektif verimin yükseldiği görülmektedir. B100E0F0 yakıtıyla karşılaştırıldığında efektif verimde en yüksek artış B50E50F0 yakıtında tüm motor devirlerinde ortalama %11,56 olarak gerçekleşmiştir.

- Kısmi yükte yapılan deneyde, yakıt karışımlarının yanması sonucu açığa çıkan HC, CO ve NOx gazları değerlendirilmiştir. Silindir ve piston cidarlarının daha düşük sıcaklıkta olmasından dolayı yakıt karışımlarındaki fuzel yağı oranı arttıkça HC emisyonları da artış göstermektedir. B100E0F0 yakıtına göre en yüksek kötüleşme ortalama %7 ile B50E0F50 yakıtında görülmüştür. B100E0F0 yakıtına göre, fuzel yağı kurşunsuz benzin ve etanol karışımı yakıtlar incelendiğinde, karışımdaki fuzel miktarına bağlı olarak CO emisyonunun arttığı görülmektedir.

- B100E0F0 yakıtına göre ortalama en yüksek artış, B50E0F50 yakıtında %70 oranında gerçekleşmiştir. Alt ısıl değerin düşük olmasıyla silindir içerisine sürülen enerji miktarında da azalma meydana gelmektedir. Buna bağlı olarak yanma sonu sıcaklıkları fuzel yağı bulunan yakıtlarda benzin ve etanol karışımlı yakıtlara göre daha düşük olmaktadır.

- En düşük NO_x değeri 4000 dev/dak'da 165 ppm olarak B50E0F50 yakıtında görülmüştür. Aynı devirde en yüksek değer 230 ppm ile B100E0F0 yakıtında gözlemlenmiştir. Ayrıca sürekli kullanımda karışım yakıtlarının motor parçaları üzerindeki etkilerinin de incelenebilmesi için yol testleri uygulanabilir.

KAYNAKLAR

1. Öğüt H., Kuş, R. (1999). Motorlu Taşıtlarda Alternatif Yakıt Kullanımı. *TMMOB Makine Mühendisleri Odası*, 242, 149-162.
2. Özertaş, Z. (2014). *LPG'ye Hidrojen İlavesinin Buji İle Ateşlemeli Bir Motorun Performans Ve Emisyonlarına Etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 4-10.
3. Erdoğan, S.M. (2011). *Doğal Gazın Yeraltında Depolanmasının Modellenmesi Ve Etkileyen Parametrelerin İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 3-10.
4. Çelik, M.B., Çolak, A. (2008). Buji ateşlemeli bir motorda alternatif yakıt olarak saf etanolün kullanılması. *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der*, 23(3), 619-626.
5. Wu, C.W., Chen, R.H., Qu, J.Y., Lin, T.H. (2003). The influence of air-fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol ethanol-gasoline. *Atmospheric Environment*, 1(38), 7093-7100.
6. Baliç, F. (2007*). Dizel motorunda etil alkol fumigasyonunun motor performansına etkisinin deneysel olarak incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya,12,13.
7. Acaroğlu, M., Oğuz, H., Ünaldı, M. (2004). Türkiye için alternatif bir yakıt: biyoetanol, yakıt olarak kullanımı ve emisyon değerleri. *Biyoenerji Sempozyumu*, İzmir, 202, 203.
8. Güvenç, A., Aydoğan, Ö., Kapucu, N., Mehmetoğlu, Ü. (2007). Fuzel yağından izoamil asetat üretimi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22(4):801-808
9. Çolak, A. (2006). *Buji ateşlemeli bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında etanol kullanımının performans ve emisyonlara etkisinin incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak, 12-14.
10. Al-Fareyedhi, A. (2002) Effects of octane number on exhaust emissions of a spark ignition engine, *International Journal of Energy Research*, 26(4): 279-289.

11. Taşçı, M. (2013). *Motor Emisyonlarının Yapay Sinir Ağı Kullanılarak Tahmini*, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 7-18.
12. Abu-Zaid M. (2004). Performance of single cylinder, direct injection Diesel engine using water fuel emulsions, Energy Conversion and Management, 45: 697-705.

13. Yılmaz, E. (2013). *Farklı Alternatif Yakıtların Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Etkileri,* Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 37-41.

14. Lin, C.Y, and Chen, L.W. (2006). Emulsification Characteristics of Three and Two-Phase Emulsions Prepared by the Ultrasonic Emulsification Method, Fuel Processing Technology, 87: 309-317.

Görüş ve Öneriler:

1. Devir sayısının birimi “dev/dak” olarak değiştirilmelidir.
2. “Çizelge” yerine “Tablo” kelimesi kullanılmalıdır.
3. Bazı şekiller belirtilen yerlere yerleştirilmelidir.
4. Sonuçlar maddeler halinde verilmelidir.
5. Bildiri, yazım kurallarına uygun olacak şekilde yeniden düzenlenmelidir.

Hakemin belirtitiği tüm hususlar düzeltilmiştir. Bilgilerinize saygılarımla..

Prof.Dr.Yakup İÇİNGÜR

SERAMİK KAPLI BİR DİZEL MOTORDA BİYODİZEL KULLANIMININ YANMA PARAMETRELERİNE ETKİSİ

Hüseyin AYDIN[1], Cenk SAYIN[2], Selman AYDIN[3], Bahattin İŞCAN[4], M, Zerraki IŞIK[5]

[1,5]Batman Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, e-mail: huseyyinaydin@gmail.com
[2]Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği
[3] Batman Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği
[4]Batman Üniversitesi, Meslek Yüksekokulu, Motorlu Araçlar Teknolojisi

Özet

Bu çalışmada, 4 silindirli, bir dizel motorun piston ve supaplarının yüzeyleri plazma sprey yöntemi ile 100 µm NiCrAl astar tabaka ve bu tabakanın üzerine 400 µm olmak üzere ZrO_2 , %4 MgO ve %8 Al_2O_3 ana kaplama malzemesi ile kaplanmıştır. Bu motorda, seramik kaplama yönteminin yanma parametreleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere pamuk yağı kökenli atık kızartma yağından üretilen biyodizel, dizel yakıtı ile %20 ve %50 oranında karıştırılarak sırası ile (B20) ve (B50) yakıtları oluşturulmuştur. Bu yakıtlar ile dizel yakıtı (D2) motor testlerinde kullanılmıştır. Deneyler kısmi yükte (10,8 kW sabit güçte) olmak üzere yanma karakteristik değerleri için 1800 dev/dak'da gerçekleştirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Dizel motoru, Seramik kaplama, Biyodizel, Yanma

THE EFFECTS OF THE USAGE OF BIODIESEL ON COMBUSTION PARAMETERS IN A CERAMIC COATED DIESEL ENGINE

Abstract

Then the top surfaces of the piston and valves of a four cylinder diesel engine were coated with plasma spray coating method by using 100 µm of NiCrAl as lining layer and over this layer the same surfaces were coated with 400 µm of the mixture that consists of %88 ZrO_2, %4 MgO and %8 Al_2O_3. In the engine the effects of coating process on the combustion parameters have been investigated. The cottonseed oil origin waste cooking oil has been selected in order to produce biodiesel for experimental studies. Then the blends of B20 and B50 were prepared. The blend fuels and D2 were then used in engine tests. The combustion parameters were observed at 1800 rpm engine speed and partial load [50%].

Keywords: Diesel Engine, Ceramic coatings, Biodiesel, Combustion

1.Giriş

Dizel motorlarda yanma sonucu açığa çıkan enerjinin ancak %30-%45 kadarı faydalı işe dönüşmekte, geri kalan enerji ise; soğutma sistemine, egzoz gazlarına ve diğer kayıplara gitmektedir. Kayıp enerjiyi faydalı hale getirmek için genişleme zamanındaki faydalı işi artırmak, egzoz ve soğutma sistemine giden ısıları azaltmak gerekmektedir [1].

Termal olarak izole edilen yanma odasında bulunan parçalardaki düşük ısı kaybı, yararlanılabilen egzoz gazlarının enerjiye dönüştürülme miktarındaki artış ve silindirdeki işin artması, enerji artışının bir göstergesidir [2]

Yanma odası ısı iletkenliği düşük seramik malzeme ile kaplanmış dizel motorlardan beklenen belli başlı faydalar: soğutma yükünün azaltılmasıyla soğutma sistemi gereksiniminin minimize edilmesi, egzoz emisyonlarında

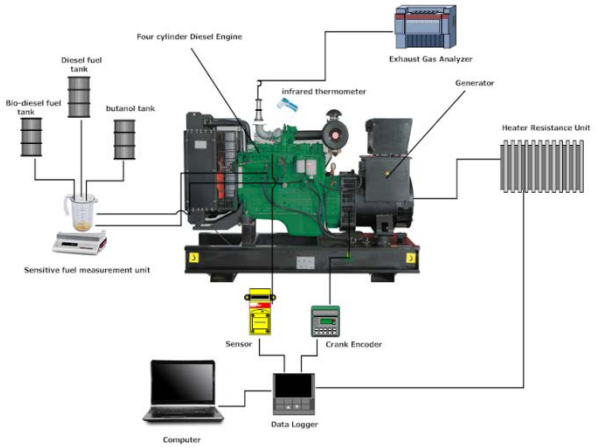
azalma, performansta iyileşme, egzoz enerjisinde artma ve motor gürültüsünün azalması olarak sayılabilir [3]

Bu çalışmada, seramik kaplı bir dizel motorda biyodizel kullanımının yanma parametrelerine etkisi deneysel olarak araştırılmıştır

2. Materyal ve metot

2.1. Deney sistemi

Deneyler, Batman Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Anabilim Dalı Motor Test Laboratuvarında yapılmıştır. Deneyler için, maksimum gücü 18 kW, silindir hacmi 2400 cc, 4 silindirli, dört zamanlı, su ile soğutmalı bir dizel jeneratör motoru kullanılmıştır. Motor test setinin şematik diyagramı Şekil 1'de gösterilmiştir. Deney Motoruna ait teknik özellikler Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 1. Motor test sisteminin şematik görünüşü.

Tablo 1. NWK22 dizel motorunun teknik özellikleri

Model	NWK22
Güç @1500 rpm	18 kW
Motor soğutma sistemi	Su ile
Emme sistemi	Doğal emişli
Motor modeli	4DW81-23D
Çap*x*strok (mm)	85*x*100
Kurs Hacmi (cm^3)	2400
Silindir sayısı	4
Yanma sistemi	Doğrudan püskürtme
Sıkıştırma oranı	17:1
Enjektör delik sayısı	4

Deneylerde kullanılan dizel motorun sıkıştırma oranının değişmemesi için, ilk önce yedek orijinal piston ve supapların alın yüzeylerinden 500 µm kadar talaş kaldırılmıştır. Daha sonra plazma sprey yöntemi ile 100 µm NiCrAl astar tabaka ve bu tabakanın üzerine 400 µm olmak üzere ZrO_2 , %4 MgO ve %8 Al_2O_3 ana kaplama malzemesi ile kaplanmıştır. Şekil 2'de piston ve supapların alın yüzeyleri kaplandıktan sonraki görünümü görülmektedir.



Şekil 2. Piston ve supapların alın yüzeyleri kaplandıktan sonraki görünümü

2.2.Yanma analizi yazılımı

Deneysel çalışmalarda; silindir gaz basıncı, ısı dağılımı ve ısı açığa çıkış hızına ait verilerin alınmasında LabVIEW tabanlı Febris yanma analizi yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım, içten yanmalı motorlara adapte edilen basınç sensörü ve krank açısı enkoderinden alınan sinyalleri kullanarak hesapladığı verileri gerçek zamanlı olarak gösteren ve kaydeden, ölçülen ve hesaplanan verilere bağlı olarak yapılan ileri yanma analiz sonuçlarının grafiksel olarak incelenebildiği ve farklı formatlarda raporlanmasına olanak veren bir yazılımdır.

2.3. Deney yakıtları

Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere pamuk yağı kökenli atık kızartma yağından üretilen biyodizel, dizel yakıtı ile %20 ve %50 oranında karıştırılarak sırası ile (B20) ve (B50) yakıtları oluşturulmuştur. Bu yakıtlar ile normal dizel (D2) yakıtı motor testlerinde kullanılmıştır.



Şekil 3. Deney yakıtlar

Testlerde kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 2'de görülmektedir.

Tablo 2. Deney yakıtlarının fiziksel ve kimyasal özellikleri[4]

Özellik	Birim	EN 14214	B20	B50	D2
Yoğunluk	gr/cm^3, 20ºC	0,86-0,90	0,842	0,851	0,847
Kinematik viskozite	mm^2/sn, 40ºC	3,5-5	3,871	4,039	3,146
Isıl değer	KJ/kg	-	39465	39290	43085
Parlama noktası	ºC	120 min.	81	87	67
Dizel İndeksi	-	-	52,80	52,20	49

2.4. Deneyin yapılışı

Deneye başlamadan önce yakıt enjektör püskürtme basıncı, püskürtme avansı ve supap ayarlarının motorun katalog değerlerine uygun olup olmadığı tespit edilmiştir. Motor deneylerine başlamadan önce yağlama yağı ve hava filtresi değiştirilmiştir.

Deneylerde veriler, motor çalışma sıcaklığı (85–90 ºC) ulaştıktan sonra alınmaya başlanmıştır. Yeni bir deneye başlamadan önce motor soğumaya ve dinlenmeye bırakılmıştır. Ayrıca bir önceki deneyde test edilen yakıtın tamamen tükenmesi için motor stop edene kadar çalıştırılmaya devam edilmiş ve daha sonra yakıt deposu yeni yakıt ile doldurulmuş böylece deneylere başlanılmıştır.

Deneyler kısmi yükte (10,8 kW sabit güçte) olmak üzere yanma karakteristik değerleri için 1800 dev/dk'da gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma sırası ile D2, B20 ve B50 yakıtları ile önce kaplanmamış motorla silindir gaz basıncı değerler alınmıştır. Gereken tüm veriler alındıktan sonra seramik malzeme ile kaplanmış piston ve supaplar motora takılmıştır. Daha sonra oluşturulan kaplanmış motorla aynı deney şartlarında ve aynı parametre değerleri alınmıştır.

2.5. Isı dağılımının hesabı

Yanma sırasında, silindir içindeki gazlarla gerçekleşen ısı salımı; silindir gaz basıncı, hacim ve özgül ısılar oranı kullanılarak aşağıdaki 2 denklemi ile hesaplanmıştır [5,6].

Kapalı sistemler için Termodinamiğin I. Kanunu yazılırsa;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dU}{dt} \qquad (1)$$

Burada; $\dot{Q}$ silindir duvarlarına birim zamanda giden ısı enerjisini, $\dot{W}$ sistem sınırlarının yer değiştirmesi ile oluşan sınır işi değişimini ve U sistemdeki iç enerjiyi ifade eder.

Motorlarda açığa çıkan ısı miktarı, (1) denkleminden gerekli analitik düzenlemelerle elde edilen aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \qquad (2)$$

Burada; P silindir basıncı, V silindir hacmi ve γ özgül ısılar oranı olup yazılımda 1,32 olarak kullanılmaktadır. Burada ayrıca dV/dθ silindir hacminin ve dP/dθ silindir basıncının krank mili açısına göre değişimlerini göstermektedir. Bu değerler anlık olarak silindir içi basınç sensörlü ve krank mili enderi vasıtasıyla elde edilen değerleri temsil etmektedir.

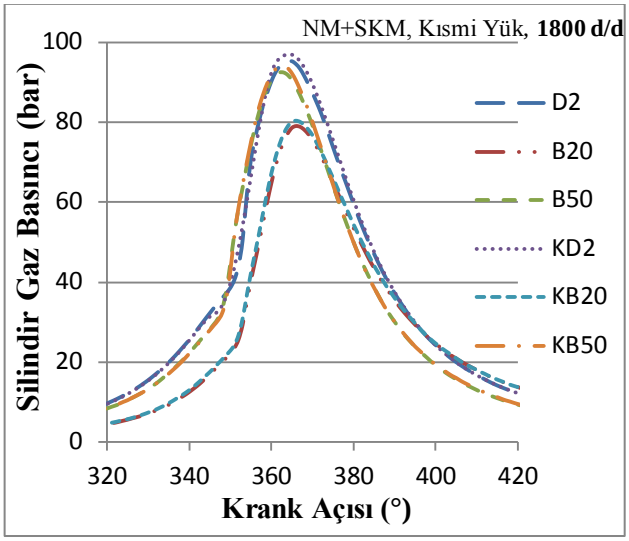
3. Deney sonuçları ve tartışma

3.1. Silindir gaz basınçlarının karşılaştırılması

Motorun kısmi yük ve 1800 d/d'deki kaplamalı ve kaplamasız durumlarda elde edilen silindir gaz basıncı değerlerinin krank açısına göre değişimleri Şekil 4'te gösterilmiştir.

Bir motorun yanma odasından ölçülen basınç-krank mili açısı verileri incelendiğinde çevrimler arasında farklılıklar olduğu görülecektir. Çevrimsel farklılıklar olarak adlandırılan bu parametrenin minimum miktarda tutulması istenir. Çevrimsel farklılıkların oluşmasında birçok kimyasal ve fiziksel faktör vardır. Silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan egzoz gazı miktarı, hava-yakıt oranı, yakıtın bileşimi ve yanma odası içerisinde yanmamış gazların hareketi bu faktörler arasında sayılabilir [7]. Çevrimsel farklılıklarını en aza indirebilmek için silindir gaz basıncı verileri 1^o krank açısı çözünürlüğünde ve 100 çevrimin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

Seramik malzeme ile kaplamış motorda bütün yakıtların maksimum silindir gaz basınçları kaplamasız motora göre daha yüksek çıkmıştır. Hem kaplamasız hem de kaplamalı motorda aynı test koşullarında bütün yakıtların silindir gaz basınçları birbirlerine çok yakın olduğu gözlemlenmiştir. Her iki motorda da deney yakıtlarının kullanılması ile oluşan maksimum basınçlar ÜÖN'dan sonra gerçekleşmiştir. Kaplamasız motorda en yüksek silindir gaz basınç değeri D2 yakıtında 92,22 bar olurken, kaplamalı motor KD2 testinde 96,98 bar değerine ulaşabilmiştir. En düşük silindir gaz basıncı kaplamasız motorda B20 yakıtında 79,02 bar olurken, kaplamalı motordaki en düşük silindir gaz basıncı KB20 testinde 80,35 bar olarak vermiştir. Hem kaplamalı hem de kaplamasız motorda, bütün test yakıtları için maksimum silindir gaz basınçları ÜÖN'dan sonra 5^o-7^o arasında oluşmuştur.

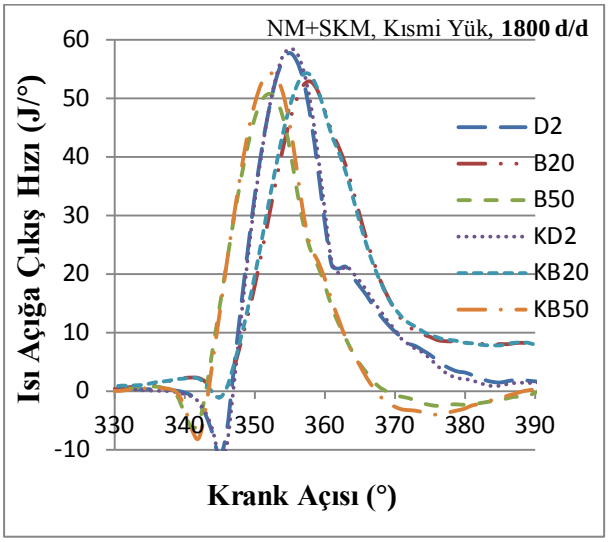


Şekil 4. 1800 devir/dak ve kısmi silindir gaz basıncının KMA'na göre değişimi

3.2. Isı açığa çıkış hızlarının karşılaştırılması

Motorun kısmi yük ve 1800 d/d'da kaplamalı ve kaplamasız motorlarda elde edilen ısı dağılımlarının krank mili açısına göre değişimleri Şekil 5'te görülmektedir. Hem kaplamalı hem de kaplamasız motorda test yakıtlarının kullanılması ile elde edilen ısı açığa çıkış hızları birbirlerine çok yakın gerçekleşmiştir. Hem kaplamalı hem de kaplamasız motorun en yüksek ısı açığa çıkış hızları ÜÖN'an önce meydana gelmiştir. Kaplamalı motorda test yakıtlarının kullanılması ile en yüksek ısı açığa çıkış hızları; KD2 testinde 58,43 J/^{o} olup ÜÖN'dan 5^o önce, kaplamasız motorda ise D2 testinde 57,71 J/^{o} olup ÜÖN'dan 5^o önce meydana gelmiştir.

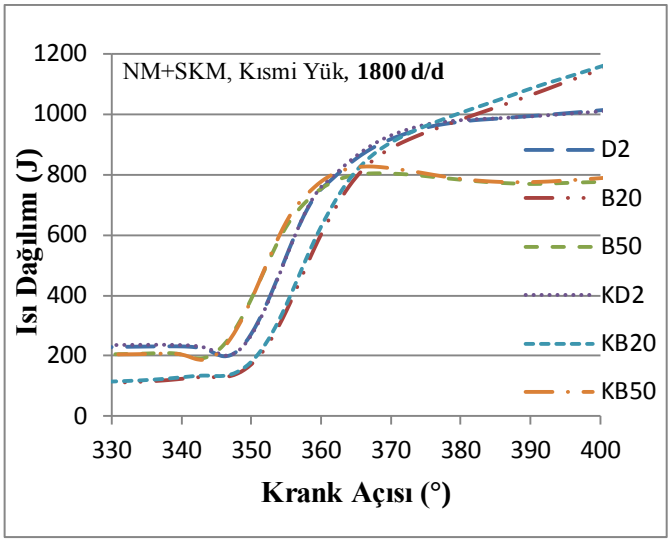
Kaplamalı motorda en düşük ısı açığa çıkış hızı KB20 testinde 54,09 J/^{o} olup ÜÖN'dan 3^{o} önce, kaplamasız motorda ise B50 yakıtında 50,73 J/^{o} olarak gerçekleşmiştir. Seramik malzeme ile kaplanmış motorda test yakıtlarının kullanılması ile oluşan ısı açığa çıkış hızları, aynı test yakıtlarının kaplamasız motorda kullanılması ile meydana gelen ısı açığa çıkış hızlarının başlangıç noktalarından daha erken görülmüştür.



Şekil 5. 1800 devir/dak ve kısmi yükte ısı açığa çıkış hızının KMA'na göre değişimi

3.3. Isı dağılımlarının karşılaştırılması

Motorun kısmi yük ve 1800 d/d'da kaplamalı ve kaplamasız motorlarda elde edilen ısı dağılımlarının krank açısına göre değişimleri Şekil 6'da görülmektedir. Isı dağılımları her iki motorda da birbirlerine çok yakın çıkmıştır. Elde edilen test sonuçlarına göre, 1800 d/d'da B20 yakıtında maksimum ısı dağılımı 445^{o} KMA'da 1356,46 J, aynı devirde KB20 testinde ise maksimum ısı dağılımı 457^{o} KMA'da 1347,76 J olarak meydana gelmiştir. En düşük krank açısında meydana gelen maksimum ısı dağılımı değerleri kaplamasız motorda, B20 yakıtının 445^{o} KMA'sında 1356,46 J olarak gerçekleşirken, kaplamalı motorda ise KB20 testinin 457^{o} KMA'sında 1347,76 J olarak meydana gelmiştir. En yüksek krank açısında meydana gelen maksimum ısı dağılımı değerleri kaplamasız motorda B50 yakıtının 507^{o} KMA'sında 844,94 J olarak gerçekleşirken, kaplamalı motorda; KB50 testinin 518^{o} KMA'sında 869,24 J olarak meydana gelmiştir.



Şekil 6. 1800 devir/dak ve kısmi yükte açığa çıkan ısının KMA'na göre değişimi

4. Sonuçlar

Bu çalışmada kaplamalı-kaplamasız motorda D2, B20 ve B50 yakıtlarının test edilmesi ile elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Motorun tam yük şartlarında, seramik kaplı motorda test yakıtlarının kullanılması ile edilen silindir gaz basınç değerlerinin, normal motorda bu yakıtların kullanılması ile elde edilen silindir gaz basınç değerlerinden çok belirgin olmasa da biraz daha fazla çıktığı görülmektedir. Bu durumu seramik kaplı motorda test yakıtların kullanılması ile artan sıcaklığa bağlı olarak silindir gaz basıncının daha da arttığını söyleyebiliriz. Beklendiği üzere her iki farklı motorda test yakıtlarının kullanılması ile oluşan maksimum basınçlar ÜÖN'dan sonra gerçekleşmiştir. Kısmi yük 1800 dev/dak'da kaplamalı ve kaplamasız motorda bütün test yakıtları için

maksimum silindir gaz basınçları 365^{o} – 367^{o} KMA arasında çıkmıştır. Hem kaplamalı ve hem de kaplamasız motorda aynı yakıtların aynı devir için silindir gaz basınçları birbirlerine çok yakın olduğu gözlenmiştir.

- Her iki motorda, kısmi yük durumunda ve test yakıtlarının kullanılması ile oluşan ısı açığa çıkış hızları birbirlerine çok yakın çıkmıştır. Ayrıca, hem kaplamalı ve hem de kaplamasız motorda en yüksek ısı açığa çıkış hızları ÜÖN'an önce meydana gelmiştir.
- Kısmi yük durumunda, ısı dağılımları her iki motorda da birbirlerine çok yakın çıkmıştır. Ayrıca bütün deney yakıtlarının her iki motorda test edilmesi ile elde edilen ısı dağılım grafiklerinin kontrolsüz yanma safhasında en az bir noktasında kesişmektedir.

5. Kaynaklar

[1] Yaşar, H. (1997) Termal Bariyer Kaplamanın Turbo Doldurmalı Bir Dizel Motorunun Performansına Etkileri. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.

[2] Hejwowski, T., Weronski, A. (2002) The Effect of Thermal Barrier Coatings on Diesel Engine Performance. Vacuum, 65, 427-432.

[3] Gataowski, J.A. (1990) Evaluation of a Selectively Cooled Single Cylinder 0.5 Lt. Diesel Engine. SAE Paper No: 900693.

[4] Aydın, S., Sayin, C. (2014) Impact of Thermal Barrier Coating Application on the Combustion, Performance And Emissions of a Diesel Engine Fueled With Waste Cooking Oil Biodiesel–Diesel Blends, Fuel, Volume 136, 334-340.

[5] Stone, R. (1999) Introduction to Internal Combustion Engines. Macmillan Press Limited.

[6] Heywood, J. (1988) Internal Combustion Engine Fundamentals. Macgraw-Hill Book Company, New York.

[7] Koncuk, F. (2008) Biyodizel Üretimi ve Dizel Motorunda Motor-Yanma Karakteristiklerinin İncelenmesi. Doktora Tezi, Erzurum Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, Türkiye.

PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSION CHARACTERISTICS OF BIODIESEL-BIOETHANOL-DIESEL FUEL BLENDS

Ertan Alptekin [1, 2], Mustafa Canakci [1,2], Huseyin Sanli [2, 3], Ahmet Necati Ozsezen [1,2], Ali Turkcan[1,2]

1 Department of Automotive Engineering, Kocaeli University, 41380, Izmit-Turkey
2 Alternative Fuels R&D Center, Kocaeli University, 41275, Izmit-Turkey
3 Golcuk Vocational High School, Kocaeli University, 41650, Golcuk-Turkey

Abstract

In the present study, performance, combustion and exhaust emission characteristics of fleshing oil biodiesel (FOB) and its blends, which contain certain amount of diesel fuel and bioethanol, were investigated. The tests were conducted at constant engine speed (1400 rpm) and four different engine loads (150 Nm, 300 Nm, 450 Nm and 600 Nm). The engine tests showed that the brake specific fuel consumptions of FOB and bioethanol blends were higher than that of diesel fuel. The thermal efficiency of diesel fuel was higher than that of FOB at low loads, while it was lower than those of FOB at high loads. In general, the maximum in-cylinder gas pressures of diesel fuel were obtained to be slightly lower than those of biodiesel. The start of combustion of FOB occurred at earlier crank angles compared to diesel fuel, while the start of combustion occurred at later crank angles with increasing bioethanol amount in the fuel blends. According to the emission results, FOB emitted lower HC and CO emissions but higher CO_2 and NO_x emissions compared to diesel fuel. HC emissions increased and CO_2 emissions reduced for the blends containing bioethanol compared to B20. In addition, CO emissions increased and NO_x emissions decreased at low load while CO emissions decreased and NO_x emissions increased at high load.

Keywords: Waste Animal Fat, Biodiesel, Bioethanol, Diesel Engine, Performance, Emission.

1. Introduction

Bioethanol is a renewable fuel which can be derived from agricultural feedstock basically such as sugar beet, corn, wheat, sugar cane etc. It can be produced from agricultural wastes as well. Biodiesel is another renewable fuel that can be produced from vegetable oils, animal fats and also from their wastes. Biodiesel is nontoxic, biodegradable and environmentally friendly diesel fuel. Bioethanol is mainly used in gasoline engines due to having high octane number while biodiesel is an alternative to diesel fuel. However, renewability of bioethanol has shifted the researchers to use this fuel in diesel engines. As well known, viscosity of biodiesel is higher than that of diesel fuel. In addition, biodiesels produced from waste vegetable oils or animal fats may have higher viscosity compared to those produced from virgin vegetable oils [1]. Bioethanol has some advantages such as higher oxygen content and higher heat of evaporation which may reduce NOx emissions in diesel engines [2] and has lower viscosity and distillation temperatures as well. One of the effective ways of using bioethanol in diesel engines is mixing it with biodiesel and diesel fuel. Thus higher viscosity of biodiesels may be lowered and will be approximate to that of diesel fuel. On the other hand, the disadvantages of using ethanol in diesel engine such as low lubricity and cetane number may be overcome by biodiesel addition to ethanol-diesel fuel blends. However, there are limited studies about the investigation of usage of biodiesel-ethanol-diesel fuel blends in the literature. Yilmaz et al. [3] investigated diesel emissions of ethanol-biodiesel-diesel fuel blends. In that study, the biodiesel was produced from waste cooking oil. They mixed ethanol with diesel fuel (DF) and biodiesel both at low and high concentrations (3%, 5%, 15% and 25%) while DF and biodiesel amount were maintained equal. The results showed that CO emissions of ethanol blends emitted higher CO and lower NO emissions at low loads while there were not significant differences in CO and NO emissions at high loads when compared to DF. Labeckas et al. [4] tested various ethanol-DF and ethanol-biodiesel(rapeseed methyl ester)-DF blends in a diesel engine with in-line fuel injection pump. They found that ethanol-DF blends had later injection timings than those of DF while the biodiesel-DF-ethanol blend containing 5% biodiesel had earlier injection timing. Maximum heat release rate (MHRR) increased with increasing the ethanol content in the fuel blends. Lu et al. [5] used biodiesel in a diesel engine with premixed ethanol by port injection. MHRR and ignition

delay (ID) increased, cylinder pressure decreased with the increase in the injected ethanol amount to the intake port. Sayin and Canakci [6] worked on the engine performance and emissions of DF-ethanol blends containing 5%, 10% and 15% ethanol. Brake specific fuel consumption (BSFC) increased and CO emissions decreased with the increasing ethanol proportion in the DF-ethanol blends. He at al. [7] prepared DF-ethanol blends of low and high ethanol concentration (10% and 30% ethanol) to test them in a diesel engine. THC emissions of ethanol blends were higher than those of DF. In addition, they found that THC emissions increased with the increasing ethanol amount in the fuel blends.

As seen in the literature, there are almost no studies especially about the engine tests of waste animal fat biodiesel-bioethanol-DF blends. Therefore, in this study, waste animal fat biodiesel namely fleshing oil biodiesel and their blends with DF and bioethanol were used as test fuels in a direct injection diesel engine and engine performance, combustion and exhaust emission characteristics of these fuels were investigated.

2. Materials and methods

In this study, waste fleshing oil based biodiesel produced in the pilot plant were used as test fuels. Detailed production process and the potential of this fuel can be found in the reference [8]. Bioethanol obtained from Pankobirlik Bioethanol Manufacturing Plant (Konya, Turkey) was derived from the wastes originated from sugar production process and DF was bought from a local petrol station. The fuel properties of DF, bioethanol and biodiesel were given in Table 1. The prepared test fuels are DF, bioethanol (E), fleshing oil biodiesel (FOB), FOB20 (20% FOB, 80% DF), FOBE5 (20% FOB, 75 DF%, 5% E), FOBE10 (20% FOB, 70% DF, 10% E), FOBE20 (20% FOB, 60% DF, 20% E). The test fuels were characterized in the Alternative Fuels Research and Development Center in Kocaeli University (AFRDC), Marmara Research Center-The Scientific and Technological Research Council of Turkey (MRC-TUBITAK) and Pankobirlik Bioethanol Manufacturing Plant (PBMP).

Engine tests were performed using a water-cooled, turbocharged-intercooled direct injection diesel engine. Engine specifications were given in Table 2. Four different engine loads (150 Nm, 300 Nm, 450 Nm and 600 Nm) and constant engine speed (1400 rpm - speed of maximum engine load) were selected for the engine tests. There were not any modifications on the diesel engine during the engine tests. The test engine was coupled to a hydraulic dynamometer to provide brake load. A magnetic pickup was fixed over the engine flywheel gear to determine the crankshaft position. A water-cooled cylinder pressure sensor (Kistler model 6061B) was mounted on the first cylinder head to measure the cylinder gas pressure. A pressure transducer (Kistler model 6005) was installed in the fuel line of the first cylinder to obtain the fuel line pressure. A charge amplifier (Kistler model 5064A1) was used to produce output voltages proportional to the charge and then they were converted to digital signals. The cylinder gas and fuel line pressure signals were recorded by a computer using a digital device (Advantech PCI 1716 multifunctional data acquisition board). The cylinder gas pressure data of 50 engine cycles were collected with a resolution of 0.25° crank angle. The cylinder gas pressure data was analyzed with using single-zone thermodynamic model. The heat-release analysis was based on the changes of the cylinder gas pressure and cylinder volume during the cycle. The injector opening pressure specified by the manufacturer is 197 bar which were used in the ignition delay calculation. In this study, the exhaust emissions were measured by AVL SESAM FTIR emission device.

Table 1. Fuel properties of the biodiesel, diesel fuel and bioethanol

Property	Unit	DF	E	FOB
Density (15°C)	$kg.m^{-3}$	829	793	876.7
Viscosity (40°C)	$mm^2.s^{-1}$	3.0	1.2	4.7
Flash Point	°C	63	-	168
Water Content	ppm	20	163	410
Acid Number	mg $KOH.g^{-1}$	-	-	0.28
Monoglyceride	% (mass)	-	-	0.06
Diglyceride	% (mass)	-	-	0.02
Triglyceride	% (mass)	-	-	0.20
Free Glycerin	% (mass)	-	-	0.01
Total Glycerin	% (mass)	-	-	0.05
Copper Strip Corrosion (3 h, 50°C)	Degree of Corrosivity	No 1	No 1	No 1
Higher Heating Value	$MJ.kg^{-1}$	45.9	28.9	39.9
Lower Heating Value	$MJ.kg^{-1}$	43.2	26.2	37.3
Cetane Number	-	56.8	-	58.8
Methanol Content	% (mass)	-	0.04	0.01
Iodine Number	g $I.100g^{-1}$	-	-	53.6
Sulfur Content	ppm	8.7	1.8	138.1
Cold Filter Plugging Point	°C	-15	-	10

3. Results and discussion

All fuels were tested at different engine conditions for three times and the results were averaged. It is indicated that low load means 150 Nm, medium loads mean 300

and 450 Nm, and high load means 600 Nm engine test conditions.

Table 2. Specifications of the test engine

Engine	6 liter, Ford Cargo
Type	Direct injection, turbocharged, intercooled, four stroke, water cooled
Number of Cylinder	6
Bore - Stroke	104.8 mm - 114.9 mm
Compression Ratio	16.4:1
Injection pump	In-line type
Injector opening pressure	197 bar
Maximum power	136 kW - 2400 rpm
Maximum brake torque	650 Nm - 1400 rpm

3.1. Brake specific fuel consumption (BSFC)

As seen in the Fig. 1, the BSFC values decreased with increasing the engine load for all test fuels. The BSFC values of biodiesel and their blends with DF were higher than those of DF. As the bioethanol amount increased in the blends, the BSFC values increased as well. Zhu et al. [2], Gürü et al. [10] and Nadir et al. [11] presented also higher BSFC values for biodiesels, biodiesel-DF or bioethanol blends with DF as compared to DF.

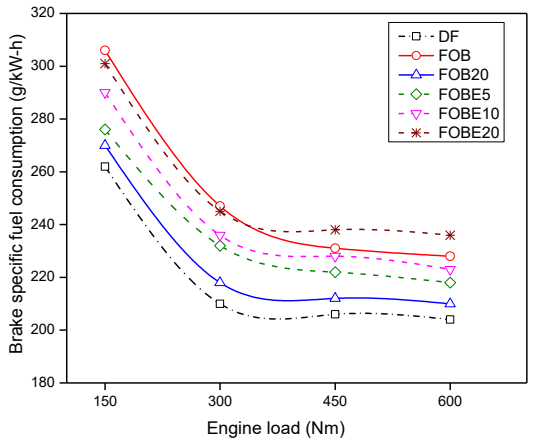


Fig. 1. Comparison of brake specific fuel consumption results

3.2. Fuel injection line pressure and combustion results

The crank angle (°CA) at which the fuel injection line pressure reached the injector nozzle opening pressure was taken as the start of fuel injection (SOI). The SOI results were derived from the fuel injection line pressure data. The SOI timings were summarized in Table 3a. As seen in the table, each fuel had different injection line pressure values. The SOI timings of FOB and B20 (20% biodiesel-80% DF) blends were earlier than those of DF for all test conditions. Similar results can be found in the literature. Monyem [12] determined that the SOI timings of biodiesels were about 2 °CA earlier than that of DF at full load. As well-known from the literature [13], the bulk modulus of biodiesel is higher than that of diesel fuel.

Table 3a. The obtained start of injection results

Fuel	Start of injection (BTDC, °CA)			
	150 Nm	300 Nm	450 Nm	600 Nm
DF	11.25	11.75	11.25	11.25
FOB	12.50	12.50	12.25	12.25
FOB20	11.25	11.75	11.75	12.00
FOBE5	9.00	10.00	11.00	11.00
FOBE10	9.25	9.50	10.75	11.00
FOBE20	9.25	9.25	11.00	10.75
CFBE20	8.75	9.25	10.75	10.25

Table 3b. The obtained start of combustion results

Fuel	Start of combustion (BTDC, °CA)			
	150 Nm	300 Nm	450 Nm	600 Nm
DF	6.50	7.25	7.50	7.75
FOB	7.75	8.00	8.25	9.25
FOB20	7.25	7.50	7.75	8.00
FOBE5	6.00	7.00	7.25	7.50
FOBE10	5.50	6.50	7.00	7.25
FOBE20	4.75	5.25	6.75	7.00

Table 4a. The obtained ignition delay results

Fuel	Ignition delay (°CA)			
	150 Nm	300 Nm	450 Nm	600 Nm
DF	4.75	4.50	3.75	3.50
FOB	4.75	4.50	4.00	3.00
FOB20	4.00	4.25	4.00	4.00
FOBE5	3.00	3.00	3.75	3.50
FOBE10	3.75	3.00	3.75	3.75
FOBE20	4.50	4.00	4.25	3.75

Table 4b. The obtained combustion duration results

Fuel	Combustion duration (°CA)			
	150 Nm	300 Nm	450 Nm	600 Nm
DF	72.50	74.75	110.25	112.75
FOB	75.25	75.25	113.25	113.75
FOB20	74.25	74.50	113.00	112.25
FOBE5	73.25	74.00	111.50	112.25
FOBE10	72.50	73.50	112.50	111.75
FOBE20	71.75	72.25	111.50	111.75

Higher bulk modulus shows lower compressibility of the fuels. It may be said that earlier SOI values of the biodiesel compared with DF caused from lower less compressibility of the biodiesel. It is clear from the Table 3a that the fuel injection timing was retarded with increasing bioethanol amount in the fuel blend. DF is less compressible than ethanol namely it has higher bulk modulus values. This property causes retarding in the fuel injection timing for bioethanol blends. Labeckas et al. [4] showed similar results for ethanol-DF blends. They found that the injection timings of E15 (15% ethanol-85% DF) were about 1 °CA later than those of DF on average at different engine speeds. The cylinder pressure and heat release rate results were shown in Fig. 2 for all test fuels. As seen in the figure, maximum cylinder gas pressure (MCP) increased with increasing engine load for the neat

fuels and the blends. MCP values of the biodiesel were higher than those of DF generally while MCP values of B20 fuel blends were close to those of DF. The pressure results of bioethanol blends showed that their MCP values were mostly lower than those of biodiesel and DF. Heat release rate results presented that maximum heat release rate (MHRR) increased with increasing bioethanol amount in the fuel blends. The MHRR values for DF were higher than those of biodiesel while the MHRR values of the B20 blends were similar to those of DF. The starts of increasing in heat release were different for the blends however ends of the heat release were close to each other. Labeckas et al. [4], Shehata [14], and Hulwan and Joshi [15] presented similar results in their studies. The injection and combustion characteristics of the test fuels were summarized in Tables 3a, 3b, 4a and 4b. When the results are investigated in terms of engine load, it is seen that SOC values were advanced with increasing engine load for all test fuels. The results showed that start of combustion (SOC - derived from heat release rate profile) of biodiesel occurred at earlier crank angles when compared to DF. The SOC timings were retarded with increasing bioethanol amount in the fuel blends. The cetane number of bioethanol was much lower than that of DF and neat biodiesel. This property tended to retarded SOC timings for bioethanol blends when compared to DF, biodiesel and their blends. In addition, the later SOI timings of bioethanol blends were another factor for retarded SOC timings. Identical results were also mentioned in the literature [5, 15].

The ignition delay (ID) is defined as the time between SOI and SOC. ID values of the DF, neat biodiesel and B20 blends decreased with increasing engine load. However, this tendency was different for the bioethanol blends due to differences in SOI timings. ID values were increased with increasing engine load and bioethanol amount in the blends at low engine loads. The ID mainly depends on cetane number because the cetane number of a fuel shows the tendency of that to self-ignite. It is expected that higher cetane number of FOB provides shorter ID when compared to DF. However, there were not significant differences among the ID values of FOB and DF. These results indicated that the SOC was directly related with SOI timing and cetane number of the test fuel.

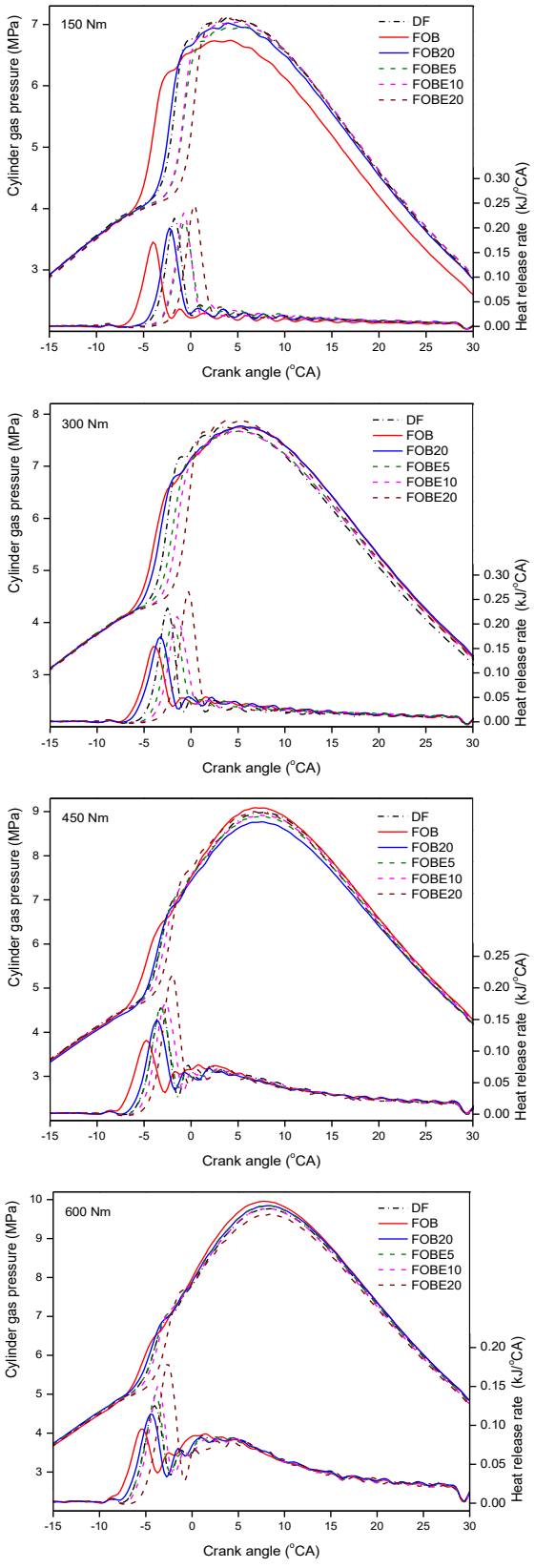


Fig. 2. Comparison of cylinder pressures and heat release rates

Combustion duration (CD) of the test fuels increased with increasing the engine load for all test conditions. The

biodiesel had longer CD values when compared to DF. The bioethanol blends showed longer CD results than those of B20 fuels. As stated above, the end of heat release of the test fuels were close to each other for the same engine conditions. Therefore, SOC of the fuels were a dominant factor for CD.

3.3. Engine emissions

The exhaust emissions measured during the tests were carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO_2), total hydrocarbon (THC) and oxides of nitrogen (NO_x - NO and NO_2).

As seen in Fig. 3, CO emissions decreased with increasing the engine load from 150 Nm to 300 Nm. However, CO emissions increased with increasing the engine load from 300 Nm to 450 and 600 Nm. As well known from the literature [16, 17], the CO emissions increase especially for fuel-rich mixtures. More fuel was needed for higher engine loads and thus richer air-fuel mixture leaded to more CO emissions. All test fuels presented same trend for CO emissions.

CO emissions of biodiesel were lower than those of DF for all test conditions. One of the main reasons of this decrease in biodiesels' CO emissions was their oxygen content. FOB contain about 11.2% oxygen on mass based, respectively. CO emissions were also lowered by using B20 fuels compared with DF. Identical results were also given in the literature [18, 19]. Maximum engine load of the test engine is 650 Nm and 600 Nm was selected for this study to compare the test fuels under the same test conditions. In these conditions, CO emissions of FOB were lower about 19% than that of DF.

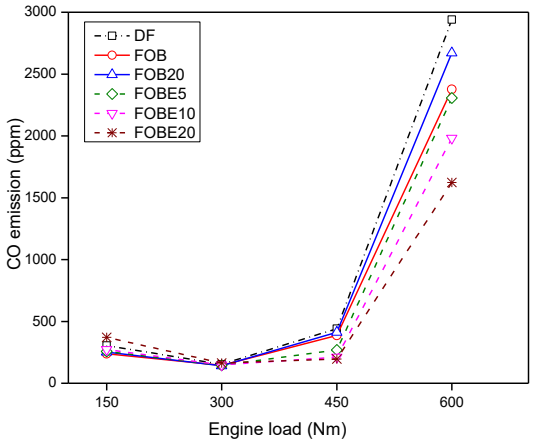


Fig. 3. Comparison of CO emissions

In the fuel blends, it should be remembered that biodiesel content was constant (20%) and bioethanol amount was increased while decreasing DF amount. Namely, B20 fuels were taken as the reference fuel for the bioethanol blends. CO emissions increased slightly at 150 Nm and 300 Nm engine test conditions while CO emissions decreased slightly at 450 Nm and 600 Nm engine test conditions when compared to B20 blends with increasing bioethanol amount in the fuel blends. Di et. all [20] reported that CO emissions increased at low loads while CO emissions decreased at high loads with the addition of ethanol to ethanol-DF blends. In addition, similar results were given by Rakopoulos et. all [21] and He et. all [7]. Higher cylinder pressure and temperature at high loads compared with low loads provide better combustion and thus lower CO emissions for the bioethanol blends [20]. In addition, bioethanol fuel contains about 35% oxygen and lower carbon amount in its structure. These properties may cause to decrease in CO emissions for bioethanol blends when compared to B20 blends.

Fig. 4 shows the CO_2 emissions as a function of engine load at same engine speed for all test fuels. It is seen in the figure that CO_2 emissions increased with increasing engine load for all test fuels. The CO_2 emissions of biodiesel fuel were slightly higher than those of DF for all test conditions. This may be due to better combustion for biodiesel and its high carbon content in their structure. According to results, there were almost no differences in CO_2 emissions of biodiesel and DF. General trend was consistent with the study prepared by the researchers [19, 22].

The CO_2 emissions decreased with increasing bioethanol quantity in the fuel blends generally. Especially, this trend can be seen clearly for the blends containing 20% bioethanol (E20 blends). Randazzo and Sodre [23] and Ferreira et al. [24] presented similar results by adding ethanol to biodiesel-DF blends. It was found that CO_2 emissions, one of the most important greenhouse gases, can be reduced with using bioethanol as a blend with DF.

The HC emissions are divided into two categories which are total hydrocarbon (THC) and non-methane hydrocarbons [16, 17]. Fig. 5 shows the comparison of TCH emissions of the test fuels. The results showed that THC emissions decreased almost linearly with increasing the engine load. Emissions of THC were in accord with CO_2 emissions.

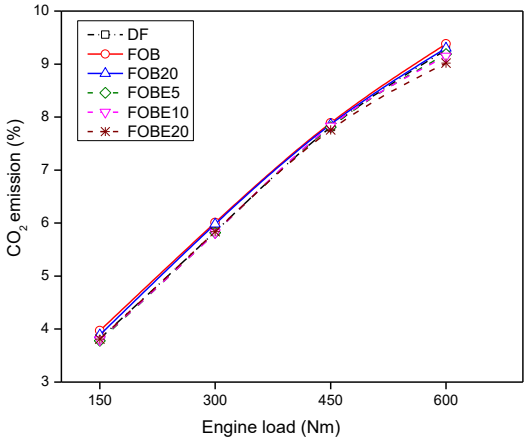


Fig. 4. Comparison of CO_2 emissions

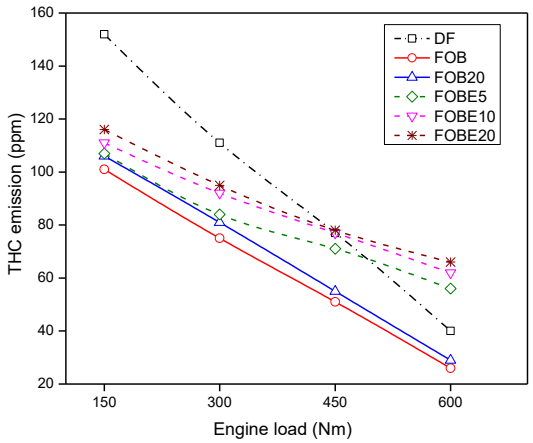


Fig. 5. Comparison of THC emissions

Biodiesel fuel showed significant reductions in THC emissions compared with DF. The THC emissions of FOB were lower about 33.7% than those of DF on average, respectively. Ozsezen and Canakci [9] and Sahoo et al. [25] also determined significant reductions in THC emissions by using biodiesel with respect to DF. Similarly, THC emissions decreased when the test engine was fuelled with B20 blends. Increasing bioethanol concentration in the fuel blends caused an increase in the THC emissions. Cooling effect and latent heat of vaporization of ethanol tends to slow the vaporization and mixing of fuel and air, this results leaner and incomplete combustion and higher THC emissions [7, 26]. On the other hand, shorter CD and retarded SOI values of bioethanol blends may be other reasons for the higher THC emissions of bioethanol blends due to lower time for combustion. These results were compatible with the results found by other researchers [7, 23, 24].

Main part of NO_x emissions consists of NO emissions while NO_2 emissions are the small part of NO_x emissions. The rest trace amount of NO_x emissions are composed of other oxygen-nitrogen combinations. The NO_x emissions are mainly due to oxygen in air. However, some diesel fuels may have trace amount of nitrogen molecules in their structure but the nitrogen content in the fuel have little effect on NO_x emissions. The emissions of NO_x depend on cylinder temperature, pressure, air-fuel ratio and combustion duration. In addition, some fuel properties such as viscosity and bulk modulus also affect the NO_x emissions [7, 13, 16, 17, 27-31]. Fig. 6 presents the NO_x emissions of the test fuels. The emissions of NO_x increased with increasing engine load. Higher cylinder pressures and temperatures, and thermal NO emissions with respect to engine load caused an increase in NO_x emissions [28]. However, at 600 Nm test conditions, it is seen that NO_x emissions decreased when compared with the results of 450 Nm test conditions. In this case, although higher cylinder pressures, richer air-fuel mixture and lower oxygen ratio tended to lower NO_x emissions. Similar results can be seen in the literature [22].

Biodiesel emitted higher NO_x emissions when compared to DF. The maximum increase in NO_x emissions for FOB 14.5% with regard to DF results, respectively. Yilmaz and Sanchez [32] also found higher NO_x emissions results with using biodiesel compared with DF. The reason of higher NO_x emissions may be the oxygen content of biodiesel. Moreover, it is clearly seen in Table 3a that biodiesel have earlier start of fuel injection timings and higher cylinder pressures than those of DF generally. These parameters may be other reasons for the increase in NO_x emissions.

As stated above, B20 test fuels were considered as reference fuels for bioethanol blends. There was a decrease in NO_x emissions at low loads while there was an increase in NO_x emissions at high loads with increasing bioethanol amount in the bioethanol blends with reference to B20 blends. As the bioethanol quantity increased in the bioethanol blends, NO_x emissions increased slightly when compared with each other. The reason for this case may be high oxygen content of bioethanol [20]. For example, when the results of 150 Nm engine load was examined, the NO_x emissions decreased about 7.9%, 6.8% and 5.1% for FOBE5, FOBE10 and FOBE20 compared with FOB20, respectively. However, according to emission results of 600 Nm engine load, FOB20 emitted lower NO_x emissions about 1.6%, 1.9% and 3.5% than those of FOBE5, FOBE10 and FOBE20, respectively. Although there was an increase in NO_x emissions for bioethanol blends (containing 5% and 10% bioethanol) at high engine loads, the NO_x emissions of these blends were still lower than those of biodiesel. Xingcai et al. [33] showed that the NO_x emissions decreased at low engine load while the NO_x emissions increased at high loads when the engine was fuelled with DF-ethanol blends compared with DF. Di et al. [20] obtained similar results for DF-ethanol blends. The results from this study showed that the trend in NO_x emissions changed with respect to engine load and bioethanol amount in the fuel blends. As said above, there was a contrary trend for CO emissions when compared with that of NO_x emissions. Cooling effect and latent heat of vaporization properties of bioethanol caused lower NO_x emissions at low engine loads; however the changes in some parameters caused from increasing bioethanol amount in the fuel blends such as higher oxygen quantity, compressible, density and lower cetane number tended to higher NO_x emissions [7, 19, 33]. As presented in Fig. 6, the NO_x emissions were divided into two categories which are NO and NO_2. As a result of dominating percentage of NO in NO_x, NO curves are very similar to those of NO_x. However, NO_2 emissions decreased with increasing engine load due to lower oxygen ratio in the air-fuel mixture. The percent of NO in NO_x emissions decreased to 84% at low engine loads, while it increased up-to 99% at high engine loads.

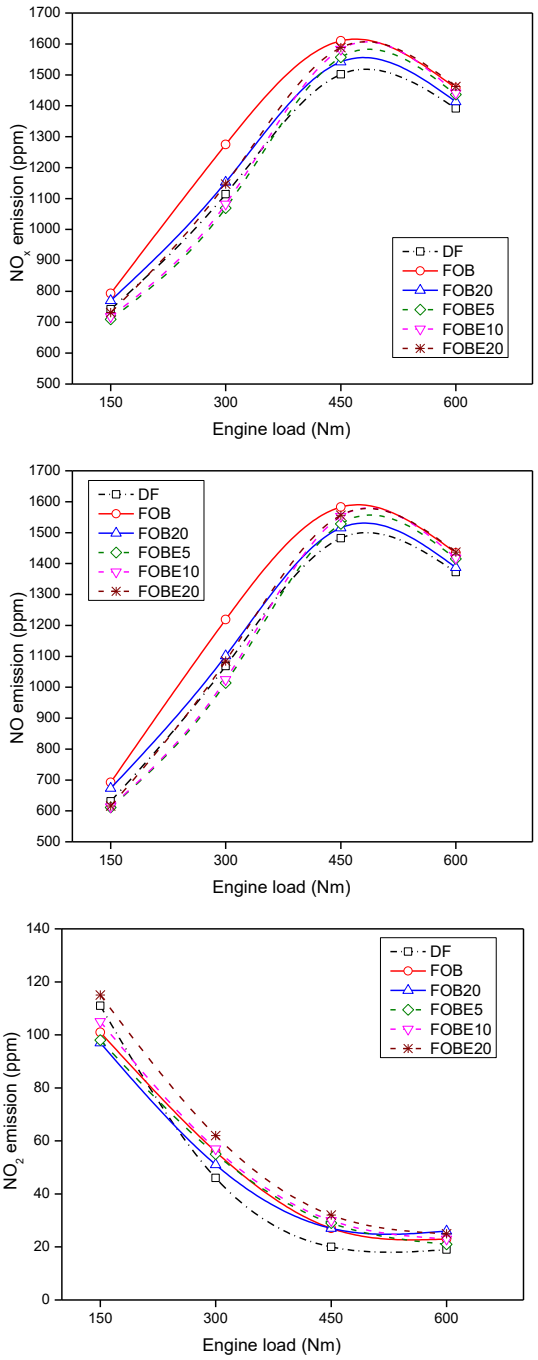


Fig. 6. Comparison of NO_x emissions

Conclusions

The main aim of this paper is to present the performance, combustion and exhaust emission characteristics of animal fat based biodiesel (fleshing oil biodiesel), DF and their blends with bioethanol fuel in a direct injection diesel engine. According to the performance and combustion results, the BSFC values decreased from low to high engine loads. The BSFC increased with increasing bioethanol concentration in the fuel blends. The MCP values of all test fuels increased with increasing engine load. FOB generally showed higher MCP values than those of DF. The MCP values of bioethanol blends were mostly lower when compared to neat biodiesel and DF. The SOI timings of neat biodiesel and its B20 blend with DF were earlier than those of DF while bioethanol blends showed retarded SOI timings. SOC values become earlier with increasing engine load. The combustion started at earlier crank angles for neat biodiesel with regard to DF. The SOC values retarded with increasing bioethanol amount in the blends due to lower cetane number. The results showed that the ID is not only depended on cetane number of the test fuel but also SOI timing. CD values were impressed by the SOC values rather than the end of combustion. The exhaust emissions results showed that FBO and B20 blend emitted lower CO and THC emissions, and higher CO_2 and NO_x emissions when compared to DF. THC emissions decreased with respect to the engine load. When compared to B20 blends, bioethanol blends had different trends in CO and NO_x emissions with respect engine load. Bioethanol fuel blends provided lower CO_2 emissions than those of B20 blends. However, THC emissions increased with increasing bioethanol amount in the blends.

Acknowledgements

This study was supported by the grants from Scientific Research Foundation of Kocaeli University and Izmit Municipality (Project Nos. 2008/APP002 and 2011/37). The authors would like to thank to Istanbul Leather Organized Industrial Zone and Pankobirlik Bioethanol Manufacturing Plant (Konya) managements for supplying the feedstocks and bioethanol. A part of this paper was given in a manuscript in the journal of FUEL.

References

[1] Knothe, G., Steidley, K.R., 2009. A comparison of used cooking oils: A very heterogeneous feedstock for biodiesel. Bioresource Technol 100, 5796–5801.

[2] Zhu L, Cheung CS, Zhang WG, Huang Z. Emissions characteristics of a diesel engine operating on biodiesel and biodiesel blended with ethanol and methanol. Sci Total Environ 2010;408:914-21.

[3] Yilmaz N, Vigil FM, Donaldson AB, Darabseh T. Investigation of CI engine emissions in biodiesel-ethanol-diesel as a function of ethanol concentration. Fuel 2014;115:790-3.

[4] Labeckas G, Slavinskas S, Mazeika M. The effect of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion, performance and emissions of a direct injection diesel engine. Energ Convers Manage 2014;79:698-720.

[5] Lu X, Ma J, Ji L, Huang Z. Simultaneous reduction of NO_x emission and smoke opacity of biodiesel-fueled engines by port injection of ethanol. Fuel 2008;87:1289-96.

[6] Sayin C, Canakci M. Effects of injection timing on the engine performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine. Energ Convers Manage 2009;50:203-13.
[7] He BQ, Shuaia SJ, Wang JX, He H. The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine. Atmos Environ 2003;37:4965-71.
[8] Alptekin E, Canakci M, Sanli H. Biodiesel production from vegetable oil and waste animal fats in a pilot plant. Waste Manage 2014;34:2146-54.
[9] Ozsezen AN, Canakci M. Determination of performance and combustion characteristics of a diesel engine fueled with canola and waste palm oil methyl esters. Energy Convers Manage 2011;52:108-16.
[10] Gürü M, Koca A, Can Ö, Çınar C, Şahin F. Biodiesel production from waste chicken fat based sources and evaluation with Mg based additive in a diesel engine. Renew Energ 2010;35:637-643.
[11] Yilmaz N, Vigil FM, Benalil K, Davis SM, Calva A. Effect of biodiesel-butanol fuel blends on emissions and performance characteristics of a diesel engine. Fuel 2014;135:46-50.
[12] Monyem A. The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions, PhD Dissertation, University of Iowa State, 1998.
[13] Tat ME, Van Gerpen JH, Soylu S, Canakci M, Monyem A, Wormley S. The speed of sound and isentropic bulk modulus of biodiesel at 21°C from atmospheric pressure to 35 MPa. J Am Oil Chem Soc 2000;77:285-9.
[14] Shehata MS. Emissions, performance and cylinder pressure of diesel engine fuelled by biodiesel fuel. Fuel 2013;112:513-22.
[15] Hulwan DB, Joshi SV. Performance emission and combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel-ethanol-biodiesel blends of high ethanol content. Appl Energ 2011;88:5042-55.
[16] Pulkrabek WW. Engineering fundamentals of the internal combustion engine, 2nd ed., Prentice Hall, USA, 2004.
[17] Ferguson CR, Kirkpatrick AT. Internal combustion engines: applied thermo sciences, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc., New York, 2006.
[18] Gürü M, Artukoğlu BD, Keskin A, Koca A. Biodiesel production from waste animal fat and improvement of its characteristics by synthesized nickel and magnesium additive. Energ Convers Manage 2009;50:498-502.
[19] Canakci M, Van Gerpen JH. Comparison of engine performance and emissions for petroleum diesel fuel, yellow grease biodiesel and soybean oil biodiesel. T ASABE 2003;46:937-44.
[20] Di Y, Cheung CS, Huang Z. Comparison of the effect of biodiesel-diesel and ethanol-diesel on the gaseous emission of a direct-injection diesel engine. Atmos Environ 2009;43:2721-30.
[21] Rakopoulos DC, Rakopoulos CD, Kakaras EC, Giakoumis EG. Effects of ethanol-diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine. Energ Convers Manage 2008;49:3155-62.
[22] Chauhan BS, Kumar N, Cho HM. A study on the performance and emission of a diesel engine fueled with jatropha biodiesel oil and its blends. Energy 2012;37:616-22.
[23] Randazzo ML, Sodre JR. Exhaust emissions from a diesel powered vehicle fuelled by soybean biodiesel blends (B3-B20) with ethanol as an additive (B20E2-B20E5). Fuel 2011;90:98-103.
[24] Ferreira VP, Martins J, Torres EA, Pepe IM, De Souza JMSR. Performance and emissions analysis of additional ethanol injection on a diesel engine powered with a blend of diesel-biodiesel. Energ for Sustainable Dev 2013;17:649-57.
[25] Sahoo PK, Das LM, Babu MKG, Naik SN. Biodiesel development from high acid value polanga seed oil and performance evaluation in a CI engine. Fuel 2007;86:448-54.
[26] Yilmaz N. Comparative analysis of biodiesel-ethanol-diesel and biodiesel-methanol-diesel blends in a diesel engine. Energy 2012;40:210-3.
[27] Bittle JA, Knight BM, Jacobs TJ. Interesting behavior of biodiesel ignition delay and combustion duration. Energ Fuel 2010;24:4166-77.
[28] Jha SK, Fernando S, Filip SDT. Flame temperature analysis of biodiesel blends and components. Fuel 2008;87:1982-8.
[29] Canakci M. Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fuelled with petroleum diesel fuels and biodiesel. Bioresource Technol 2007;98:1167-75.
[30] Monyem A, Van Gerpen JH, Canakci M. The effect of timing and oxidation on emissions from biodiesel fueled engines. T ASABE 2001;44:35-42.
[31] Xingcai L, Jianguang Y, Wugao Z, Zhen H. Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol-diesel blend fuel. Fuel 2004;83:2013-20.
[32] Yilmaz N, Sanchez TM. Analysis of operating a diesel engine on biodiesel-ethanol and biodiesel-methanol blends. Energy 2012;46:126-9.
[33] Xingcai L, Zhen H, Wugao Z, Degang L. The influence of ethanol additives on the performance and combustion characteristics of diesel engines. Combust Sci Technol 2004;176:1309-29.

COMPUTATIONAL STUDY OF TURBULENT SPRAY COMBUSTION WITHIN THE REVERSE FLOW COMBUSTOR OF A TURBOSHAFT ENGINE

Görkem ÖZTARLIK[1] Onur TUNÇER[2*]

[1]Turkish Engine Industries, Eskişehir
[2*]ITU Dept. of Aeronautical Eng., Maslak, Istanbul

This study presents numerical simulation of turbulent spray combustion within the planar sector for a 1000-hp class turbo-shaft engine reverse flow combustor. Simulation domain with three swirler cups corresponds to a sector of a full annular combustor and the grid also includes the annulus flow. A coupled Euler-Lagrange method models the two-phase reacting flow wherein chemistry and turbulence interaction is accounted for by the Eddy Dissipation Concept Model. Random Walk model is used to model the interaction between continuous and disperse phases. Combustion is modeled with a single step global reaction and its rate is limited by the Eddy Dissipation Concept Model. Results indicate the presence of hot spots at the exit plane at locations just across the injectors. The simulation results suggests that some dilution jets over penetrate the cross flow with trajectories close to the liner across. This indicates the necessity for design iteration.

Keywords: turbulent spray combustion, computational fluid dynamics, gas turbine engine

TERS AKIŞLI BİR TURBOŞAFT MOTOR YANMA ODASI İÇERİSİNDEKİ TÜRBÜLANSLI SPREY YANMANIN SAYISAL İNCELENMESİ

Bu çalışma 1000-hp sınıfı bir turboşaft motorunun ters akışlı yanma odasının düzlemselleştirilmiş bir diliminde türbülanslı sprey yanmanın sayısal benzetimini sunmaktadır. Üç girdap vanesi içeren benzetim bölgesi tam halkasal bir yanma odasının bir sektörüne karşılık gelmektedir. Bağlaşık bir Euler-Lagrange yöntemi ile çift fazlı akış, Eddy yitimi kavramı modeli ile de türbülans kimya etkileşimi modellenmiştir. Rastgele yürüyüş modeli ile de sürekli ve dağıtık fazlar arasındaki etkileşim modellenmiştir. Yanma ise tek basamaklı global bir tepkime ile modellenmiş ve tepkime hızı Eddy yitimi kavramı modeli ile sınırlanmıştır. Sonuçlar çıkış düzleminde enjektörlerin tam karşına gelen bölgelerde sıcak noktaların varlığına işaret etmektedir. Benzetim sonuçları bazı seyreltme jetlerinin ana akım içerisine fazla penetre ettiği ve karşı duvara yaklaştığını ifade etmektedir. Bu sonuçlar bir tasarım değişikliğine ihtiyacı ortaya koymaktadır.

Anahtar Kelimeler: türbülanslı sprey yanma, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, gaz türbin motoru

1.Introduction

Turbulent spray combustion is used in many practical devices and aero-engines are one of them. This is a fairly complex flow situation wherein a two-phase reacting flow consisting of combustion gasses and fuel droplets interacts with turbulence, which modifies both fluid and droplet transport.

The case investigated in this study is a planar sector with three radial swirler assemblies operating at reduced atmospheric conditions for take-off regime. The fuel is injected into the swirler assembly via the pressure-swirl atomizer, where droplet heat-up/evaporation takes place at the same time [1,2].

The swirler mixes the fuel and air, forming a heterogeneous mixture of fuel droplets and combustible fresh gasses, which is then transported into the combustion chamber where it is continuously self-ignited by the combustion products residing in the recirculation bubble [2,3].

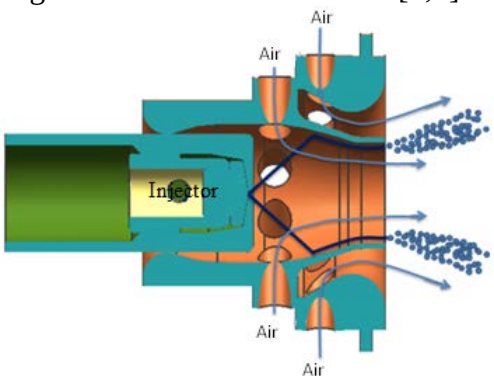


Figure 1. Schematic representation of the swirler assembly.

The main intention behind these simulations is to gain approximate insight into the averaged temperature field which in turn is used in preliminary design studies for cooling implementation. Since the fuel is fed with a spray, the flame is considered to be a diffusion flame and temperatures are expected to be close to equilibrium temperature at some point in the flow as a result of mixing.

2. Mathematical Model

An Eulerian-Lagrangian approach was used to model the two phases of liquid fuel droplets and the combustion gasses. Numerical simulations are performed using the ANSYS Fluent CFD package on a parallel computing cluster.

2.1. Eulerian Phase Modeling

The turbulence model employed is the realizable model along with scalable wall functions. Combustion is modeled using Eddy Dissipation Model brought up by Magnussen which uses the assumption that reactions takes place in fine structures with characteristic dimensions of the order of Kolmogorov length scale [5].

Mass, momentum, species and energy conservation equations are provided in Eq. 1 through Eq. 4.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{u}_i) = \bar{S}_{Mass} \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tilde{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial \tilde{u}_l}{\partial x_l}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu_t\left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\bar{\rho}\tilde{k} + \mu_t\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij}\right) + \bar{S}_{Mom,i} \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{Y}_k) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\bar{\rho}\bar{D}_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial \tilde{Y}_k}{\partial x_i}\right] + \bar{R}_i + \bar{S}_i \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{E}) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\tilde{u}_i(\bar{\rho}\tilde{E} + \bar{p})\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_{eff}\frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} - \sum_j\left[\tilde{h}_j\left(-\bar{\rho}\bar{D}_{j,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_i} - \bar{D}_{T,j}\frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i}\frac{1}{\tilde{T}}\right]\right) + \bar{S}_R + \bar{S}_D \tag{4}$$

Total enthalpy E and species entalpies h_i are computed according to Eq. 5 and Eq. 6 respectively.

$$\bar{E} = \sum_j \bar{Y}_j \bar{h}_j + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \quad (5)$$

$$\bar{h}_j = \int_{T_{ref}}^{T} c_{p,j} dT \quad (6)$$

Realizable k-e model is used to model turbulence. Eq.7 and Eq. 8 are transport equations for turbulent kinetic energy and its dissipation respectively.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{k}\tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + \bar{G}_k - \bar{\rho}\tilde{\epsilon} \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{\epsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{\epsilon}\tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\right)\frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial x_j}\right] + \bar{\rho}C_1\tilde{S}\tilde{\epsilon} - \bar{\rho}C_2\frac{\tilde{\epsilon}^2}{\tilde{k} + \sqrt{\nu\tilde{\epsilon}}} + C_{1\epsilon}\frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}}C_{3\epsilon}\bar{G}_b \quad (8)$$

where,

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right] \quad (9)$$

$$\eta = \tilde{S}\frac{\tilde{k}}{\tilde{\epsilon}} \quad (10)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{2\tilde{S}_{ij}\tilde{S}_{ij}} \quad (11)$$

Finally turbulent viscosity is calculated by Eq. 12.

$$\mu_t = \bar{\rho}C_\mu\frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\epsilon}} \quad (12)$$

Ideal gas equation of state (Eq. 13) is used to close the model equations. Note that the flow inside the combustion chamber is assumed to be incompressible since Mach numbers are less than 0.3 within the combustor.

$$\bar{\rho} = \frac{\bar{p}_{op}}{\frac{R}{M_w}\tilde{T}} \quad (13)$$

2.2. Lagrangian Phase Modeling

The atomizer studied is a pressure swirl atomizer which is utilized as a pre-filming air-blast atomizer with the swirler assembly. The thin liquid film formed is neglected and to approximate the film behavior, the droplets normal momentum is reduced accordingly with a coefficient of restitution if it hits the wall.

The primary atomization including film formation and break-up is modeled with the LISA model by Schmidt et al. [6]. For computer memory considerations, secondary breakup is not included in the current study. Parcels represent droplet clusters, and each parcel represents 1000 physical droplets. A random walk model implementation by Jain [7] accounts for droplet-turbulence interaction.

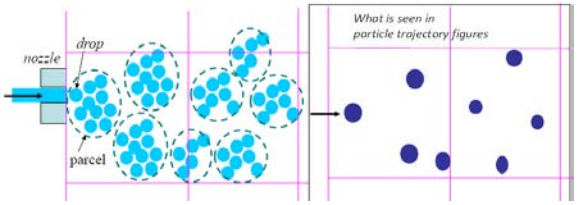


Figure 2. Numerical parcel concept for droplet groups

Forces acting on droplet parcels are considered as per Eq. 15 and Lagrangian parcel trajectories are computed via Eq. 14.

$$\frac{du_{i_p}}{dt} = F_D\left(\tilde{u}_i + u_i' - u_{i_p}\right) \quad (14)$$

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2}\frac{C_D Re}{24} \quad (15)$$

$$Re = \frac{\rho d_p\left|\vec{u}_p - \vec{u}\right|}{\mu} \quad (16)$$

$$C_D = \alpha_1 + \frac{\alpha_2}{Re} + \frac{\alpha_3}{Re} \quad (17)$$

Turbulence droplet interaction needs to be taken into account as well. T_L is a

characteristic time scale for this interaction.

$$T_L \approx 0.15\frac{k}{\epsilon} \quad (18)$$

$$u' = \zeta\sqrt{\overline{u'^2}};\ v' = \zeta\sqrt{\overline{v'^2}};\ w' = \zeta\sqrt{\overline{w'^2}} \quad (19)$$

ζ appearing in the above equation is a random number with normal distribution. Under the assumption of isotropic turbulence Eq. 19 can be as follows.

$$\sqrt{\overline{u'^2}} = \sqrt{\overline{v'^2}} = \sqrt{\overline{w'^2}} = \sqrt{2k/3} \quad (20)$$

$$\tau_e = -T_L \ln r \quad (21)$$

$$t_{cross} = -\tau \ln\left[1 - \left(\frac{L_e}{\tau|u - u_p|}\right)\right] \quad (22)$$

where,

$$\tau = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu} \quad (23)$$

Due to evaporation of droplets there is mass transfer between two phases. Amount of mass transfer is calculated by Eq. 24.

$$N_i = k_c\left(C_{i,s} - C_{i,\infty}\right) \quad (24)$$

$$C_{i,s} = \frac{p_{sat}(T_p)}{RT_p} \quad (25)$$

$$C_{i,\infty} = X_i\frac{P}{RT_\infty} \quad (26)$$

An appropriate Sherwood number correlation is presented in Eq. 27.

$$Sh_{AB} = \frac{k_c d_p}{D_{i,m}} = 2.0 + 0.6Re_d^{1/2}Sc^{1/3} \quad (27)$$

Parcel mass is updated with Eq. 28.

$$m_p(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_p M_{w,i}\Delta t \quad (28)$$

Parcel diameter is updated according to Eq. 29.

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{4k_\infty}{\rho_p c_p d_p}\left(1 + 0.23\sqrt{Re_d}\right)\ln\left[1 + \frac{c_{p,\infty}(\tilde{T}_\infty - T_p)}{h_{fg}}\right] \quad (29)$$

Heat transfer between the droplet phase and gaseous flow is considered as per Eq. 30.

$$m_p c_p\frac{dT_p}{dt} = hA_p\left(\tilde{T}_\infty - T_p\right) + \frac{dm_p}{dt}h_{fg} \quad (30)$$

Filming and the break-up of the film surface is represented by the LISA (linearized sheet atomization) model. Mathematical representation of this model for the present simulation is written in Equations 31 through 36.

$$\dot{m}_{eff} = \pi\rho ut\left(d_{inj} - t\right) \quad (31)$$

$$\dot{m}_{eff} = \frac{2\pi\dot{m}}{\Delta\phi} \quad (32)$$

$$\Delta\phi = \phi_{stop} - \phi_{start} \quad (33)$$

$$U = k_v\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_l}} \quad (34)$$

$$k_v = \max\left[0.7, \frac{4\dot{m}_{eff}}{d_0^2\rho_l\cos\theta}\sqrt{\frac{\rho_l}{2\Delta p}}\right] \quad (35)$$

$$u = U\cos\theta \quad (36)$$

Lastly, there is also momentum exchange between two phases; Eq. 37 describes the amount of force acting on the droplet phase.

$$F = \sum\left(\frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_p^2 24}\left(u_p - \tilde{u}\right)\right)\dot{m}_p\Delta t \quad (37)$$

2.3 Reaction Mechanism

For the sake of simplicity and computational cost a one-step global mechanism is used to describe chemistry of the reacting flow (Eq. 38). Arrhenius reaction parameters are shown in Table 1.

$$C_{12}H_{23} + 17.75O_2 \Longrightarrow 12CO_2 + 11.5H_2O \quad (38)$$

Table 1: Arrhenius parameters.

Parameter	Value	Units
Pre-exponential Constant	2.587e+09	$[m^{1.5}/s\ kmol^{0.5}]$
Activation Energy	1.256e+08	$[J/kmol]$
Temperature Exponent	0	$[K]$

Parameters related to eddy dissipation concept model are handled in Equations 39 through 41.

$$\zeta^* = C_\zeta \left(\frac{\nu\epsilon}{k^2}\right)^{1/4} \quad (39)$$

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{\nu}{\epsilon}\right)^{1/2} \quad (40)$$

$$R_i = \frac{\rho(\zeta^*)^2}{\tau^*[1-(\zeta^*)^3]}(Y_i^* - Y_i) \quad (41)$$

2.4 Numerical grid for simulations

The numerical grid consists of ~10^6 polyhedral elements total for the flame tube and annulus. Figure 3 presents a couple of close up views of the numerical grid. A grid independence study indicated this grid arrangement satisfactory for the purpose of RANS simulations.

3. Results and Discussion

Boundary conditions for the simulations are presented in Table 2. Note that these figures correspond to on-design-point operating condition of the turboshaft engine.

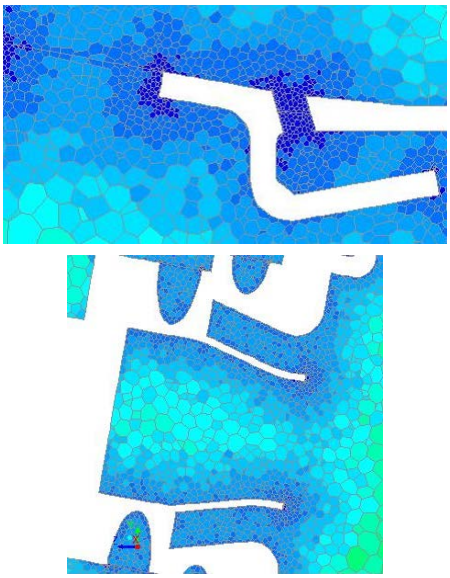
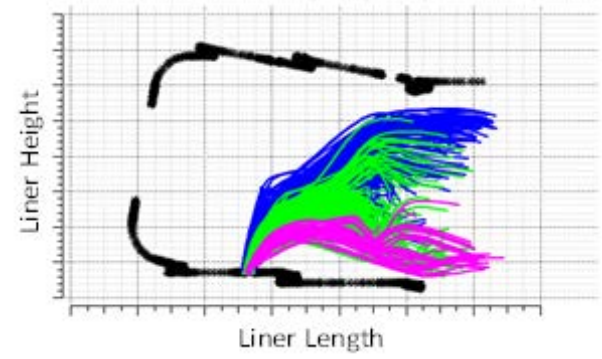


Figure 3. Finite volume grid used in the simulations.

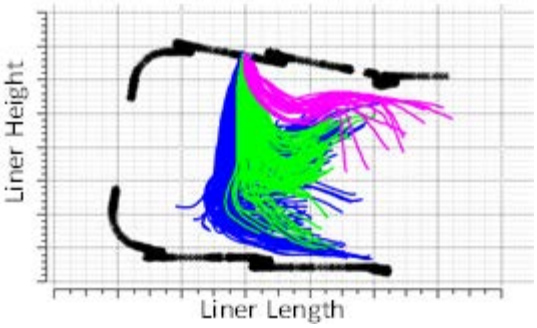
Table 2. Boundary conditions for numerical simulation.

Inlet	
Mass Flow Rate	0.094 kg/s
Pressure Differential	0 Pa
Turbuelence Intensity	10 %
Hydraulic Diameter	18.1 mm
Total Temperature	575 K
N_2 Mass Fraction	0.767
O_2 Mass Fraction	0.233
Outlet	
Pressure Differantial	0 Pa
Turbulence Intensity	10 %
Hydraulic Diameter	44 mm
Total Temperature	1370 K
Species Mass Fraction Gradients	0
Injector (for a single injector)	
Mass Flow Rate	0.7 g/s
Temperature	300 K
Internal Pressure	1101325 Pa
Spray Start Angle	0 degree
Spray Start Angle	360 degrees

Spray Half Cone Angle	12
Liquid Leaf Constant	0.5
Atomizer Dispersion Angle	12 degrees



a. Inner Liner Jets



b. Outer Liner Jets

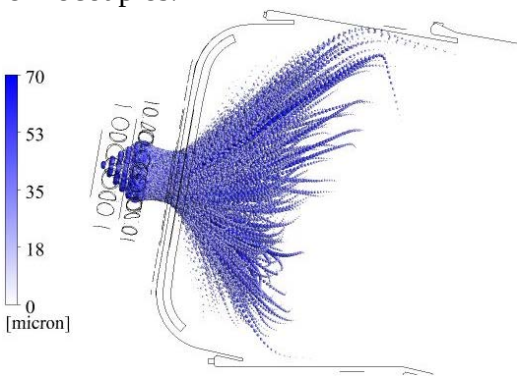
Figure 4. Liner jet trajectories (blue: between the sectors, green: across the injector, purple: beside the injector).

Figure 4 presents liner jet trajectories for several cross sections indicated by color-coding. Some of the jets are clearly seen to over penetrate the cross flow reaching up to liner across. Figure 5 demonstrates dynamics of the droplet phase. Figure 6 shows normalized temperature contours. Normalization is performed with respect to the adiabatic flame temperature. When one considers Figures 5 and 6 simultaneously it is seen that at locations close to the liner walls droplet evaporation and subsequent combustion continues suggesting the possibility over heated liner walls. It might be necessary to resign the combustor features to alter these dynamics. Figure 7 presents heat release contours at the center plane indicating high heat release due to combustion at locations

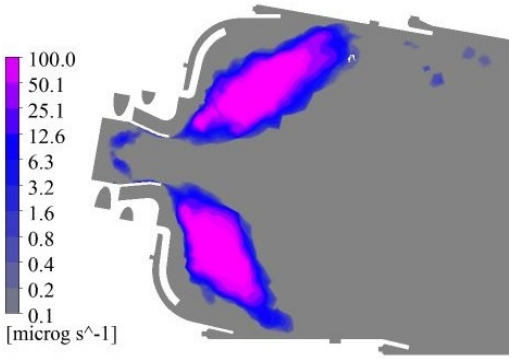
4. Conclusion

A coupled Euler-Lagrange approach is chosen to simulate the reacting flow field within the reverse flow combustor of a 1000-hp class turboshaft engine. Eddy Dissipation Concept provides meaningful results for the present case. Results indicate that liner walls are subjected to flame (as clearly indicated by Figure 6); therefore a design improvement is necessary should this behavior be consistent with experimental observations.

Note that for this generic geometry there is no data in the open literature that can be used for benchmarking. Therefore for prospective research experiments are being planned for comparison and validation before changing the geometry of the liner. These experiments shall consist of PIV velocity measurements, liner temperature measurements with thermal paint and also exit plane temperature measurements with thermocouples.



a. Droplet sizes and trajectories



b. Droplet Evaporation Rate

Figure 5. Dynamics of the disperse phase.

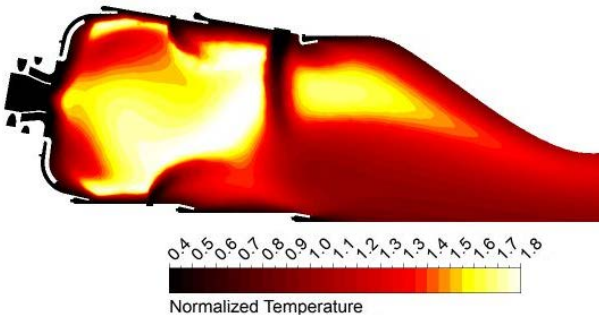


Figure 6. Combustor outlet normalized temperature distribution at the center plane

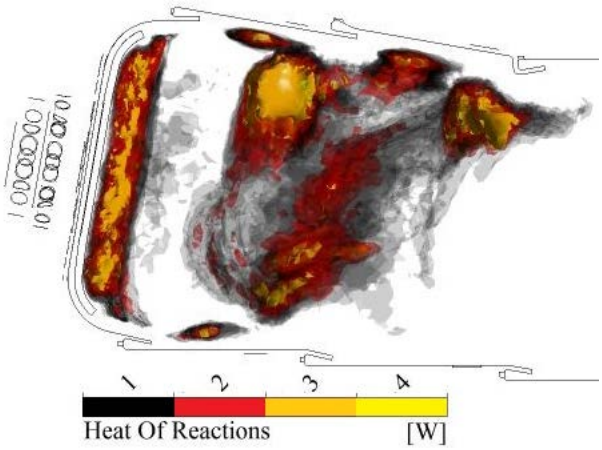


Figure 7. Heat release contours (scale is logarithmic)

Acknowledgements

Financial support from the Turkish Ministry of Science, Industry and Technology under contract number 009.STZ.2013-1 is gratefully acknowledged.

References

[1] A. H. Lefebvre and D. R. Ballal, Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. Taylor and Francis Group, 2010.

[2] W.J. Dodds and D.W. Bahr, Combustion System Design, in A.M. Mellor ed., "Design of Modern Gas Turbine Combustors", pp. 343-476, Academic Press, San Diego, 1990.

[3] E.R. Norster, Combustor Aerodynamics, in Northern Research and Engineering Corporation, "The Design and Development of Gas Turbine Combustors", Woburn, Massachusetts, Volume I

[4] J.D. Mattingly, Aircraft Engine Design. American Institute of Aeronautics & Astronautics, 2002.

[5] I. R. Gran and B. F. Magnussen, "A Numerical Study of a Bluff-Body Stabilized Diffusion Flame. Part 2. Influence of Combustion Modeling and Finite-Rate Chemistry," Combust. Sci. Technol., Vol. 119, No. 1–6, pp. 191–217, 1996.

[6] D.P. Schmidt, I. Nouar, P.K. Senecal, C.J. Rutland, J.K Martin, R.D. Reitz, and J.A. Hoffman, "Pressure-Swirl Atomization in the Near Field", SAE Technical Paper No: 1999-01-0496, 1999.

[7] S. Jain, "Three Dimensional Simulation of Turbulent Particle Dispersion", PhD Thesis, University of Utah, Utah, USA, 1995.

[8] B.F. Magnussen, "The Eddy Dissipation Concept: A Bridge Between Science and Technology", ECCOMASS Thematic Conference on Computational Combustion, Lisbon, Portugal,

NUMERICAL INVESTIGATION OF DIESEL ENGINE SWIRL ON PERFORMANCE AND EMISSIONS

Cengizhan Cengiz

ccengiz@ford.com
Ford Otosan A.Ş. Sancaktepe AR-GE Merkezi, İstanbul, TÜRKİYE

ÖZET

Bu çalışmada, hem yüksek hem de düşük çevri oranına sahip yanma odasındaki hava hareketlerinin oluşumu ile alevin başlaması, ilerlemesi; kurum ve NOx emisyonlarını oluşum düzeyleri bir dizel motorunda incelenmiştir. Bunun için hesaplamalı benzetimler kullanılarak silindir içi dolgu değişimi, çevri oranı, yanma hızı, alev yayılımı ve egzoz emisyonları hesaplanmıştır. Sonuçlara baktığımızda, yüksek çevri oranına sahip port geometrili yanma odası, yüksek hızlara ulaşmakta ve böylece alev yayılmasını çevri istikameti doğrultusunda doğrudan etkilemektedir. Yanmanın erken evrelerinde, çevri oranının yanma hızı üzerine önemli bir etkisi bulunmamasına rağmen, difüzyon alevi aşamasında, yüksek çevri oranına sahip yanma odası daha yüksek yanma hızına ve NOx emisyonlarına çıkmaktadır. Ayrıca, geç safhalarda, komşu yakıt enjeksiyonlarının oluşturduğu alev ilerlemesi birbiri üzerine binmekte ve oksijen azlığı sebebiyle kurum oluşumu artmaktadır. Diğer taraftan, düşük çevri oranlı yanma odası, alev oluşumu safhasında daha yüksek yanma hızına ulaşırken, difüzyon alevi sırasında daha düşük yanma oranlarında kalmaktadır.

Anahtar kelimeler: Dizel motorları, alev ilerlemesi, çevri oranı, kurum ile NOx oluşumu, yanma hızı

ABSTRACT

The present study investigates the flow structures of the combustion chamber, flame initiation and propagation, soot and NOx emissions production and distribution on high and reduced swirl port geometries in diesel engines. For this purpose, numerical simulations are performed to calculate in-cylinder air charge, swirl ratio, fuel burn rate, flame propagation and emissions. The results shown that, high swirl ports geometry combustion chamber generates higher velocity profile thus; it affects the flame propagation on the swirl direction directly. In the early phase of the combustion is not significantly affected by the swirl, but in the diffusion flame propagation high swirl combustion chamber generates higher burn rates and NOx emissions. In addition, in the late phase, flame propagation based on neighbor fuel injection overlaps each other and soot production is increased due to the lack of oxygen in the high swirl geometry chamber. On the other hand, low swirl combustion chamber generates better burn rate in the flame initiation period but lower burn rate in the diffusion flame phase.

Keywords: Diesel engines, flame propagation, swirl ratio, soot & NOx emissions, burn rate

1. INTRODUCTION

Emissions regulations have become more important due to restrict the targets of fuel efficiency and exhaust emissions. Moreover, the demand of the DI Diesel engines for heavy duty market is changing due to the transportation facilities with a high torque level demand. Therefore, new generation high torque engines have become more popular on the market. In addition, emission regulation requirements are hard to satisfy the soot and NOx emission levels without any thermal efficiency losses [1]. Combustion chamber optimization has become crucial to reduce the emissions to design efficient engines. In diesel engines, air-fuel mixture preparation defines the combustion quality and emission level of the engine. The mixing phenomena is related with the air preparation based port generated swirl, piston bowl shape and injection quality. Air motion characteristics with the interaction of fuel spray define the mixture preparation, combustion and exhaust emissions of NOx and soot. A well design port and well defined swirl ratio can charge the engine without any pumping losses with required flow field and swirl based structures to generate air/fuel mixing process to satisfy the efficient flame propagation with less soot and minor NOx emission increment [2]. In this work, air preparation and flow field of the combustion chamber before ignition and also flame propagation and emission prediction is investigated.

2. NUMERICAL SIMULATONS

2.1. ENGINE SETUP

In this study, turbo-charged, water-cooled, four-strokes, Ford Otosan Ecotorq 9lt engine is used. The specifications of the engine is mentioned in Table 1

Table 1

Basic parameters of the engine

Bore [mm]	115
Stroke [mm]	144
Rated speed [rpm]	2200
Swept volume [l]	9
Rated power [kW]	280
Compression ratio [-]	17.6:1
Injection system	Common- rail
Number of nozzle holes	8

2.2. NUMERICAL SCHEMA

The simulations are performed on three dimensional (3D) computational fluid dynamics (CFD) code, called Converge CFD. The code can capable of solving the compressible flows of three dimensional, chemically reactive, transient fluid flows in complex geometries and moving surfaces [3]. For the simulations, RNG k-epsilon model [4], Characteristic Time Scale with multi-scale Model (CTC) [5] and global reaction chemistry was used. The chemistry mechanism consists of fuel, O_2, N_2, CO_2, H_2O, CO, and H_2 [3] to solve equilibrium species and extended-Zeldovich mechanism is used to solve NOx emissions. C_7H_{16} fuel is used as a surrogate fuel to represent diesel combustion.

In the simulations, single cylinder engine geometry with valves, ports is used. Engine geometry is shown in Figure 1 below. A full four stroke cycle was performed on 720° crank angle (CA) to resolve flow field and full combustion chamber.

An Adaptive Mesh Refinement (AMR) algorithm with sub-grid model is used to resolve temperature and velocity values of the computational domain with minimum usage of cell size [6].

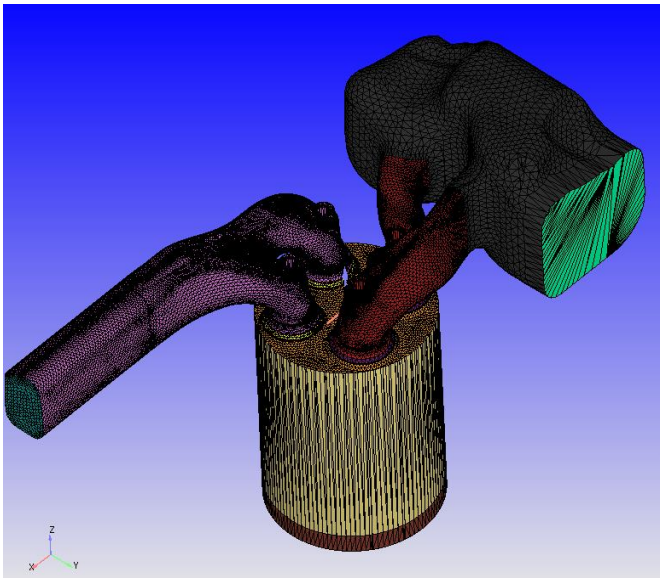


Figure 1 3D model of the engine geometry

In order to use the advantage of the AMR algorithm, 4mm base mesh size is used and minimum mesh size of 0.25 mm is used depends on temperature and velocity gradient on the flow field. Mesh size of the flow field is varied up to 2500k cells. [7]
The basic initial and boundary conditions of the simulation is given in Table 2.

Table 2
Initial & Boundary Conditions of the simulation

Initial Pressure @IVC [bar]	115
Initial Temperature @IVC [bar]	144
Engine Operating rpm [rpm]	2200
Residue Gas Ratio [%]	3.1
Start of Injection [°CA ATDC]	-6.5
Fuel Injection Quantity [mg/stroke]	146
Piston Wall Temperature [K]	580
Liner Wall Temperature [K]	420
Flame-deck Wall Temperature [K]	480

2.3 PORT GEOMETRY

In this study, two port geometries are compared. In the base port geometry, high swirl port geometry is investigated. The second geometry, reduced port geometry is defined to be low swirl port. The main difference between high swirl and low swirl port is on the helical port. There are two swirl ports on the engine geometry. Outside port is called "Tangential Port" which is responsible to generate swirl on near cylinder walls. On the other hand, inside, "Helical Port" is responsible to generate swirl on the center region of the combustion chamber. As a result, flow field of the combustion chamber and swirl ratio is a combination of the tangential and helical port swirl characteristics.
On the reduced port geometry, passage thickness of the helical port is reduced. Moreover, the volume size of the circular structure is increased to satisfy the low swirl engine concept. The comparison of the base (green) and alternative port (red) concepts are given in Figure 2 below.

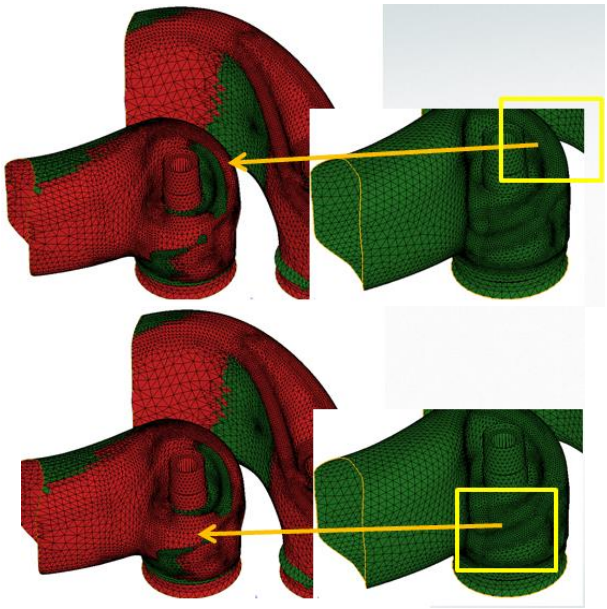


Figure 2 Engine Port Geometries

3. RESULTS & DISCUSSION

In the simulation process, initially, simulation results are verified with the 1D thermodynamics simulation data correlated with dynamometer. 1D modeling has critical role to obtain crank based the pressure and temperature values of intake and exhaust ports for the 3D simulations.

In the first step, simulation result is validated with the 1D/dynamometer correlation pressure curves. As it is seen in Figure 3, the correlation result is well- confirmed with dynamometer data.

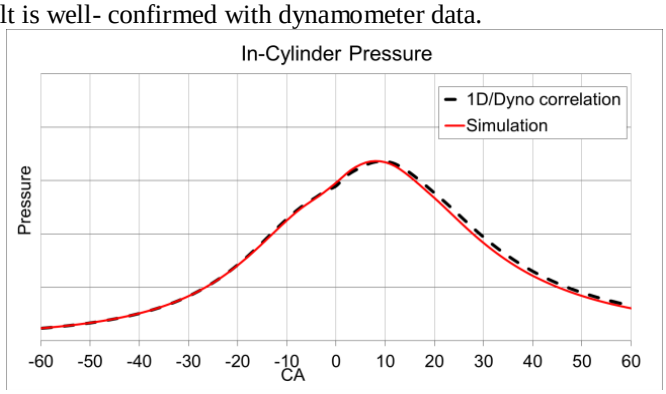


Figure 3 1D/Dyno & Simulation Pressure Comparison

In the Figure 4, swirl ratio of baseline and reduced swirl port geometries are shown. In the base swirl ratio, at top dead center position (TDC), base and reduced port geometries generate 2.59 and 1.57 swirl ratio values respectively.

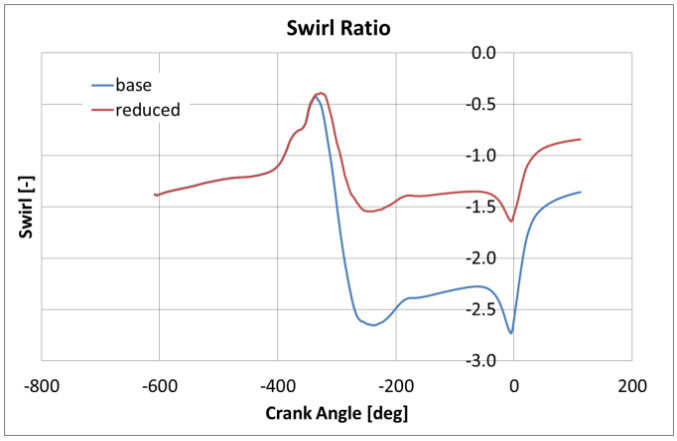
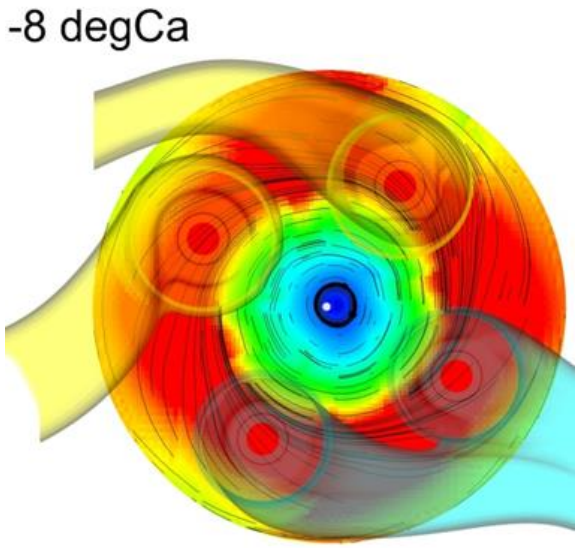
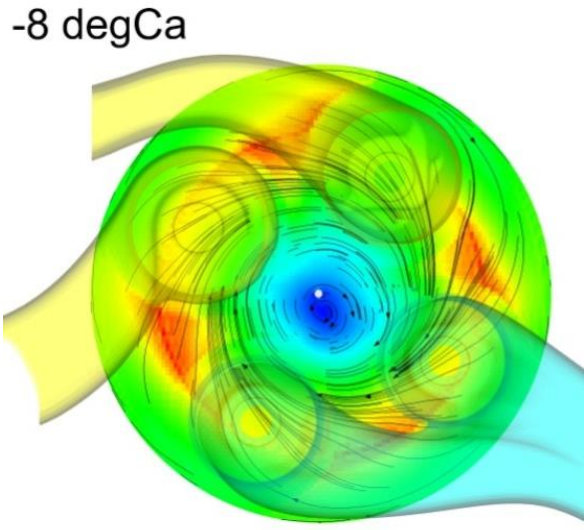


Figure 4 Swirl Ratio of Base and Reduced Port Geometries

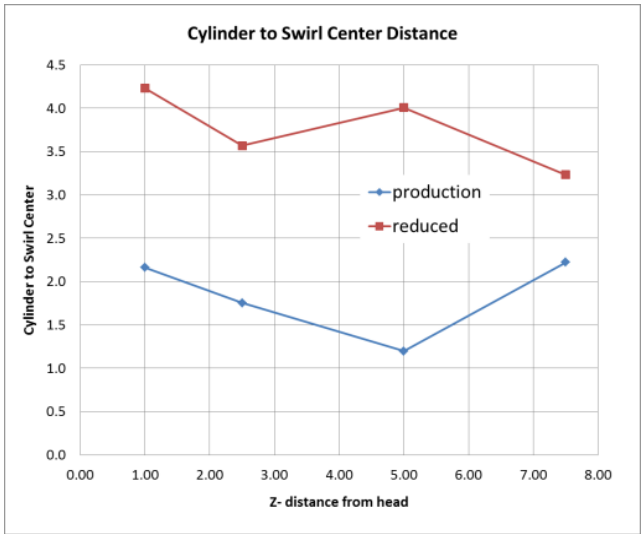
Simulation results are shown in Figure 5 that the swirl centre axis is nearly coincident with the combustion chamber centre axis shows that the distance between swirl centre and cylinder centre. Maximum distance differs from 1 mm up to 2.5 mm for base port and 3.5mm to 4.5 mm for reduced swirl port geometry before start of injection period.



a) Base velocity profile



b) Reduced velocity profile



c) Swirl center distance from cylinder axis

Figure 5 Velocity profile a) base port, b) reduced swirl port, c) swirl center distance from cylinder axis

In Figure 6, maximum velocity magnitude of the base port geometry reaches up to 40 m/s flow velocity before combustion phase and for the reduced port geometry, maximum flow velocity is lower than 25 m/s. Section results on the longitudinal axis are shown in the Figure 6 below.

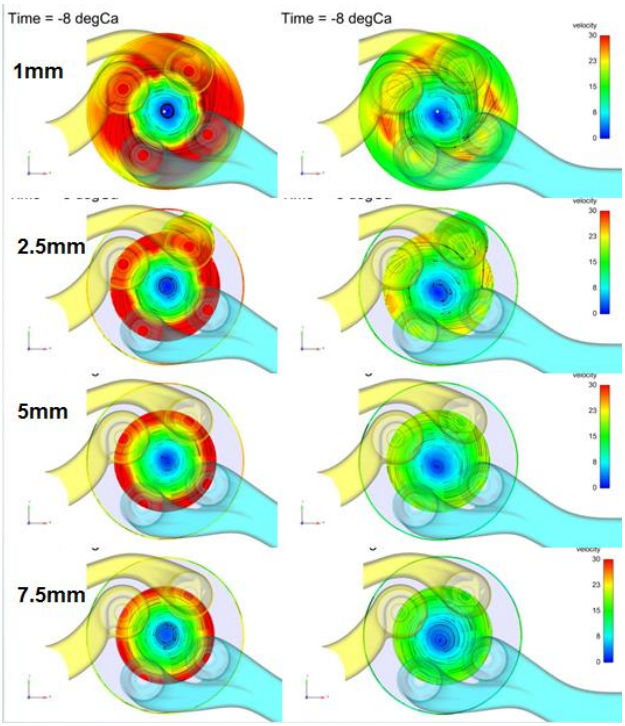


Figure 6 Sectional views of flow field on different sections of the combustion chamber

Figure 7 shows the combustion behavior of the port geometries during engine cycle. On the PV diagram, in the intake process, reduced port geometry charges the cylinder (0.8%) better than base case due to the higher cross-sectional area of the port geometry. On the other hand, in the expansion stroke combustion behavior has no affected by the charged air difference. Moreover IMEP values of the engine differs not more than 0.6% percent.

As it was mentioned in Figure 8, reduced swirl port generates better heat release rate compared to base geometry. In both cases start of injection (SOI) values are set same CA. On the flame initiation period, gradient of heat release rate

seems to be similar. On the other hand, in the reduced swirl case flame propagation is faster than the base port geometry.

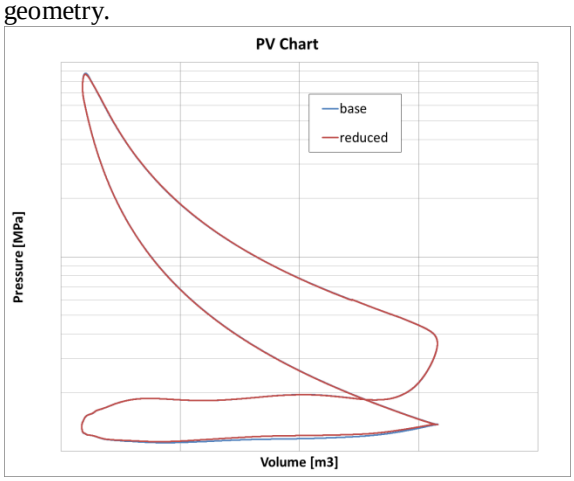


Figure 7 PV diagram of the different port geometries

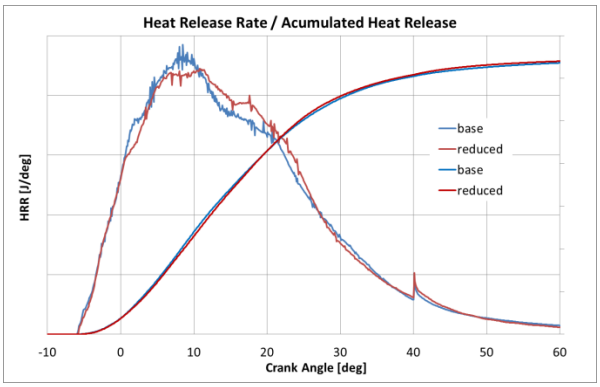


Figure 8 Heat Release Rate /Accumulated Heat Release Curves

The reason of the flame behavior is directly related with the swirl ratio. Figure 9 shows the equivalence=1 iso-surface plots on different CA. In the reduced swirl port geometry, flame propagation is faster than base geometry. After 12° after top dead centre (ATDC), base flame propagation diffuses on whole the combustion chamber.

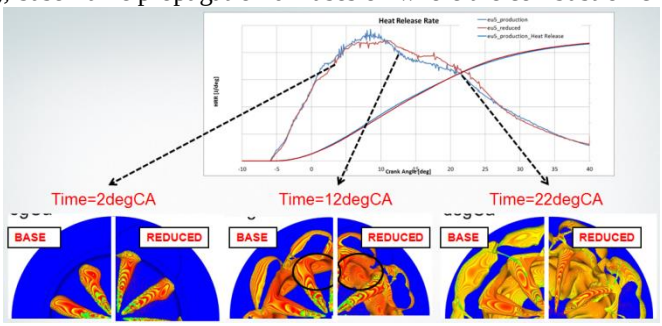


Figure 9 Flame Propagation of Base & Reduced Geometry

Figure 10 shows the emission behaviors of the port geometries. It was shown that, soot density on the base port geometry, soot accumulation is located near liner region at 32° ATDC. On the reduced swirl port geometry, soot accumulates on the center of the combustion chamber.

a) Production b) Reduced

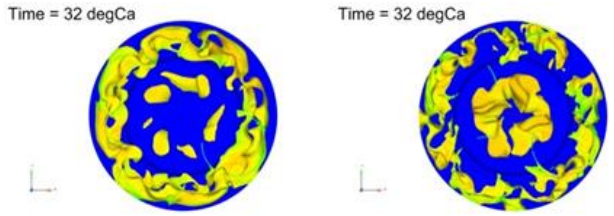


Figure 10 Soot distributions on combustion chamber

Average in-cylinder temperature values on both geometries results very similar. In the Figure 11 maximum average temperature reaches up to 3000 K during combustion.

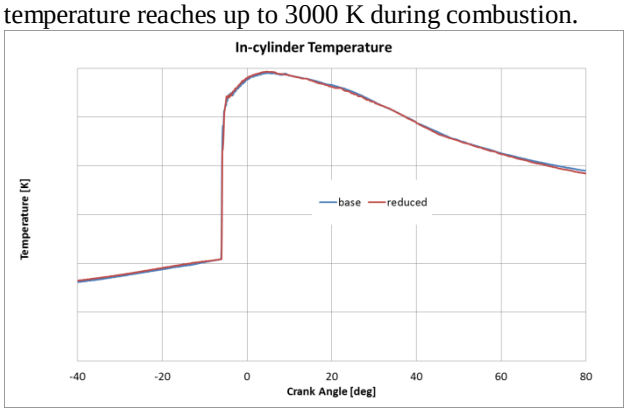


Figure 11 In-cylinder temperature values

There is a minor difference on in-cylinder temperature value which indicates NOx emissions of the base and reduced port geometries seems to be same level [8].

Figure 12, 13 shows the soot and NOx emission comparison, respectively. As it is seen, that base geometry produces both higher NOx and soot emissions.

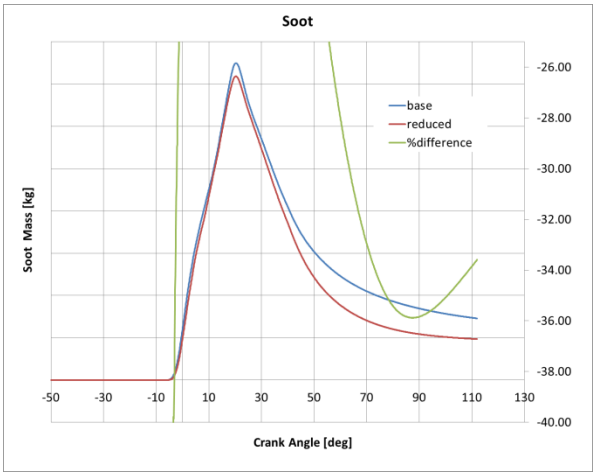


Figure 12 Soot emissions of port geometries

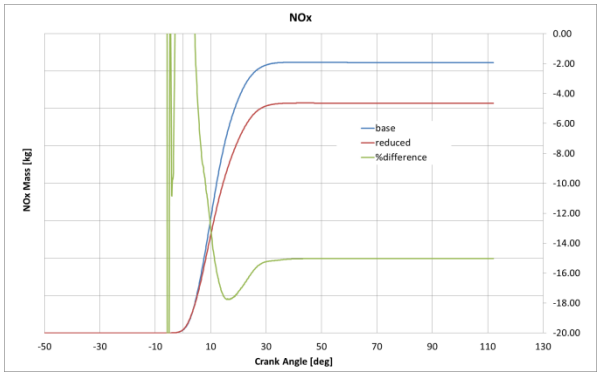


Figure 13 NOx emissions of port geometries

On the other hand, locations of the NOx generation regions are totally different. On the reduced port geometry, flame is not propagated on the swirl direction results NOx accumulation on the center of the combustion chamber seen in Figure 14. On the other hand, flame propagates on the swirl direction on the base geometry. Therefore, NOx generations are located on the middle region of the combustion chamber. However, on the base geometry, each nozzle spray jets generate huge flame propagation on the swirl direction and neighbor flames structures overlaps each other. On the overlap regions, flame surface cannot mix with unburned fresh oxygen zone. As a result, soot emissions are increased due to the lack of oxygen and fuel rich high temperature zone occurrence [9].

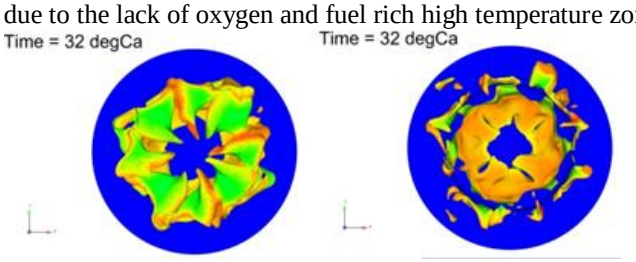


Figure 14 NOx distributions on combustion chamber

CONCLUSIONS

A numerical simulation is conducted in Converge CFD to analyze the combustion behavior. A high swirl and a reduced swirl combustion system are investigated on full engine geometry to investigate the intake charge, flame propagation, emission prediction and distribution. From the study above, the conclusion is summarized as:

1) Intake mass charge of the different port geometries cannot affect the air mass significantly when minor modifications are done on the port geometries.
2) In high swirl ports geometries, velocity profile of the flow field affects the flame propagation on the swirl direction directly.
3) In the early phase of the combustion is not significantly affected on the swirl, but in the diffusion flame propagation high swirl combustion chambers generates higher heat release rates and NOx emissions.
4) Swirl characteristics influence the soot production due to the flame overlap regions on the combustion chamber.

REFERENCES

[1] Heywood, J. B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, MC Graw Hill Publications, 1996

[2] Khan, I., Wang, C., and Langridge, B., “Effect of Air Swirl on Smoke and Gaseous Emissions from Direct-Injection Diesel Engines,” SAE Technical Paper 720102, 1972,

[3] Richards, K. J., Senecal P. K., and Pomraning E., Converge Theory Manual, Middleton, WI, 2012.

[4] Han, Z. Y. and Reitz, R. D., "Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines uisng RNG k-e Models," *Combust. Sci. and Tech.*, no. 106, pp. 267-295, 1995.

[5] Xin, J., Montgomery, D. T., Han, Z. and Reitz, R. D., "Computer Modeling of the Six-Mode Emissions Test Cycle of a DI Diesel Engine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 119, p. 683, 1997.

[6] Pomraning, E., Richards, K., and Senecal, P. K., “Modeling Turbulent Combustion Using a RANS Model, Detailed Chemistry, and Adaptive Mesh Refinement,” *SAE Technical Paper*, no. 2014-01-1116, 2014.

[7] S. P. e. all, «PREDICTIONS OF TRANSIENT FLAME LIFT-OFF LENGTH WITH COMPARISON TO SINGLE-CYLINDER OPTICAL ENGINE EXPERIMENTS,» %1 içinde ICEF2013, Michigan, USA, 2013.

[8] e. a. LiWang Su, "Numerical analysis on the combustion and emission characteristics of forced swirl combustion system for DI diesel engines," *Energy Conversion and Management,* no. 86, pp. 20-27, 2014.

[9] Z. H. e. all., "Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Mutiple-Injection in a Diesel Engine," *SAE Technical Paper,* no. 960633, 1996.

EXPERIMENTAL ANALYSIS AND CFD SIMULATIONS OF A TURBOCHARGER COMPRESSOR

BİR TURBOŞARJ KOMPRESÖRÜNÜN DENEYSEL ANALİZLERİ VE HAD SİMULASYONLARI

Zafer ÇANGA,[1]*, Essam ABO-SERIE[2], Kazım ÇARMAN[3]

[1]KOSGEB , Konya, Turkey
[2]Mechanical Engineering , Mevlana University, Konya, Turkey
[3]Agricultural Machineries and Technologies Engineering, Selçuk University, Konya, Turkey

Abstract
In this study, the performance of a turbocharger compressor was investigated via experimental testing and 3-D CFD simulations. The SFR1015 Turbocharger manufactured at Saffer Turbocharger in Turkey was tested experimentally under steady flow conditions. The performance map of the compressor was produced by using the test data for rotational speeds of the turbocharger between 60000 rpm and 150000 rpm. As a critical region for stable operation of the turbocharger, the surge line on the map was carefully determined. CFD simulations were carried out using Star-CCM+ software for four different operating points at the speed of 120000 rpm. The experimental analysis and CFD results under steady flow conditions show good agreement at lower flow rate with more uncertainty at higher flow speeds. Furthermore, CFD analyses showed that different geometry designs can be considered to improve the compressor performance.

Keywords: Centrifugal compressor, turbocharger performance map, compressor CFD, turbocharger testing.

Özet
Bu çalışmada, bir turboşarj kompresörünün performansı deneysel test yöntemi ve 3 boyutlu HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) simulasyonu ile incelenmiştir. Türkiye'de turboşarj üretimi gerçekleştiren Saffer Turbocharger işletmesinde, SFR1015 model turboşarj, kararlı akış şartlarında çalışan test düzeneğinde test edilmiştir. 60000 1/dak ile 150000 1/dak arasındaki turboşarj devirlerinde elde edilen test verilerinden, kompresör performans haritası çıkartılmıştır. Turboşarjın kararlı çalışma bölgesini belirleyen kritik önemdeki dalgalanma (surge) hattı, performans haritası üzerinde belirlenmiştir. 120000 1/dak dönüş hızında dört farklı çalışma noktasında HAD analizleri Star-CCM+ yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları ile HAD sonuçları, düşük akış hızlarında oldukça benzerlik gösterdiği halde yüksek akış hızlarında sapmalar meydana gelmektedir. Ayrıca HAD çalışmaları, turboşarj kompresörünün performansını artırmak için farklı geometri tasarımlarının yapılabileceğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler : Santrifüj kompresör, turboşarj performans haritası, kompresör HAD, turboşarj testi

*Corresponding author address : KOSGEB Konya Müdürlüğü, BÜSAN San. KOSGEB Cd. No:53 Karatay/Konya
E-mail address : zafer.canga@kosgeb.gov.tr

1. Introduction

Turbochargers are commonly used in the automotive industry to increase the power output of an internal combustion (IC) engine. The application of turbocharger enables automotive manufacturers to adopt smaller displacement engines, commonly known as "engine downsizing" [1]. The recent tight engine emissions legislation in addition to customer requirements of having low purchasing and yet attain high performance and low fuel consumption engine results in having automotive turbocharged engine popular and turbochargers are widely used particularly in diesel engines [2].

The behavior of a turbocharger is mainly identified by experimental test and the result is often presented in the turbo compressor maps, which contains information on how the compressor will perform at different engine operating conditions [3]. The compressor map has three limitations that restrict the map width and height. These are the surge-line and the choke-line, and the maximum compressor speed line. The surge corresponds to a periodic return of the compressed fluid through the compressor into its inlet. This is usually accompanied with high noise and cause a significant drop in the efficiency and a deterioration in the compressor blades. At the choke-line, the flow reaches the speed of sound at the narrowest cross section at the inlet of the compressor wheel. If this condition is reached, a further increase in flow-rate is not possible. The impeller maximum speed is limited by the allowable mechanical stresses in the impeller [4]. The compressor operating range has to be examined whether it is matching the engine. If the map range is not adequate, a new impeller has to be designed.

In order to investigate the phenomena occurring in turbochargers, and identifying the compressor map several experimental facilities have been designed and manufactured [5,6]. The commercial test benches commonly adopt a combustion chamber to feed the turbine with steady flow. On the other hand many experimental facilities have also been proposed and used to study unsteady turbocharger flow regimes [7]. Because of complex geometry of the turbocharger compressor, for both volute and impeller, it is not only time consuming but also expensive to only depend on experimental work to design the compressor. Moreover, experimental testing cannot provide guidance on the necessary geometrical modifications to achieve or improve the required performance. For this reason, it becomes more economical and common practice to use mathematical model to identify the turbocharger performance using 1-D or 3-D CFD software [8].

Numerous CFD studies on the prediction of compressor performance have been carried out by many researchers and turbocharger manufacturers. A hierological structure consisting of 4 levels to analyze the flow structure in the compressor; starting from simple steady-state on a single-blade with a vaneless diffuser to the most sophisticated model which involves a full-stage analysis of an unsteady turbulent flow through the entire centrifugal stage, all the way from impeller inlet to the discharge of the scroll/volute/collector. The results of each level of analyses in comparison with the test data showed the importance and potential benefit and limitations of using CFD for different level of model complexity [9]. In fact, CFD solutions are more difficult to obtain, as the device operation approaches the surge line. Because steady-state CFD naturally suffers from "convergence" issues at the low mass-flows where the flow regime becomes unsteady.

In the present paper, compressor of the SFR1015 turbocharger has been both numerically analyzed using STARCCM+ CFD commercial package [10] and experimentally tested using a continuous flow test rig.. In the following sections of the paper, the test facility description and testing procedure are defined and then CFD studies are reported. Finally, results of experiments and simulations are compared and discussed.

2. Experimental Work and Modeling Techniques

2.1. Description of the experimental work

The experimental work was carried out at the continuous flow turbocharger test facility available at the Saffer Turbocharger company, shown in Figure 1. The facilities are used for identifying the performance of turbocharger compressors with mass flow rate within the range of 0.01-0.45 kg/s.

The test rig is composed of seven main sub-systems: combustion system, pneumatic control and regulating system, measuring and control system, lubrication system, data acquisition and processing system, monitoring system and security system. Both the compressor and turbine temperature and pressure at the inlet and outlet as well as the flow rate are measured and monitored remotely through the control panel. Using electrical control valves and set of sensors, the turbine inlet temperature, pressure and flow rate and also the compressor mass flow rate can be controlled. The main components of the system are shown in Figure 2.

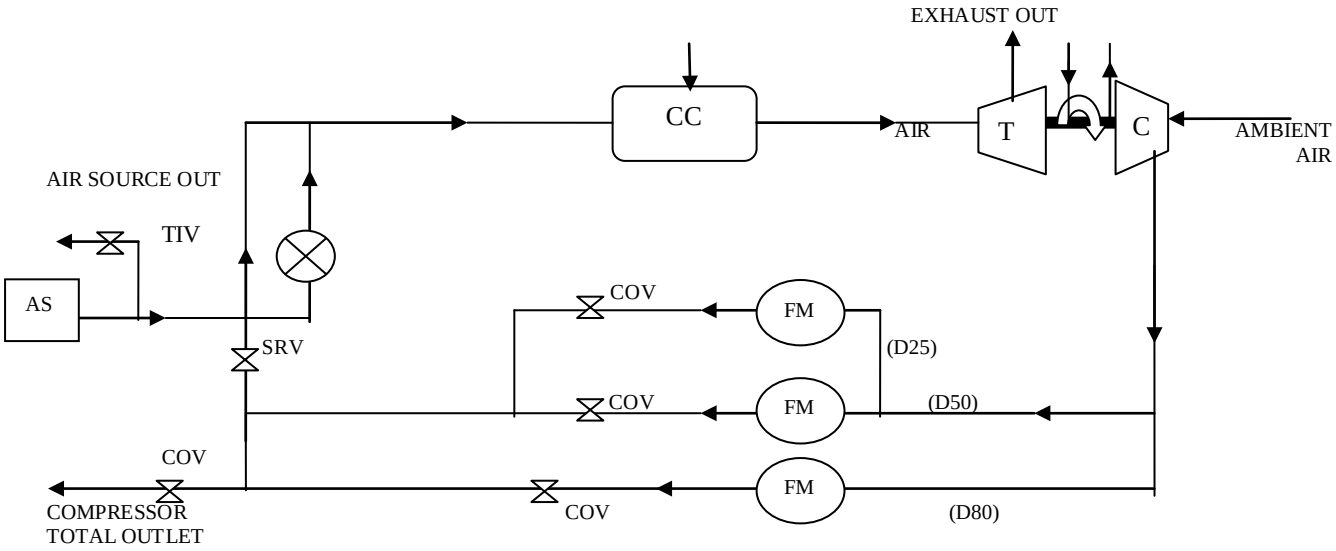
To obtain the compressor performance map, the turbocharger speed is initially fixed at a specific value by regulating a turbine inlet control valve and fuel pressure regulator. The compressor mass flow rate is then varied while keeping the same turbocharger speed to cover the whole range of operation from the surge to chocking conditions. The compressor output pressure and temperature are recorded using the data acquisition system at each flow rate after at least 3-5 minutes steady operation of the turbocharger.

The tests are then repeated for different impeller speeds. At least six flow rate points are used to plot each constant impeller speed line in the compressor map. Special attention has been paid to the starting point on the constant peed line which corresponds to the surge condition.





Figure 1: Saffer Company turbocharger test facilities



AS	Air Supplier	FT	Fuel Tank
C	Compressor	LT	Lubrication Tank
CC	Combustion Cell	SRV	Self-Recycling Valve
COV	Compressor Outlet Valve	T	Turbine
FM	Flow Meter	TIV	Turbine Inlet Valve

Figure 2: Schematic diagram of Saffer Turbocharger test facility

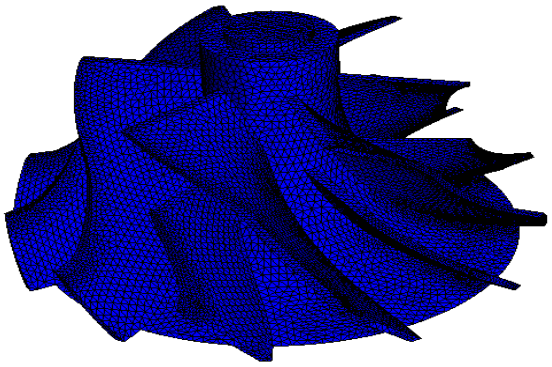
The airflow admitted to the compressor is reduced slowly using an electric valve until the turbocharger rotating speed begins to oscillate associated with an audible noise. In such a circumstance, the operation point is distinguished as surge point and the corresponding measured mass flow is taken as a surge mass flow.
Experimental works were conducted at six different turbocharger rotating speeds, starting with, 60000 rpm up to 150000 rpm. The results were expressed via the compressor map, which includes pressure boost rate, efficiency, surge margin and surge-line determination.

2.2 CFD Simulations

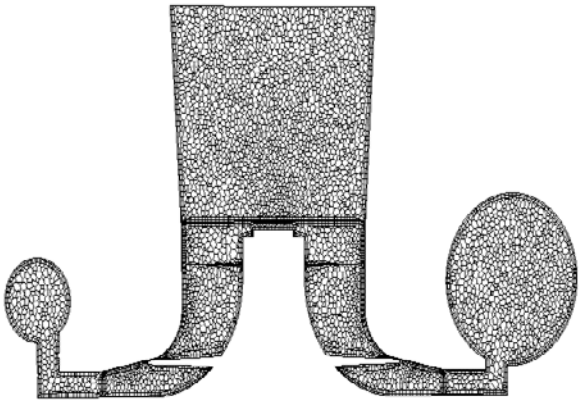
In this study the commercial CFD software Star-CCM+ has been employed to predict the complete performance curve of SFR1015 turbocharger compressor manufactured at Saffer Turbocharger.
The compressor geometry was provided by Saffer Turbocharger company and can be seen in Figure 3. The compressor wheel is situated inside the compressor house, and encapsulated with a cover which generates the Multiple Reference Frame (MRF) region. Having imported the CAD model of the compressor into the CFD software, surface and volume meshes were generated. The polyhedral mesher was used as it can fit more easily with complex geometry. Prism layers at the tip of the blades of the compressor wheel was used to accurately predict the wall shear stresses. A mesh containing about 2 million cells was used for the simulations and a coarser mesh containing 800,000 cells was examined for some simulations. The mesh structure is shown in Figure 4.
For the flow simulations of the compressor, it is essential to define boundary conditions properly. In this study, inlet stagnation conditions and pressure outlet condition were considered at the inlet and exit plane consequently. Four operating points of different flow rates were simulated at the same impeller speed of 120000 rpm. Reynolds Averagged Navier Stokes RANS equations are solved together with the energy equation and considering the shear stress transport turbulence model SST k-ω to evaluation the turbulence stresses due to its better behaviour in adverse pressure gradients and separating flow [11]. The coupled flow model was used to achieve stable and converged solution particularly at high flow velocities. In all simulations, the flow is assumed steady and ideal gas equation is employed to calculate the density. The simulation continues until there is no change in mass flow rate and residuals of the governing equations reaches at least 0.001. Post processing available in STARCCM+ is used to analyze the spatial distribution of the flow velocity vectors, pressure and turbulence parameters.



Figure 3: CAD geometry



(a)



(b)

Figure 4: Surface (a) and volume (b) mesh

3. Results and Discussions

The main results of the experimental work are reported in terms of compressor map of SFR1015 turbocharger measured through a wide operating range between rotational speeds of 60000 rpm and 150000 rpm. In Figure 5, the compressor map is produced within the stable operating area and referred to total-to-total pressure ratio (Pc) versus corrected mass flow rate (Gcmp) [11]. At each rpm value the performance curve is obtained by operating the automated throttling valve placed at the compressor delivery manifold from wide open till the opening condition corresponding to the occurrence of surge. The color contours in the map represent the total-to-static efficiency. The tested compressor showed a typical compressor map where the pressure ratio drops with the increase in airflow rate. This trend becomes more significant at higher impeller speed due to the significant duct distribution losses.

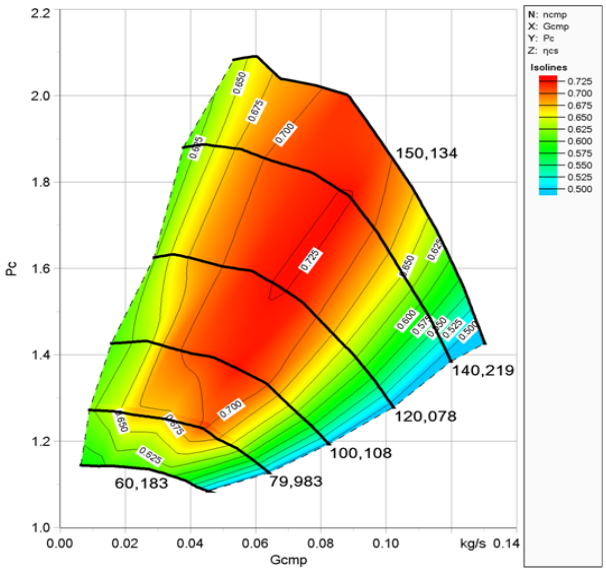


Figure 5: Compressor map of SFR1015 turbocharger

To further identify the compressor performance, three parameters at each tested impeller speed have been determined. The maximum pressure ratio (π_c) , the maximum efficiency (η_{ts}) and the range (R). The range represents the flow rates over which the compressor will operate stably. The above parameters are calculated based on the following formula at the specific impeller speed and at the maximum value of pressure ratio and efficiency:

$$\pi_c = \frac{P_2 - P_a}{P_1 - P_a} \qquad (1)$$

$$\eta_{ts} = \frac{(P_2/P_{01})^{(k-1)/k} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \qquad (2)$$

$$R = \frac{m_{choke} - m_{surge}}{m_{choke}} \qquad (3)$$

Table 1 lists the values of the three performance parameters of the tested compressor. This tables shows that the highest efficiency 72.75% can be achieved at an impeller speed of 140000 rpm. The table also shows that maximum efficiency, in general, increases with impeller speed within the tested range.

Table 1 : List of the of tested compressor parameters

Speed (rpm)	Highest Efficiency(%)	Pressure Ratio	Range
60000	61,31	1,144	0,85
80000	70,29	1,272	0,85
100000	72,44	1,432	0,81
120000	72,69	1,633	0,71
140000	72,75	1,887	0,68
150000	71,63	2,092	0,59

Figure 6 shows that the maximum efficiency reached occurs over a relatively restricted range of operation. The highest efficiency values are reached between the speed lines of 100000 rpm and 140000 rpm with a maximum value slightly higher than 72 %. In addition, pressure ratio increases with the increase in rotational speed. Combining the efficiency and pressure boost, it can be reported that the compressor has almost the same maximum efficiency of 71 % with a tolerance of 3% within a speed range 80000 to 150000 rpm. This maximum efficiency drops to 61% at speed of 60,000 rpm. The highest pressure ratio is slightly more than 2, and it can be reached at speed of 150000 rpm where the range is low. Combining the efficiency and pressure boost it can be concluded that the best operating speed for good overall performance is 140000 rpm. At low rotational speeds such as 60000 rpm and 80000 rpm, both efficiency and pressure boost rates are comparatively low, nevertheless, surge line limits are far better as the compressor can be operated with very low mass flow rates.

CFD simulations were carried out at four operating points for an impeller speed of 120000 rpm. As second order upwind scheme was used, the residuals didn't converged fully but decreased three orders of magnitude at least. The simulated results, show similar behavior to the

experimental data even though there are some deviations in magnitudes of pressure ratio particularly at higher flow rates as shown in Figure 6. This deviation may be attributed to many factors, such as errors on CAD geometry, mesh quality, turbulence stresses and computer round off. Moreover, the high velocity gradient near the tip of the impeller in the radial direction can be associated with errors due to shear force and wall effect on turbulence dissipation.

A contour plot of pressure at the compressor volute and impeller are given in Figure 7 and Figure 8, respectively. The pressure distribution through both volute and impeller are not symmetric due to the volute geometry whose section varies and therefore affects the flow velocity and pressure distribution in the impeller. This asymmetric pressure distribution along the circumference of the impeller can lead to radial force on the impeller shaft. The volute design may have to be modified to keep the static pressure constant along its length.

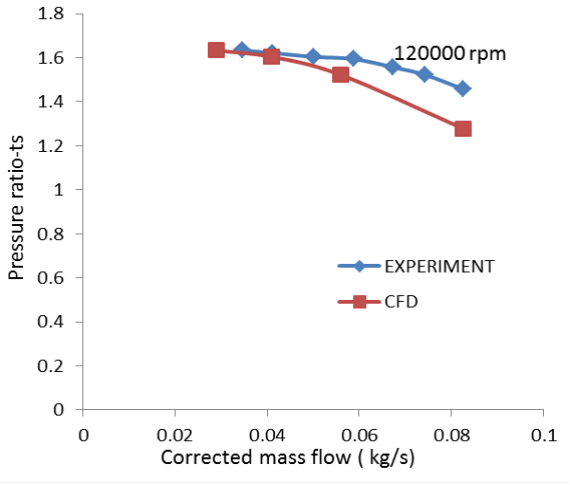


Figure 6: CFD simulations and experimental results

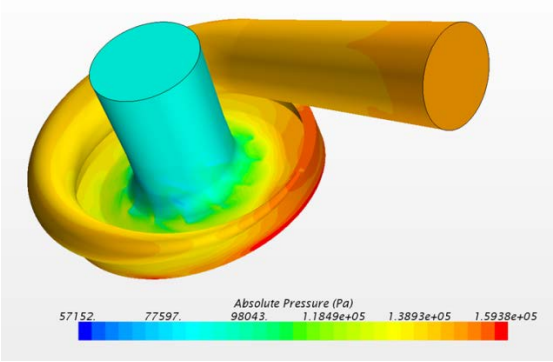


Figure 7: Contour plot of the pressure at the volute at 120000 rpm with PR 1.6

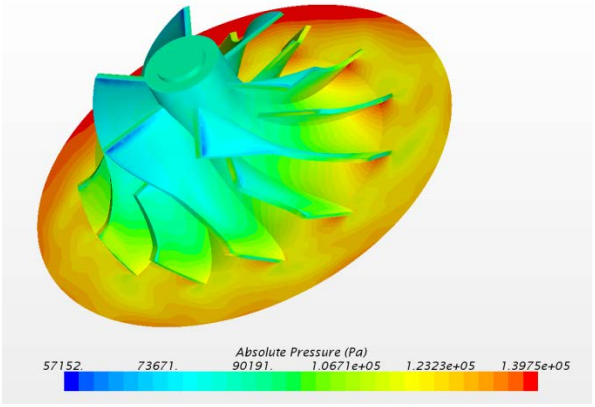


Figure 8: Contour plot of the pressure at the compressor impeller at 120000 rpm with PR 1.6

The spatial distribution of the temperature of the volute and impeller are shown in Figure 9 and 10. These figures have better symmetric distribution compared to pressure values. Maximum temperature on the impeller was found to be 380 K. The isentropic efficiency based on CFD is 0.61 while the experimental work shows a value of 0.66. The error between CFD and experimental work was estimated to 8%. The maximum error for calculating the pressure ratio was almost zero at low flow rate while at high flow rate was found to be of 12%. Further work can be carried out to identify the source of these errors.

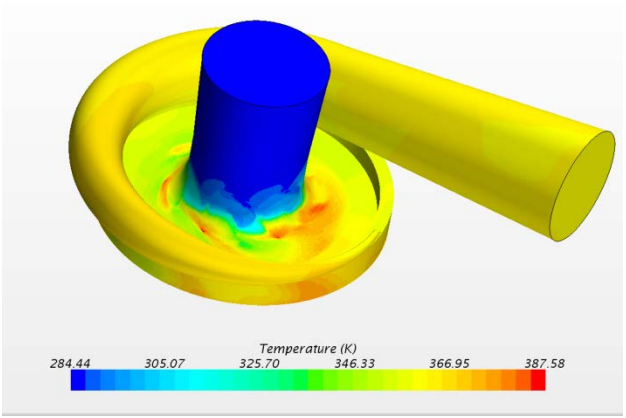


Figure 9: Contour plot of the temperature at the volute at 120000 rpm with PR 1.6

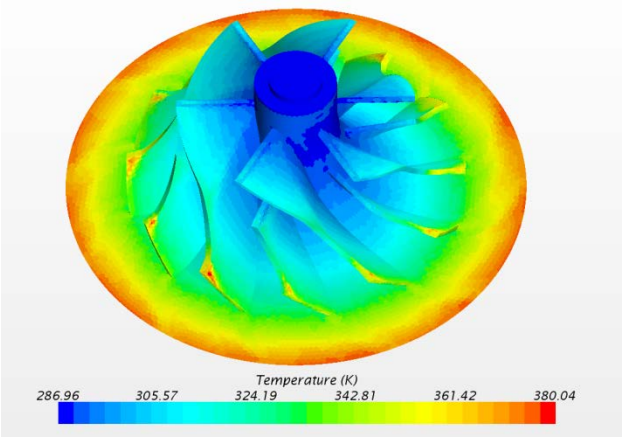


Figure 10: Contour plot of the temperature at the compressor impeller at 120000 rpm with PR 1.

4. Conclusions

In the present work, SFR1015 turbocharger manufactured at the Saffer Turbocharger company was tested on the test facility operating under steady conditions and the performance map of the compressor was produced. Using the values obtained from experiments, CFD simulations of the compressor were carried out by Star-CCM+ software and the simulation results were compared to experimental results.

The compressor map shows that the efficiency of the compressor can reach a value of more than 72%, when it operates between the rotational speeds of 100000 rpm and 140000 rpm with wide range of operation. For lower rotational speeds of 60000 rpm and 80000 rpm, efficiency and pressure ratio drops dramatically, whereas the range increases. CFD simulations results, which were carries out at the speed of 120000 rpm, showed good similarity at low flow rate to experimental results while deviation was found to be up to 12% at higher flow rate. Further investigations are needed to evaluate the reasons for this deviation.

Acknowledgement

The authors express thanks to owners of Saffer Turbocharger company for their support on experimental work.

References

[1] Kusztelan, A., Yao, Y.F., Marchant, D.R., Wang, Y., "A review of novel turbocharger concepts for enhancements in energy efficiency", *Int. J. Of Thermal & Environmental Engineering*, pp. 75-82, 2 (2011).

[2] Ohri, K., Shoghi, K., "Compressor Wheel low cycle fatigue calculations for offhigh way applications – an approach to accurately calculate application duty cycle", 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging,15-16 May 2012, pp. 97 – 105.

[3] Bergqvist, S., 2014, "Prediction of turbo compressor map susing CFD", *Master thesis*, Chalmers University of Technology, Gothenburg Sweden.

[4] Frese, F.,Einzinger, J.,Will, J., "Design optimisation of an impeller with CFD and Meta-Model of optimal Prognosis (MoP)", 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 15-16 May 2012, pp. 121 – 134.

[5] Galindo, J., Serrano, J.R., Guardiola, C., Cervello, C., "Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers", *Experimental Thermal and Fluid Science*, August 2006, pp. 449-462.

[6] AVL Automotive: https://www.avl.com/web/guest/-/turbo-charger-testing, Access date 14/6/2015

[7] Galindo, J.,Climent, H., Guardiola, C. and Tiseira, A., "On theeffect of pulsatingflow on surge margin of small centrifugal compressors for automotive engines", *Experimental Thermal andFluidScience*, 33 (2009), pp. 1163-1171

[8] Abdelmadjid, C., Mohamed, S., Boussad, B., "CFD Analysis of the Volute Geometry Effect on the Turbulent Air Flow through theTurbocharger Compressor", *Energy Procedia*,36 (2013), pp. 746-755.

[9] Grigoriev, M., Swiatek, C., Hitt, J., "*Benchmarking CD-adapco's STAR-CCM+ in a Production Design Environment*", GT2010-23627, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK.

[10] STAR-CCM+, Version 10.02, CD-adapco, May 2015, www.cd-adapco.com

[11] Menter, F. R., "Zonal Two Equation k-ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows", AIAA Paper 93-2906, (1993).

SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORDA KİMYASAL KİNETİKLERİN YANMAYA ETKİLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) YAZILIMI İLE İNCELENMESİ

Şükrü Ayhan BAYDIR

Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Böl., 03200, Afyon /TÜRKİYE abaydir@aku.edu.tr

ÖZET

Akış ve yanmanın çok boyutlu modellenmesi, içten yanmalı motor tasarımı için yararlı bir optimizasyon aracı olmaktadır.
Bu çalışmada bir sıkıştırma ile ateşleme motorda kimyasal kinetiklerin yanmaya etkilerinin tespiti için bir takım hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar, n-heptan yakıtıyla, 2200 1/min motor hızında, 2 farklı (tek adımlı, Tsurushima) reaksiyon mekanizması ile yapılmıştır. 3 boyutlu geometrinin kullanıldığı HAD modelleme aracı olarak OpenFOAM kodları kullanılmıştır. İçten Yanmalı Motorlarda kullanılan kodlar sürekli geliştirilme ve iyileştirilme içerisindedir. OpenFOAM'ın içerindeki eksiklik ve yanlışlıklara rağmen literatürden gelen aynı türbülans, yanma (kinetik reaksiyon), fiziksel ve kimyasal değişim modelleri kullanıldığından ticari yazılımlarla elde edilen sonuçlara yakın sonuçlar alınabilmektedir. Simülasyon sonuçları incelendiğinde daha detaylı reaksiyon mekanizmasının kullanımının hesaplama süresini uzatmasına rağmen literatür verilerine daha yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Reaksiyon mekanizması silindir içi sıcaklık ve bileşen dağılımını, bazı püskürtme karakteristiklerini etkilemiştir.

Anahtar kelimeler: dizel motor, n-heptan yakıtı, reaksiyon mekanizması, HAD modelleme

THE INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF CHEMICAL KINETICS ON COMBUSTION IN A CI ENGINE WITH CFD

ABSTRACT

Multi-Multi-dimensional modelling of the flow and combustion becomes a useful optimization tool for internal combustion design. In this study a set of CFD analysis performed to determine of the effects of chemical kinetics on combustion in a CI engine**.** The simulations were performed at 2200 rpm engine speed and the 2 different (single step (global), Tsurushima) reaction mechanisms with model combustion process of n-heptane. OpenFOAM codes were used as a CFD modeling tool which is used three dimensional geometry. Codes which are used in internal combustion engines are continuously developing and improving. Despite the deficiencies and inaccuracies in OpenFOAM, approximate results to the commercial software can be obtained because of being used the same turbulence, combustion (reaction kinetics), chemical and physical change models from literature. When the simulation results were examined, it was observed that results were closer to the literature data in spite of a more detailed reaction mechanism for the calculation of the use of extend the period. The reaction mechanism influenced the distribution of temperature and the component in the cylinder, and also some of the injection characteristics.

Keywords: diesel engine, n-heptane fuel, reaction mechanism, CFD modeling

1. GİRİŞ

Son 10 yıldaki bilgisayar gücündeki hızlı artışla günümüzün yanma modelleriyle derin analizler gerçekleştirmek mümkün olmaktadır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve motorların simülasyonu endüstride motor tasarımı sürecine yardımcı olan unsurlar olarak artık olağan hale gelmiştir.

Mevcut sofistike modellerle güvenilir emisyon tahminleri saatler veya günler süren simülasyonlarla mümkün hale

gelmiştir. Bu durum endüstriyel motor tasarımında HAD modellemenin her geçen yıl daha fazla kullanılır hale gelmesine yol açmaktadır.

Akış ve yanmanın çok boyutlu modellenmesi, içten yanmalı motor tasarımı için yararlı bir optimizasyon aracı olmaktadır [1].

İçten yanmalı motorlarda yanma ve türbülansın sayısal modellemesinde daha üstün mesh üreten ara yüzleri ve mevcut kullanıcı desteklerinden dolayı FLUENT, STAR-CD, CFX, VECTIS, AVL-FIRE, Converge, Phoenics, WAVE, MOTHER, Dymola gibi oldukça pahalı ancak kapsamlı hazır endüstriyel ticari yazılımlar ve çeşitli kodlar kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda yanma modellemesinde hareketli piston, supaplar, yakıt püskürmesi vb. uygulamalar gerekmektedir. Hareketli meshle çalışan Star-CD daha az hücre, daha hızlı çalışma ve daha geniş değerlendirme modelleri ile Fluent'den daha iyi olarak yorumlanmaktadır. Endüstriyel yazılımlar kodlardan farklı olarak sadece bir çözücü (solver) değil aynı zamanda geometri, bilgisayar destekli tasarım, ön işlem (pre-process) ve son işlem (post-process) adımlarında da destek sağlamaktadır. AMESim, AVL-Boost, GT-POWER, GT-FUEL tek boyutlu simülasyon yazılımları da kullanılmaktadır.

Bu çalışmada bir dizel motorunda yanma simülasyonu için 3 boyutlu bir geometri ile HAD ve kimyasal reaksiyon çözümleri gerçekleştirilmiştir. Karmaşık ve uzun süreli hesaplama süreci için daha yüksek kapasiteli donanıma ihtiyaç bulunmaktadır.

2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD-CFD)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonlarında bir bütün olarak ele alınması gereken adımlar şunlardır: ön-işleme (pre-processing), hesaplama (computation) ve ard-işleme (post-processing). Ön-işleme adımında, probleme uygun geometrinin tanımlanması ve katı modelleme yazılımları ile oluşturulması, geometriye uygun hesaplama alanının belirlenmesi, yapısal veya yapısal olmayan çözüm ağının çözüm ağı üretme (grid generation) yazılımlarıyla oluşturulması ve son olarak bu çözüm ağının akış çözücüye uygun formatta hazırlanması işlemleri vardır. Hesaplama adımında, uygun sayısal yöntemler, uygun algoritmalar ve uygun sınır koşullarının seçilmesi ile hesaplama alanı ve çözüm ağı üzerinde akış çözücüler (flow solver) kullanılarak hesaplamalar yapılır. Ard-işleme adımında ise hesaplama adımında elde edilen sayısal çözümün yani verilerin analiz edilmesi, ard-işleme yazılımları ile uygun şekilde çizgi grafikler, eş değer eğrileri, üç boyutlu görüntü ve animasyonlar ile görüntülenmesi ve yorumlanması işlemleri yapılır [1].

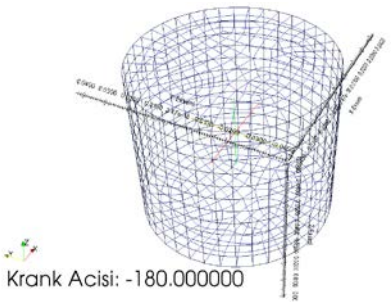
2.1. Ön İşlem (Pre-processing)

2.1.1. Eleman ağı oluşturma

Seçilen ağın türüne bakılmaksızın (yapılandırılmış veya yapılandırılmamış, dörtgen veya üçgen vb.) güvenilir HAD çözümleri için en kritik konu ağın kalitesidir [2]. Düşük eleman ağı kalitesi hatalı çözüme veyahut yavaş yakınsamaya neden olabilir [2,3]. Bazı uygulamalar önerilen değerden daha düşük çarpıklık değeri gerektirebilir [4].

İlk olarak Antor 6LD400 motorunun geometrisinden eleman ağı(mesh) oluşturulmuş ancak modelin çalışması sırasında bozulan ortogonallik ve mesh kalitesinden dolayı daha basit bir silindir geometrisi ile çalışılmıştır.

Modellemede kullanılan 3 boyutlu eleman ağı ANSYS ICEM programında hazırlanmış Fluent formatında kaydedilmiş daha sonra OpenFOAM formatına dönüştürülmüştür. Şekil 1'de krank açısı -180^o (piston alt ölü noktada) iken eleman ağı ParaView programında görüntülenmiştir.



Şekil 1. Modellemede kullanılan eleman ağı.

Tablo 1. Eleman ağının özellikleri.

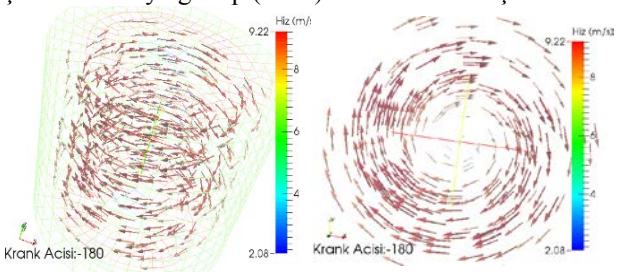
Minimum ortogonal kalitesi		0,784698	
Maksimum en-boy oranı (aspect ratio)		3,95275	
Maksimum çarpıklık (skewness)		0,423276	
Parça	Yüzeyler	Noktalar	Alan (m^2)
Silindir kapağı (cylinderHead)	208	228	0,00578495
Silindir (liner)	440	480	0,0194327
Piston	208	228	0,00578495

Tablo 2. Modellemesi yapılan motora ait teknik özellikler [4].

Motor marka-model	Lombardini (Antor) 6LD 400
Zaman, silindir sayısı	4 zamanlı, tek silindirli
Kurs hacmi (cm^3)	395
Kurs (mm)	68

Yanma odası geometrisi	asimetrik oyuk piston
Püskürtme açısı	160 º
Emme supabı kapanması	-154,5º
Maksimum motor gücü	5,4 kW
Püskürtme avansı	ÜÖN'dan 24º - 26º önce
Motor tipi	Doğrudan enjeksiyonlu, dizel
Sıkıştırma oranı	18:1
Silindir çapı (mm)	86
Biyel boyu(l) (mm)	118
Motor devri (1/min)	2200
Püskürtme basıncı (bar)	190 - 200
Egzoz supabı açılması	159º
Maksimum moment	19,6 Nm (2200 1/min)
Enjektör delik sayısı x çapı (mm)	4 x 0,24

Silindir içerisinde türbülans emme zamanı sırasında en yüksektir, fakat AÖN yakınında akış debisinin düşmesi ile azalır. Sıkıştırma zamanı sırasında ÜÖN yakınında girdap hareketi (swirl) sıkışmanın artmasıyla birlikte tekrar artar. Girdap hareketi silindir boyunca daha homojen türbülans oluşmasını sağlar [5]. Simülasyonlar piston AÖN'da (krank açısı -180^{o}) iken başlamaktadır. Şekil 2'de gösterildiği gibi simülasyon başlangıcında içerideki havaya girdap (swirl) hareketi verilmiştir.



Şekil 2. Silindirdeki girdap hareketi

Ön işlem (pre-processing) sürecinin bir kısmı, hesaplama (processing) sürecinin tamamı, art/son işlem (post-processing) sürecinin çoğunluğu Linux ortamında gerçekleşmiştir.

2.1.2. Yakıtın Yanması için Gerekli Kimyasal Reaksiyonların Tanımlanması

Yakıt damlacıkları etki alanına girdiklerinde (silindir içerisine püskürtüldüklerinde) buharlaşmaya başlar. n-heptan ($C_7H_{16(g)}$), oksijen ile reaksiyona girerek CO_2 ve H_2O oluşturur. Bununla birlikte, bu reaksiyon, tek adımlı (global) reaksiyon olarak adlandırılır ve gerçek bir yanma odasında veya brülörde $C_7H_{16(g)}$'nın hava ile yanmasında böyle basit bir reaksiyon gerçekleşmez. Reaksiyonlar için kullanılan ADD'ler ile birlikte bileşenler için de taşınım (transport) eşitliklerinin çözülmesi gerekmektedir [6].

Sayısal simülasyonlarda reaksiyonların kullanılması ilk olarak Chemkin yazılımı ile başladığından literatürde de geliştirilmiş reaksiyon mekanizmaları Chemkin formatında verilmektedir. OpenFOAM, chemkin formatında verilen reaksiyon mekanizmalarını kendi formatına dönüştürerek kullanabilir. Şekil 3'de tek adımlı reaksiyon Chemkin formatında gösterilmiştir.

chem.inp

```
ELEMENTS
 H   O    C   N   AR
END
SPECIE
C7H16 O2 N2 CO2 H2O
END
REACTIONS
 C7H16 + 1102           => 7CO2 + 8H2O       5.00E+8  0.0   15780.0! 1
    FORD    / C7H16    0.25 /
    FORD    / O2 1.5 /
END
```

Şekil 3. Tek adımlı n-heptan reaksiyonunun Chemkin dosyası.

2.2. İşlem (Solving) Sayısal Modeller ve Yöntemler

Sonlu hacim metodu (The finite volume method) motor HAD kodlarında, örneğin açık kaynak kodlu olan KIVA ve OpenFOAM ve diğer ticari HAD yazılımlarında, en yaygın sayısal yaklaşımdır. Popülaritesi iki bakımdan kaynaklanmaktadır: doğasında olan formülasyonun niceliklerin (örneğin kütle, momentum, enerji ve bileşenler) korunumunu sağlama alması ve ayrıca yapısal olmayan (unstructructred) eleman ağları için kolayca formüle edilmeye imkân vermesi. Sonlu hacim metodu, bir diverjans terimli içeren bir kısmi diferansiyel denklemdeki (KDD-PDE) hacim integrallerini diverjans teoremi kullanarak yüzey integrallerine dönüştürür ve kaynak terimler doğrudan hacim-integral olabilir. Yüzey integrasyondan sonra bu terimlerin her bir sonlu hacminin yüzeylerindeki akılar olarak değerlendirilmesi sağlanır. Çünkü bir kontrol hacmine giren akıların değerleri, onların çıkış değerlerinin, korunumlarının garantilenebilmesine özdeştir [7].

Dizel motorlarının karmaşık silindir içi fiziksel ve kimyasal süreçleri, yukarıda belirtilen temel yaklaşımların kullanımı ve türbülanslı akışı, püskürtme enjeksiyonu, damlacık buharlaşmasını, yanmayı, kirletici oluşumunu ve ısı transferini tanımlayan yakın bağlantılı alt model serisinin kullanımı ile çözülebilir [7].

Bu çalışmada dieselEngineFoam çözücüsünün kodlarından püskürme (enjeksiyon, spray) işlemi ile ilgili altprogramlar ve fonksiyonlar düzenlenmiş, reaksiyondaki bileşenlerin krank açısına göre değişim değerlerinin yazılması için çıktı dosyalarını yazan kodlar eklenmiştir.

Hesaplamalar basitten karmaşığa gidecek şekilde gerçekleştirilmiştir. İlk olarak 3 boyutlu geometride basit tek adımlı heptan yanması denenmiş daha sonra NO_x oluşumunun incelenebilmesi için ilgili bileşen ve reaksiyonlar eklenmiş ve daha sonrasında ise çalışma

azaltılmış/indirgenmiş reaksiyon mekanizmalarından, daha fazla bileşen, reaksiyon içeren, doğruluğu ve hesaplama yükü daha fazla olan detaylı reaksiyon mekanizmalarının kullanımına yönlenmiştir. Tablo 3.'de piston AÖN'da (KMA -180°'de) iken modele ait teknik özellikler gösterilmiştir.

Tablo 3. Modele ait teknik özellikler.

Yakıt	n-heptan
Silindir kapağı sıcaklığı (K)	383
Silindir sıcaklığı (K)	373
Hava sıcaklığı (K)	373
Havanın bileşimi (kütlesel)	0,234 O_2 0,766 N_2
Simülasyon aralığı (ÜÖN:0º)	-180º , +180º
Enjektör tipi	Çok Delikli
Püskürtülen yakıt miktarı (mg/çevrim)	12,8188
Püskürtme Başlangıcı	-24°
Püskürtülen Yakıtın Sıcaklığı (K)	353
Alt Isıl değeri (kJ/kg) [8]	44600
Piston sıcaklığı (K)	433
Hava Basıncı (kPa)	100
Havanın hızı (maksimum) (m/s)	9,22
Enjektör Konumu (x, y, z koordinatı)	0,0 0,0 0,0715
Enjektör delik sayısı	4
Hava Fazlalık Katsayısı (HFK-λ)	2
Püskürtme süresi	40°
Paket sayısı	35000

Kimyasal reaksiyon eşitliklerini çözmek için bir stiff adi diferansiyel denklem (ADD) çözücü gereklidir [9]. Bu çalışmada ADD çözücüsü olarak OpenFOAM'daki, yaklaşılan çözümün Richardson ekstrapolasyonunu temel alan, yarı kapalı (Semi-Implicit) Bulirsh-Stoer metodu (SIBS) [10,11] seçilmiştir. Çözücünün her bir zaman adımındaki ADD'leri çözmesi ve zaman adımının sonundaki bileşen konsantrasyonlarını tanımlaması gerekir [9]. Örneğin bu çalışmada kullanılan Tsurushima'nın 38 reaksiyonlu, 33 bileşenli reaksiyon mekanizması için her bir zaman aralığında, her bir hücre içinde çözülecek 33 adet ADD sistemine sahiptir. Tüm bileşenleri içeren reaksiyon olmadığından sistemdeki bazı eşitlikler uygulanamayacaktır ancak teorik olarak sistem toplamda 1254 (38x33) ADD içermektedir [9].

Türbülans/yanma etkileşimi için kısmi karışımlı reaktör modeli (Partially Stirred Reactor, PaSR) kullanılmıştır.

2.2.1. Türbülans modeli

İYM'lardaki silindir içi akışlar, türbülanslı sıkıştırılabilir akışlardır. Motor uygulamalarında Reynolds Ortalama Navier Stokes (RANS) modelleri en çok rastlanan türbülans modelleridir [12]. RANS modelleri, özellikle Launder ve Spalding (1974) tarafından önerilmiş olan k-ε modeli [13] ve onun türevleri, HAD'nin motor alanına ilk uygulanmasından bu yana motor simülasyonlarında kullanılmaktadır [12]. Modifiye edilen dieselEngineFoam kodunda türbülanslı akışı modellemek için RANS yaklaşımı kullanılmıştır.

2.2.2. Türbülanslı yanma modeli

Kimya ve türbülans karışımı için bazı davranış biçimleri kullanmak kaçınılmazdır. Literatürde bu iş için

- Kısmi-karışımlı reaktör (Partially Stirred Reactor-PaSR) modeli [14],
- Difüzyon alevcikleri (diffusion flamelets) [15],
- Mükemmel karıştırılmış reaktörlü (perfectly-stirred reactor) detaylı kimyasal kinetikler [16], ve
- Genel alev yüzey yoğunluğu (general flame surface density) modeli [17]

gibi bir çok öneri bulunmaktadır [9].

Bu çalışmada OpenFOAM HAD hesaplamalarında türbülans-kimya etkileşimini modellemek için Chalmers Üniversitesinin Kısmi-karışımlı reaktör (Partially Stirred Reactor-PaSR) modeli [14] kullanılmıştır. Bu model ile dizel yakıt püskürtme ve karmaşık kimya mümkün olmaktadır [18].

2.2.3. HAD için PRF reaksiyon mekanizmaları

HAD ve detaylı kimya birleşimi, zaman bakımından yüksek maliyetli ve çoğu pratik olmayan hesaplamalarla sonuçlanmaktadır. Bu noktadan bakıldığında HAD ve azaltılmış kimyasal modellerin birleşimi en iyi çözüm olarak görülmektedir. Azaltılmış kimyasal modeller, ateşleme zamanı, ısı yayılımı, sıcaklık ve basınç değişimleri ve yakıt tüketimi gibi ana özellikleri hesaplamak için önemli reaksiyonlarla eşleşmelidir [19].

Simülasyonlarda yakıt olarak n-heptan kullanılmıştır. Bundan dolayı Tablo 4.'de bu yakıt için geliştirilmiş olan kimyasal reaksiyon mekanizmaları gösterilmektedir.

Modellemede kullanılmış olan reaksiyon mekanizmalarına yine tabloda belirtilmiş olan kaynaklardan ulaşılabileceğinden dolayı mekanizma ve termo dosyaları ekde verilmemiştir.

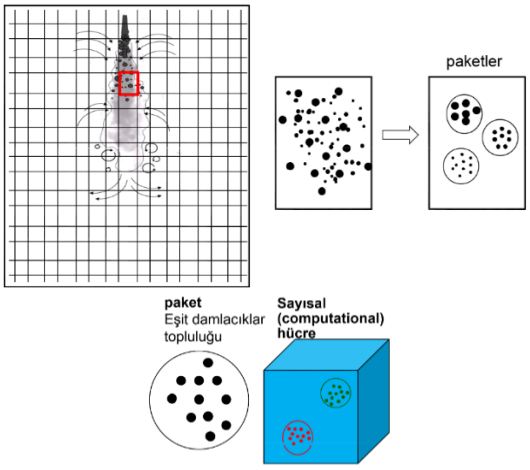
Tablo 4. HAD modellerde kullanılmış olan PRF reaksiyon mekanizmaları

Tsurushima'nın reaksiyon mekanizması	Mekanizma Adı	Çatısal PRF kinetik model [20]
	Model Yılı	2009
	Yazarlar	Tsurushima, T.
	Bileşen Sayısı	33
	Reaksiyon Sayısı	38
	NO_x	Eklendi
NO_x reaksiyonları için kullanılmış olan reaksiyon mekanizması	Mekanizma Adı	GRI-Mech 3.0 [21]
	Model Yılı	1999
	Yazarlar	Smith, G.P. ve arkadaşları.
	Bileşen Sayısı	54
	Reaksiyon Sayısı	325
	NO_x	Mevcut
adımlı (global) reaksiyon mekaniz	Bileşen Sayısı	5
	Reaksiyon Sayısı	1
	NO_x	yok

3. Dizel motora yakıt enjeksiyonu

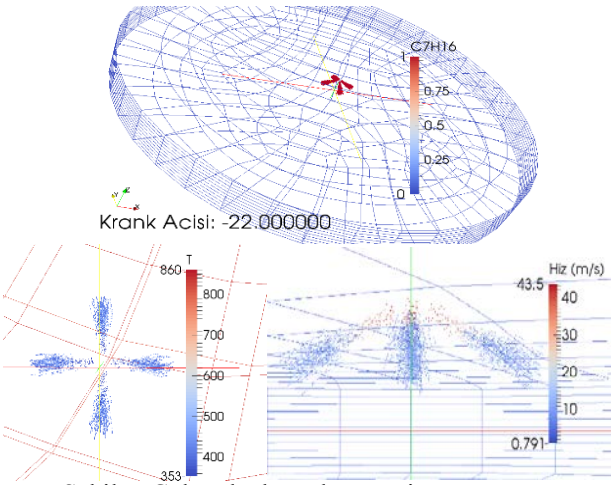
3.1. Parçacık ve enjektörler

Bir sıvı akışı içerisinde parçacık davranışları modellenirken bazı sık kullanılan ve kullanışlı ifadeler vardır. Bu terimlerden biri olan paket, sayısal simülasyonlarda kullanılan ve gerçek taneciklerin toplamının gösterimidir. Gerçek parçacıkların davranışını yakalamak için, bazı gerçek vaka özellikleri, genellikle kütlesel debi tanımlanır [22]. Aynı büyüklükteki damlacıkların toplamı paketleri (parcel) oluşturur [23].



Şekil 4. Standart püskürtme(spray) modeli [23].

dieselEngineFoam kodunda ağırlıklı olarak paketlerin enjeksiyonunun nasıl görüneceğini belirleyen iki nesne vardır. Bu nesneler, enjektör türü ve enjektör modelidir. Enjektör türü, hız, basınç, kütlesel debi, enjeksiyon bölgesi, paket sayısı, paketin kütlesi vb. gibi belirtilen fiziksel özelliklerine dayalı enjeksiyonun temel özelliklerini tanımlar. Farklı enjektör tipleri farklı yollarla verilen bilgiyi işler. Enjektör modelleri enjeksiyon bölgesinin şeklini de tanımlar [22]. Bu çalışmada enjektör tipi olarak çok delikli enjektör (*multiHoleInjector*) ve enjektör modeli olarak oyuk koni enjektör (*hollowConeInjector*) kullanılmıştır.

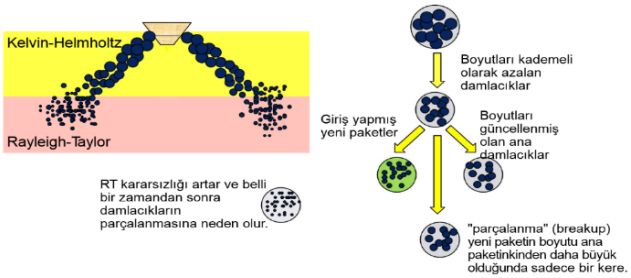


Şekil 5. Çok noktalı püskürtmenin görünümü.

Tablo 5. Simülasyonda kullanılan alt modeller.

Model parametreleri	Seçilen Modeller
Enjektör tipi	Çok delikli enjektör (multiHoleInjector)
Atomizasyon (birinci parçalanma) modeli	kapalı
Sürüklenme (drag) modeli	Standart drag model
Buharlaşma modeli	Standart Evaporation Model
Isı transferi modeli	RanzMarshall
Silindir cidarı etkileşim modeli	Yansıma (reflect)
Parçalanma (breakup-ikincil parçalanma) modeli	ReitzKHRT
Çarpışma (collision) modeli	kapalı
Saçılma (dispersion) modeli	kapalı
Enjektör modeli	hollowConeInjector
Parçacık büyüklüğü dağılımı için Olasılık Yoğunluğu Fonksiyonlarından (PDF-Probability Density Function)	RosinRammler

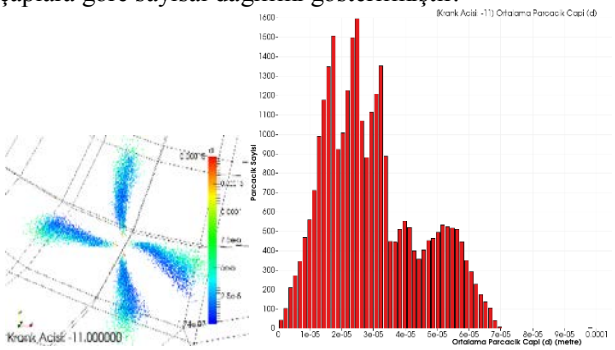
Modelde ilk parçalanmanın türbülans ve kavitasyon nedeniyle nozzle içerisinde gerçekleştiğini ve dolayısıyla enjektör delik çapı büyüklüğüne bağlı olarak büyük damlaların püskürtülebileceği kabul edilmektedir. KH modeli ile kararsız yüzey tedirginliklerinin büyümesiyle yüzeyden kopacak olan küçük damlacıklar simüle edilmektedir [24].



Şekil 6. KH-RT yakıt demeti parçalanma modeli [25].

Bu model, Taylor Analogy Breakup (TAB) modeli ile birlikte günümüzde Lagrangian püskürtme (spray) simülasyonlarında en yaygın kullanılan modeldir. KHRT modeli dizel şartlarında daha üstün performansından dolayı seçilmiştir [9]. KHRT modeli parçalanmanın (breakup) iki modunu kapsar. KH parçalanması, sıvı (yakıt) ve gaz (silindir içindeki hava) arasındaki hız farklılıklarından kaynaklanan sıvı jeti üzerindeki kararsız dalgaların büyümesini hesaba katar; ve RT parçalanması, normalden damlacık-gaz arayüzüne ivmelenme nedeniyle damlacıkların yüzeyi üzerindeki dalgaların büyümesini hesaba katar [9]. Bu çalışmada silindir içerisine püskürtülen yakıt damlacıklarının parçalanmasında (breakup-ikincil parçalanma) ReitzKHRT (Kelvin-Helmholtz Rayleigh-Taylor) [26] modeli kullanılmıştır.

Şekil 7'de silindir içine yakıt enjeksiyonunun başlangıcından 13° krank açısı (0,984 ms) sonra ÜÖN'ya 11 krank açısı kala silindir içindeki yakıt parçacıklarının ortalama çaplarının dağılımı ve histogramla ortalama çaplara göre sayısal dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 7. Silindir içindeki yakıt parçacıklarının ortalama çaplarının dağılımı.

Bu çalışmada silindir içerisine püskürtülen yakıt damlacıklarının çaplarının dağılımını oluşturmak için Rosin Rammler dağılımı kullanılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarını görselleştirmek için gnuplot ve ParaView programları kullanılmıştır.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada açık kaynak kodlu OpenFOAM kodları kullanılarak sıkıştırma ile ateşleme motorda kimyasal kinetiklerin yanmaya etkilerinin tespiti için bir takım hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi gerçekleştirilmiştir. İçten Yanmalı Motorlarda kullanılan kodlar sürekli geliştirilme ve iyileştirilme içerisindedir. OpenFOAM'ın içerindeki eksiklik ve yanlışlıklara rağmen literatürden gelen aynı türbülans, yanma (kinetik reaksiyon), fiziksel ve kimyasal değişim modelleri kullanıldığından ticari yazılımlarla elde edilen sonuçlara yakın sonuçlar alınabilmektedir. Kodlardaki hataları tespit etmek ve düzeltmek ticari HAD yazılımlarından farklı olarak kullanıcı ve geliştiricilerin sorumluluğunda olduğundan oldukça zor ve zaman alıcı olmasıyla birlikte açık kaynak kodlarıyla aynı zamanda öğretici de olmaktadır.

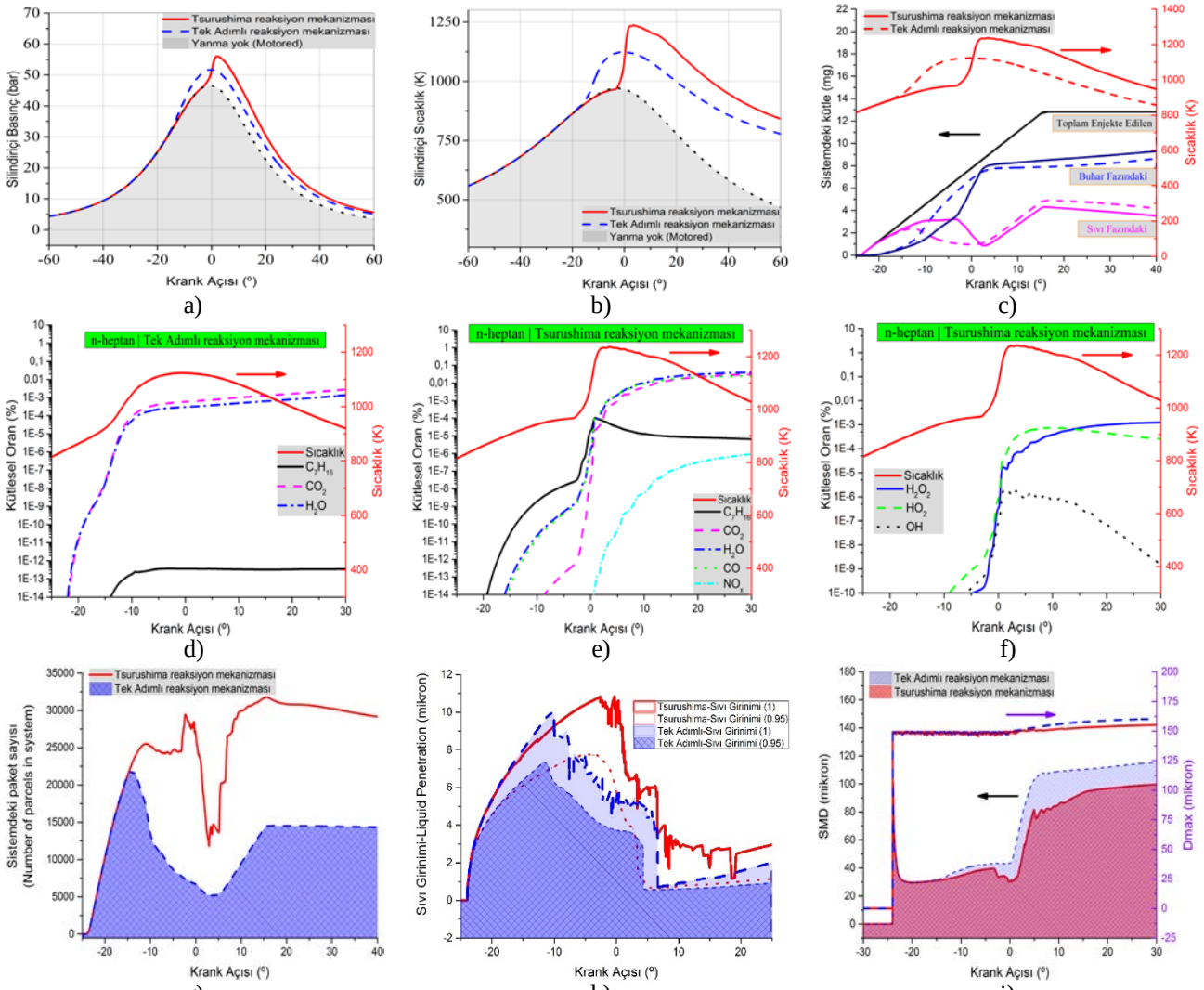
Modellemeler, Tablo 2'de özellikleri belirtilen geometri ve Tablo 4'de belirtilmiş olan PRF reaksiyon mekanizmaları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Giriş ve sınır şartları aynı tutulmuş sadece reaksiyon mekanizmaları değiştirilmiştir.

Tsurushima tarafından geliştirilmiş çatısal PRF kinetik model [20], tek adımlı kimyasal kinetik modele göre çok daha uzun hesaplama süresinde sahiptir. Çatısal PRF modelinin bileşen ve reaksiyon sayısının fazla olmasından dolayı hesaplama yükü de daha fazla olmaktadır.

Farklı reaksiyon mekanizmalarına göre OpenFOAM HAD modelleme ile elde edilmiş silindir içi basınç ve sıcaklık değişimleri Şekil 8 a ve b)'de yanma olmaması durumundaki değişimle birlikte karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Modellemelerde HFK(λ) değeri 2 olduğu için yanma olmayan duruma göre basınç ve sıcaklıkta çok büyük bir değişim görülmemektedir. Aynı enjeksiyon avansı için yapılan modellemelerde Tsurushima reaksiyon mekanizmalı modelin basınç ve sıcaklık değerleri, tek adımlı reaksiyon içeren modele göre daha yüksek olup daha geç yükselmektedirler.

Her 2 reaksiyon mekanizması için gerçekleştirilen modellemelerde aynı miktardaki yakıt, aynı enjektör ve enjeksiyon karakteristikleri ile silindir içerisine püskürtülmüştür. Şekil 8 c)'de silindir içerisine püskürtülen yakıtın miktarının, fazının ve sıcaklığın krank açısına göre değişimi gösterilmiştir. Tek adımlı reaksiyon mekanizmasında kimyasal reaksiyon daha hızlı gerçekleştiği için sıcaklık daha önce artmış bunun sonucunda yakıt, diğer reaksiyon mekanizmasına göre ÜÖN'ya kadar daha önce ve daha fazla buharlaşmaya başlamıştır. Maksimum sıcaklık değerlerinin (ÜÖN'dan 3° sonra) sonrasında her 2 modelin sıvı ve buhar fazlarındaki madde miktarı değişimi, sıcaklık profillerinin değişimine bağlı olarak çok benzer şekilde gerçekleşmiştir.

İYM'larda silindir içi sıcaklık ve kimyasal kinetikler arasında iki taraflı bir etkileşim bulunmaktadır. Şekil 8 d-f'de silindir içerisindeki bir takım kimyasal bileşenlerin ve sıcaklığın krank açısına göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 8. Silindir basınç, sıcaklık, ana ve ara bileşenlerin tutuşma ve yanma esnasındaki değişimleri

Fakir karışımla yapılan modellemelerde yakıt ve açığa çıkan diğer kimyasal bileşenlerin miktarları içerideki hava miktarına göre çok küçük kaldığından kimyasal kinetiklerin silindir içerindeki kütlesel yüzdesi için logaritmik ölçek kullanılmıştır. Her 2 reaksiyon modelinde farklı sıcaklık değişimlerine bağlı olarak temel yanma ürünleri CO_2 ve H_2O değişim profilleri farklı olsa da ÜÖN'dan 30º sonra benzer miktarlarda silindir içerisinde bulundukları görülmektedir. Şekil 8 f'de daha fazla reaksiyon ve bileşen içeren Tsurushima modelinde ara bileşenlerin de krank açısı ve sıcaklıkla değişimleri gösterilmiştir. Özellikle OH bileşeninin 1000 K'in üzerindeki sıcaklık değişimlerine çok daha fazla bağlı ve daha kararsız olduğu görülmektedir. Yüksek sıcaklıkta yanma, ani yanma periyodunda açığa çıkan H_2O_2 ve HO_2 gibi bileşenlerin miktarları ise maksimum sıcaklık noktasının geçilmesiyle hemen hemen sabit hale gelmiştir.

Şekil 8 g-i'de enjeksiyon karakteristiklerinin krank açısına göre değişimi gösterilmiştir. Farklı sıcaklık değişimleri ve açığa çıkan farklı kimyasal bileşenlerden dolayı aynı yakıt ve aynı enjeksiyon karakteristikleri için silindir içerindeki paket sayısı ve değişimi Şekil 8 g)'de gösterildiği şekilde farklı gerçekleşmektedir. Tek adımlı reaksiyonda yanma daha erken gerçekleştiği için -15º'den sonra sistemdeki paket sayısı düşmeye başlamıştır. ÜÖN'dan 15º sonra yakıt enjeksiyonu kesildiği için sistemdeki paket sayısı hemen hemen aynı kalmıştır. Aynı miktardaki yakıt, aynı enjektör ve enjeksiyon karakteristiklerine rağmen Şekil 8 h)'de gösterildiği gibi sıvı girinimi, silindir içi sıcaklığa bağlı olarak ani yanma periyoduna kadar artmakta daha sonra yanma ile birlikte azalmaya başlamaktadır. Şekil 8 i)'de aynı yakıtın farklı reaksiyon mekanizmalı, farklı sıcaklık değişimleri oluşturan modellemeleriyle elde edilen Sauter ortalama çapı (SMD) ve maksimum damlacık çapı (Dmax) değerlerinden, bu parametrelerin enjektör-enjeksiyon karakteristiklerine daha çok bağlı olduğu görülmüştür. -15º sonra yakıt, Tsurushima modelinde daha fazla paket-parçacık halinde olduğundan bu noktadan sonra maksimum damlacık çapı tek adımlı modele göre daha

küçük olmakta ancak değişim karakteristikleri birbirlerine paralel gerçekleşmektedir.
Gerçekte kullanılan reaksiyon mekanizmalarında bileşen ve reaksiyon sayısı arttığı zaman daha hassas ve doğru sonuçlar alınabilmektedir.

KISALTMALAR

ADD : adi diferansiyel denklem
HAD : hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HFK : hava fazlalık katsayısı
İYM : içten yanmalı motor
PaSR : kısmi karışımlı reaktör
PRF : ana karşılaştırma yakıtları
RANS : Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes
SIBS : yarı kapalı (Semi-Implicit) Bulirsh-Stoer metodu

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada kullanılan hesaplama kaynakları Afyon Kocatepe Üniversitesi BAP komisyonunun 13.TEF.04 numaralı desteğiyle sağlanmıştır. Desteklerinden dolayı Afyon Kocatepe Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

KAYNAKLAR

1. Sezer-Uzol, N., "Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Üç-Boyutlu Karmaşık Akış Problemlerinin Yüksek Başarımlı Hesaplamaları", ***1. Ulusal Yüksek Başarım ve Grid Konferansı***, ODTÜ-KKM, Ankara, (2009).
2. Cengel, Y.A., Cimbala, J.M., "Akışkanlar Mekaniği : Temelleri ve Uygulamaları-Birinci Baskıdan Çeviri" , Çeviri Editörü: Engin T, ***Güven Bilimsel***, İzmir, (2008).
3. Internet : "Appendix A Mesh Quality" , ***ANSYS, Inc.***, ,ftp://ae.metu.edu.tr/personal/melika/Egitim MESH/AM_12_Appendix A.ppt (2009).
4. Internet : "Lombardini work shop manual" , http://service.lombardinigroup.it/documents/Manuali Officina/English/Work Shop Manual GR 6 matr 1-5302-387.pdf
5. Pulkrabek, W.W., "Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine" , ***Prentice Hall, Inc.***, New Jersey, (1997).
6. Internet : Carlsson, P., "Tutorial dieselFoam", http://www.tfd.chalmers.se/~hani/kurser/OS_CFD_2008/PerCarlsson/PC_Tutorial_dieselFoam_peered_NL_HN.pdf (2009).
7. Lakshminarayanan, P.A., Aghav, Y. V., "Modelling Diesel Combustion" , ***Media***, , ***Springer***, (2010).
8. Internet : "Fuels" , http://www.sandia.gov/ecn/cvdata/sandiaCV/fuels.php
9. Kärrholm, F.P., "Numerical Modelling of Diesel Spray Injection , Turbulence Interaction and Combustion" , Doktora Tezi, ***Chalmers University Of Technology Department of Applied Mechanics***, Göteborg, (2008).
10. Internet : "OpenFOAMReferences - OpenFOAMWiki", http://openfoamwiki.net/index.php/OpenFOAMReferences
11. Stoer, J., Bulirsch, R., "Introduction to Numerical Analysis" , ***Springer***, (2002).
12. Zhao, H., "Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development: Volume 2: Diesel Engines", ***CRC Press Inc Woodhead Publishing Ltd***, (2010).
13. Launder, B.E., Spalding, D.B., "The numerical computation of turbulent flows", ***Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering***, 2 (3): 269–289 (1974).
14. Karlsson, A., "Modeling Auto-Ignition, Flame Propagation and Combustion in Non-Stationary Turbulent Sprays", Doktora Tezi, ***Chalmers University of Technology***, Göteborg, (1995).
15. Venugopal, R., Abraham, J., "A Numerical Investigation of Flame Lift-Off in Diesel Jets", ***Combustion Science and Technology***, 12 (179): 2599–2618 (2007).
16. Senecal, P.K., Pomraning, E., Richards, K.J., Briggs, T.E., Choi, C.Y., Mcdavid, R.M., Patterson, M.A., "Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-off Length using CFD and Parallel Detailed Chemistry", ***SAE Paper***, Warrendale, PA, 2003–01–1043 (2003).
17. Tap, F.A., Veynante, D., "Simulation of flame lift-off on a diesel jet using a generalized flame surface density modeling approach" , ***Proceedings of the Combustion Institute***, 1 (30): 919–926 (2005).
18. İmren, A., "The Full Operating Cycle Modeling of Heavy-Duty Diesel Engines", Doktora Tezi, ***İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, İstanbul, (2010).
19. Baumgarten, C., "Mixture Formation in Internal Combustion Engines" , ***Springer-Verlag***, (2006).
20. Tsurushima, T., "A new skeletal PRF kinetic model for HCCI combustion" , ***Proceedings of the Combustion Institute***, 2 (32): 2835–2841 (2009).
21. Internet : Smith, G.P., Golden, D.M., Frenklach, M., Moriarty, N.W., Eiteneer, B., Goldenberg, M., C. Thomas Bowman, R.K.H., Song, S., William C. Gardiner, J., Lissianski, V. V., Qin, Z., "GRI-Mech 3.0",http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/ (1999).
22. Persson, A., "Description and implementation of particle injection in OpenFOAM" (2010).
23. Kösters, A., "Modeling of Diesel Fuel Spray Formation in OpenFOAM" , ***Two-day Meeting on Internal Combustion Engine Simulations Using OpenFOAM Technology***, Milano, Italy, (2011).
24. Soruşbay, C., Ergeneman, M., İmren, A., Çalık, A.T., "Experimental and Numerical Air Flow and Spray Dynamics Investigation in Internal Combustion Engines", ***Tübitak Proje Raporu***, Proje No : 104M355, (2008).
25. Huang, C., Yasari, E., Lipatnikov, A., "Simulation of Mixture Formation and Combustion for Gasoline Direct Injection Engine Using OpenFOAM Goals", ***Two-day Meeting on Internal Combustion Engine***

Simulations Using OpenFOAM Technology, Milano, Italy, (2011).
26. Reitz, R.D., “Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays” , ***Atomisation Spray Technology***, (3): 309–337 (1987).

DAİRESEL KESİTLİ ANİGENİŞLEMELİ BORULARDA ÇEVRİNTİLİ TÜRBÜLANSLI AKIŞIN SAYISAL SİMÜLASYONU

Tahir Karasu*

Özet: Bu orijinal araştırma, üç farklı Reynolds sayısı için dairesel kesitli eksenel simetrik anigenişlemeli borularda sürekli, sıkıştırılamayan, ayrımlı ve yeniden birleşmeli, karmaşık çevrintili türbülanslı akışın kapsamlı bir çalışmasının sayısal simülasyon sonuçlarını takdim etmektedir. Hibrit yöntemiyle sonlu hacim metodunu kullanarak, SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Standart k-ε türbülans modeliyle beraber, süreklilik ve momentum korunum denklemlerinin sayısal çözümleri, iteratif bir sayısal çözüm tekniğini kullanarak sağlanmıştır. Katı cidarlar yakınında cidar fonksiyonları kullanılmıştır. Eksenel simetrik anigenişlemeli borularda çeşitli eksenel kesitlerde, eksenel hız, türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı, efektif viskozite radyal profilleri, geri akışın geometrik yeri, boru simetri ekseni boyunca simetri ekseni üzerindeki eksenel hızın değişimi, üst cidar kayma gerilmesi, üst cidar sürtünme katsayısı dağılımları ile üst cidar statik-basınç katsayısının değişimi için sayısal simülasyonlar sunulmuş ve deneysel ölçümlerle ayrıntılı olarak karşılaştırılmış ve incelenmiştir. Sayısal simülasyonların sonuçları deneysel ölçümlerle çok iyi uyum göstermektedir.
Anahtar Kelimler: Anigenişlemeli borularda akış, k-ε türbülans modeli, Simülasyonlar.

NUMERICAL SIMULATION OF TURBULENT RECIRCULATING FLOW THROUGH CIRCULAR-SECTIONED SUDDEN EXPANSION PIPES

Abstract: This original research work presents the results of an extensive study of numerical simulation of steady, incompressible, complex turbulent recirculating flow through circular-sectioned sudden expansion pipes for three different Reynolds numbers. Employing the finite-volume method with a hybrid scheme, a computer program based on the SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm has been developed. Numerical solutions of the conservation equations of mass and momentum, together with the standard k-ε turbulence model, are obtained using an iterative numerical solution technique. Near the solid boundaries, wall-functions are employed. Numerical simulations for radial profiles of axial velocity, turbulence kinetic energy, turbulence kinetic energy dissipation rate, effective viscosity, axial variation of centre-line velocity, locus of flow reversal, wall static-pressure coefficient, wall-shear stress and coefficient of friction distributions along top wall of the axisymmetric sudden expansion pipe flow geometry are presented and compared with experimental measurements. The results of numerical simulations show very good agreement with experimental data.
Keywords: Flow through sudden expansion pipes, k-ε turbulence model, Simulations.

1. GİRİŞ

Eksenel simetrik anigenişlemeli bir boruda aşağı akıştaki türbülanslı akış alanı ayrımlı, çevrintili ve yeniden birleşmeli akış olarak tanımlanan çok karmaşık bir olaydır. Şekil 1'de gösterildiği üzere, böyle bir akış alanı ayırıcı bir kayma tabakası yüzeyi ile biri çevrintili akış bölgesi, diğeri ise ana akış bölgesi olmak üzere iki akış bölgesine ayrılabilir. Ayırıcı kayma tabakası yüzeyinin boru cidarına çarptığı noktaya yeniden birleşme noktası adı verilir. Çevrintili akış bölgesindeki yüksek ters basınç gradyantı türbülans seviyesi ile istikrarsızlığı arttırarak geri akışa neden olmaktadır. Akış yapışma noktası civarında ve çevrintili akış bölgesinde yaratılan anaforlar yüksek yoğunlukta bir türbülans kaynağı olarak algılanabilir. Müteakip taşınım, yayınım ve türbülanslı anaforların zayıflaması zaman ortalama akış özellikleri üzerinde baskın bir etkiye sahiptir. Literatürde dairesel kesitli eksenel simetrik anigenişlemeli borularda karmaşık çevrintili türbülanslı akış üzerine pek çok deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır. En çok ilgi çekici çalışmalar arasında olanlar [1]-[34] çalışmalarıdır. Bu araştırmanın ana amacı, dairesel kesitli anigenişlemeli borularda, standart k-ε türbülans modelini [35] cidar fonksiyonları sınır koşuluyla beraber kullanarak, sürekli, sıkıştırılamayan, karmaşık çevrintili türbülanslı akışın kapsamlı sayısal simülasyonunu yapmak ve sayısal simülasyonların sonuçlarını Escudier ve Smith [15] ile Ahmed ve Nejad'ın [8] deneysel ölçümleriyle karşılaştırmaktır.

*Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Meşelik 26480, Eskişehir.
e-posta: tkarasu@ogu.edu.tr

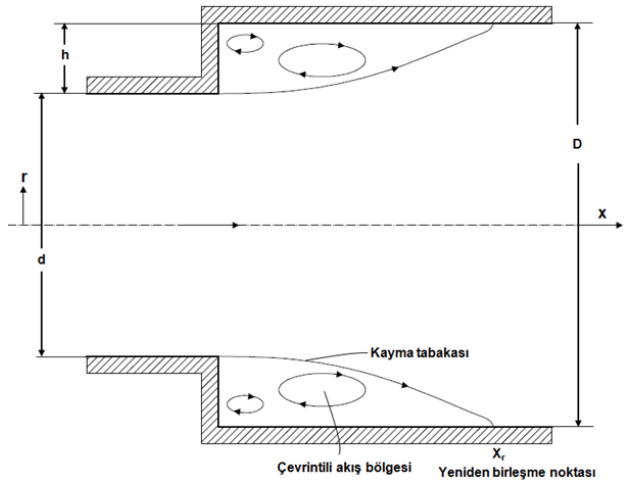
2. MATEMATİKSEL VE FİZİKSEL MODEL

2.1. Hareket Denklemleri ve Türbülans Modeli

Şekil 1'e ilişkin olarak, dairesel kesitli eksenel simetrik anigenişlemeli borularda sürekli, sıkıştırılamayan, karmaşık çevrintili türbülanslı akışın hesaplanmasında kullanılan matematiksel ve fiziksel model, akışı yöneten hareket denklemlerinin türbülans modeli denklemleriyle beraber aynı anda çözümünü gerektirmektedir. Süreklilik, momentum, türbülans kinetik enerji ve türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı korunumunu gösteren taşınım denklemleri, sürekli durum ve eksenel simetrik silindiriksel koordinatlarda genel bir diferansiyel denklem halinde aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(\rho r v\phi)-\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\phi\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)-\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\Gamma_\phi\frac{\partial\phi}{\partial r}\right)=S_\phi \quad (1)$$

Burada, ϕ ; u, v, k ve ε bağımlı değişkenleri göstermektedir. u ve v değişkenleri eksenel ve radyal hız bileşenleridir. k ve ε sırasıyla türbülans kinetik enerji ve türbülans kinetik enerji kaybolma miktarıdır. Γ_ϕ ve S_ϕ sırasıyla genel değişken ϕ için türbülans yayınım katsayısı ve kaynak terimidir, ρ ise akışkanın yoğunluğudur. Eğer ϕ bire, Γ_ϕ ve S_ϕ sıfıra eşitlenirse (1) denklemi süreklilik denklemine indirgenir. Bu araştırmada kullanılan türbülans modeli k-ε modelidir [35]. Basınç, basınç düzeltme denkleminden çıkarılmıştır [36,37]. Taşınım denklemleri, katsayılar ve kaynak terimler Tablo 1'de özetlenmiştir.



Şekil 1. Silindiriksel koordinat sistemi ve anigenişlemeli boru akış geometrisi.

Tablo 1: Hareket denklemleri, katsayılar ve kaynak terimler.

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
1	0	0
u	$\mu_e=\mu+\mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\,\mu_e\frac{\partial v}{\partial x}\right)$
v	μ_e	$-\frac{\partial P}{\partial r}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e\frac{\partial u}{\partial r}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\,\mu_e\frac{\partial v}{\partial r}\right)-2\mu_e\frac{v}{r^2}$
k	$\frac{\mu_e}{\sigma_k}$	$G-\rho\varepsilon$
ε	$\frac{\mu_e}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k}(C_1G-C_2\rho\varepsilon)$

Not: 1. $\mu_t=C_\mu\rho k^2/\varepsilon$

2. Türbülans modeli sabitlerine aşağıdaki değerler verilmiştir (Launder and Spalding, 1974):
$C_\mu=0.09, C_1=1.44, C_2=1.92, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$

3. $G=\mu_t\left\{2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial r}\right)^2+\left(\frac{v}{r}\right)^2\right]+\left(\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right\}$

2.2. Sınır Koşulları

Şekil 1'e ilişkin olarak, incelenen dairesel kesitli eksenel simetrik anigenişlemeli borularda karmaşık çevrintili türbülanslı akış için sınır koşulları aşağıda sunulmuştur. Anigenişlemeli boru girişinde deneysel ölçümlerden ya radyal eksenel hız dağılımı yada düzgün bir eksenel hız dağılımı belirtilmiş, radyal hız ise sıfıra eşit kılınmıştır. k ve ε türbülans büyüklüklerine düzgün giriş değerleri vermek için ampirik bağıntılar kullanılmıştır. Yani, $k = (0.002\text{-}0.003)\,U_b^2$ ve $\varepsilon = (C_\mu k^{3/2} / 0.03R)$, burada U_b büyük çaplı borunun girişinde küçük çaplı borudaki ortalama hızdır, R ise büyük çaplı borunun yarıçapıdır. Çıkışta tamamıyla gelişmiş akış koşullarının hüküm sürdüğünün kabul edilebilmesi için, çıkış düzlemi çevrintili akış bölgesinden çok uzakta alınmıştır. Yani, çıkış düzleminde radyal hız sıfır kabul edilmiş ve bağımlı değişkenlerin akış yönündeki tüm gradyantlarının sıfır olduğu varsayılmıştır. Anigenişlemeli boru ekseninde simetri kabul edilmiştir. Yani, $(\partial\phi/\partial r) = v = 0$, ϕ burada u, k ya da ε olabilir. Üst ve basamak cidarlarında hız bileşenleri u, v ile türbülans büyüklükleri k ve ε sıfıra eşit kılınmıştır. Katı cidar yakınındaki ağ noktalarında k ve ε'nun değerleri Launder ve Spalding'in [35] cidar fonksiyonları kullanılarak hesaplanmıştır. Sayısal ıraksamaya neden olmamak için başlangıç değerleri tüm hesaplama alanı boyunca uygun olarak belirtilmiştir.

2.3. Sayısal Çözüm Yöntemi

Bu sayısal araştırmada, sonlu hacim yaklaşımı kullanarak, Patankar'ın [36] SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. (1) eşitliğiyle verilen kısmi diferansiyel denklemleri hibrit yöntemiyle bir kontrol hacme dayanan sonlu fark metoduyla ayrıklaştırılmıştır. Sınır koşullarıyla bağımlı olarak kısmi diferansiyel denklemlerin sonlu hacim biçimleri, üç

köşegenli matris formuyla birlikte, kolon-kolon çözüm yöntemini kullanarak iteratif olarak çözülmüştür, Spalding [38].

2.4. Hesaplama Ayrıntıları

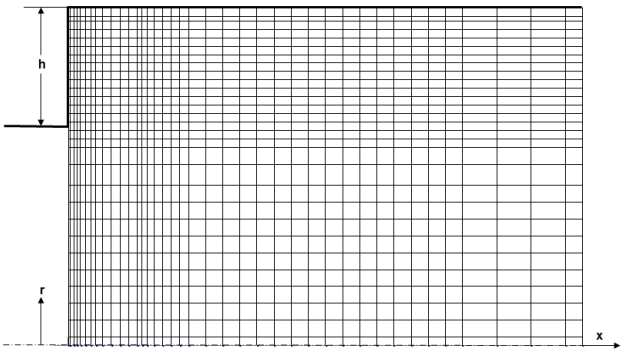
Sayısal hesaplamalar Pentium 4 CPU 1.60 GHz kişisel bilgisayarında yapılmıştır. Escudier ve Smith'in [15] akış durumu için kullanılan sayısal ağ dağılımı Şekil 2'de gösterilmiştir. Kullanılan sayısal ağ eksenel simetrik anigenişlemeli borunun cidarları yakınında ve çevrintili akış bölgesinde yoğun ağ çizgileri konsantrasyonuyla düzgün olmayan bir şekilde oluşturulmuştur. Eksenel ve radyal hız bileşenleri için kaydırılmış kontrol hacimler kullanılmıştır. Diğer tüm ilgili büyüklükler ağ noktalarında hesaplanmıştır. Yakınsamış bir çözüm elde etmek için kolon-kolon yöntemi iteratif olarak kullanılmıştır. Sayısal istikrar elde etmek için u, v, k, ε, P ve μ_e için sırasıyla 0.3, 0.3, 0.8, 0.8, 0.5 ve 0.5 gevşetme faktörleri kullanılmıştır. Buradaki hesaplamalarda benimsenen yakınsama ölçütü, tüm hesaplama alanında kalıcı kütlenin mutlak değerlerinin toplamı önceden belirtilen 10^{-5} değerinden daha küçük olması durumunda iterasyonların bitirilmesi ölçütüdür. Dairesel kesitli eksenel simetrik anigenişlemeli boru akışları için optimum ağ-bağımsız bir çözüm elde etmek için farklı ağ büyüklükleriyle ağ testleri yapılmıştır. Bu araştırmada sunulan tüm hesaplamalar ağ-bağımsızdır. Tablo 2 incelenen tüm akış durumları için hesaplama gereksinimlerinin ayrıntılarını özetlemektedir. Bu tabloda N yakınsamış bir çözüm elde etmek için yapılmış olan iterasyonların sayısıdır, T ise cpu saniye cinsinden zaman ve T/N de iterasyon sayısı başına zamandır.

Tablo 2. Akış durumu, Reynolds sayısı, ağ büyüklüğü, cpu zamanı ve iterasyon sayısı.

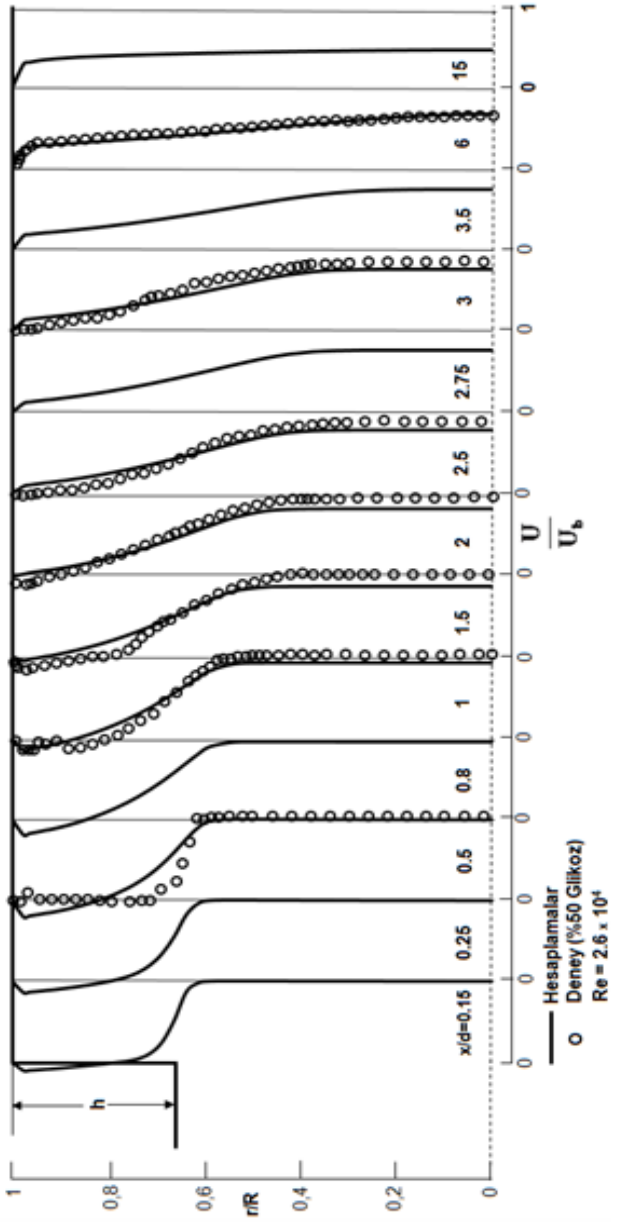
Akış Durumu	Re	Ağ Büyüklüğü (x) × (r)	T cpu zamanı (saniye)	N	T / N
Escudier ve Smith [15]	26 000	40 × 30	4.984375	348	0.01432
Escudier ve Smith [15]	152 000	40 × 30	5.0625	350	0.01446
Ahmed ve Nejad [8]	118 000	40 × 30	5.09375	356	0.01430

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

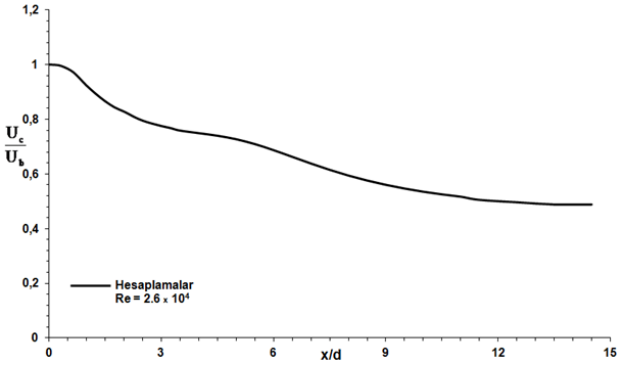
Çalışma akışkanı olarak ağırlıkça **%50** konsantrasyona sahip **glikoz-su** sıvı çözeltisi kullanılan eksenel simetrik anigenişlemeli boruda, Escudier ve Smith'in [15] deneysel ölçümleri, buradaki sayısal araştırma için hesaplamalarla karşılaştırılmaya temel esas teşkil etmek üzere birinci anigenişlemeli boru geometrisi olarak seçilmiştir. Eksenel simetrik anigenişlemeli boru D/d=1.538 gibi bir genişleme oranına sahiptir. Akışın girişte Reynolds sayısı $Re=2.6\times10^4$'dür ($Re=\rho U_b d/\mu$, burada U_b anigenişlemenin girişinde küçük çaplı boruda akışın ortalama hızıdır, d ise giriş borusunun çapıdır). Anigenişlemeli boruda sayısal hesaplama alanı giriş düzleminden aşağı akışta x=15d kadar bir eksenel mesafeye uzatılmıştır. Şekil 2'de Escudier ve Smith'in [15] akış durumu için kullanılan sayısal ağ dağılımı gösterilmiştir. Hesaplanan eksenel hız radyal profilleri ve bunların Escudier ve Smith'in [15] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması, boyutsuz olarak U/U_b ve radyal uzunluk r/R cinsinden, x/d=0.15'den 15'e kadar değişen ve giriş borusunun çapına (d) dayanan boyutsuz eksenel uzunluklarda belirlenen 13 eksenel kesitte Şekil 3'de takdim edilmiştir. Şekil 3'den görüldüğü üzere, hesaplanan eksenel hız radyal profilleri ile karşılıkları olan deneyseller arasında iyi bir uyum elde edilmiştir. Şekil 3 aynı zamanda, akış anigenişlemeli boru boyunca geliştikçe, x/d=15 eksenel kesitinde görüldüğü gibi, eksenel hızın radyal dağılımının kesit karşısında düzgünleştiğini de göstermektedir. Kayma tabakasının hesaplanan akış yapışma uzunluğu takriben $x_r/h=7.428$ kesitinde oluştuğu bulunurken, deneysel akış yapışma uzunluğunun ise $x_r/h=9.7$ kesitinde oluştuğu bildirilmiştir. Şekil 4 anigenişlemeli boru simetri ekseni boyunca hesaplanan simetri ekseni üzerindeki hızın (U_c) değişimini sergilemektedir. Simetri ekseni üzerindeki hız (U_c), girişteki ortalama hız (U_b) ile boyutsuz kılınmış ve giriş borusu çapı (d) ile boyutsuz kılınan akış yönü uzunluğunun bir fonksiyonu olarak çizilmiştir. Eksenel simetrik anigenişlemeli boru akışı için hesaplanan geri akışın geometrik yeri (u=0) Şekil 5'de sunulmuştur. Cidardan ölçülen dikey uzunluk y, basamak yüksekliği (h) ile boyutsuz kılınmış ve basamak yüksekliği ile boyutsuz hale getirilen aşağı akış mesafesinin bir fonksiyonu olarak çizilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, hesaplanan akış yapışma uzunluğu giriş düzleminden aşağı akış yönünde takriben $x_r/h=7.428$ kesitinde oluştuğu bulunurken, deneysel akış yapışma uzunluğunun ise $x_r/h=9.7$ kesitinde oluştuğu bildirilmiştir. Yine şekilde gösterilen içi boş daire sembollerinde hız sıfır (u=0) olup, bu daire sembollerin üstünde kalan bölgede hız (u) pozitiftir, altında kalan bölgede ise hız negatiftir.



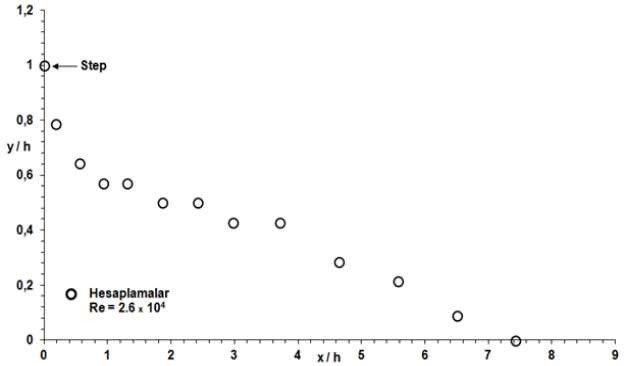
Şekil 2. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu için sayısal ağ dağılımı.



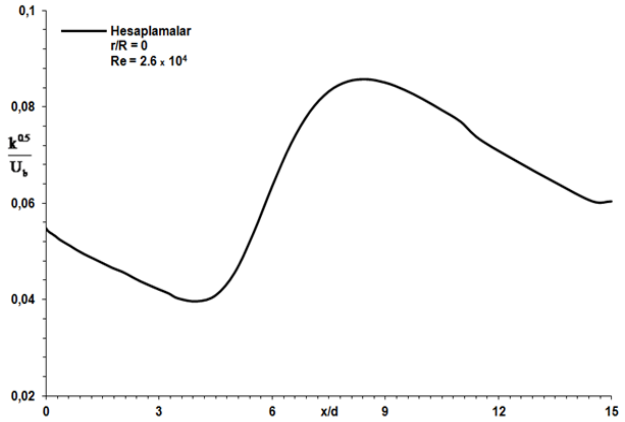
Şekil 3. Hesaplanan boyutsuz eksenel hız radyal profillerinin Escudier ve Smith'in [15] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması (**glikoz-su** sıvı çözeltisi).



Şekil 4. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu boyunca simetri ekseni üzerinde hesaplanan boyutsuz eksenel hızın değişimi.



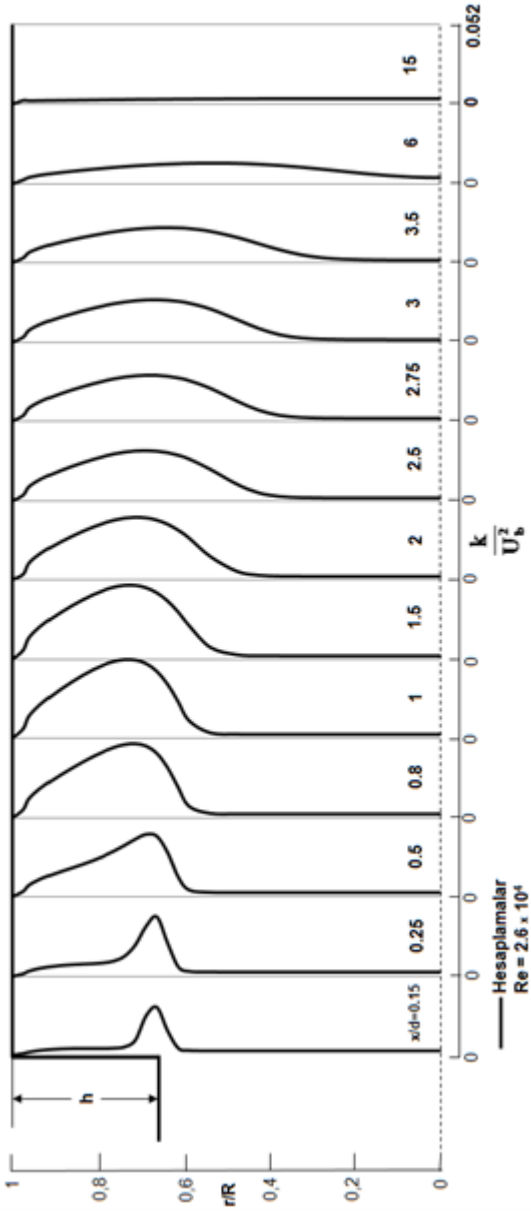
Şekil 5. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu için hesaplanan geri akışın geometrik yeri (u=0).



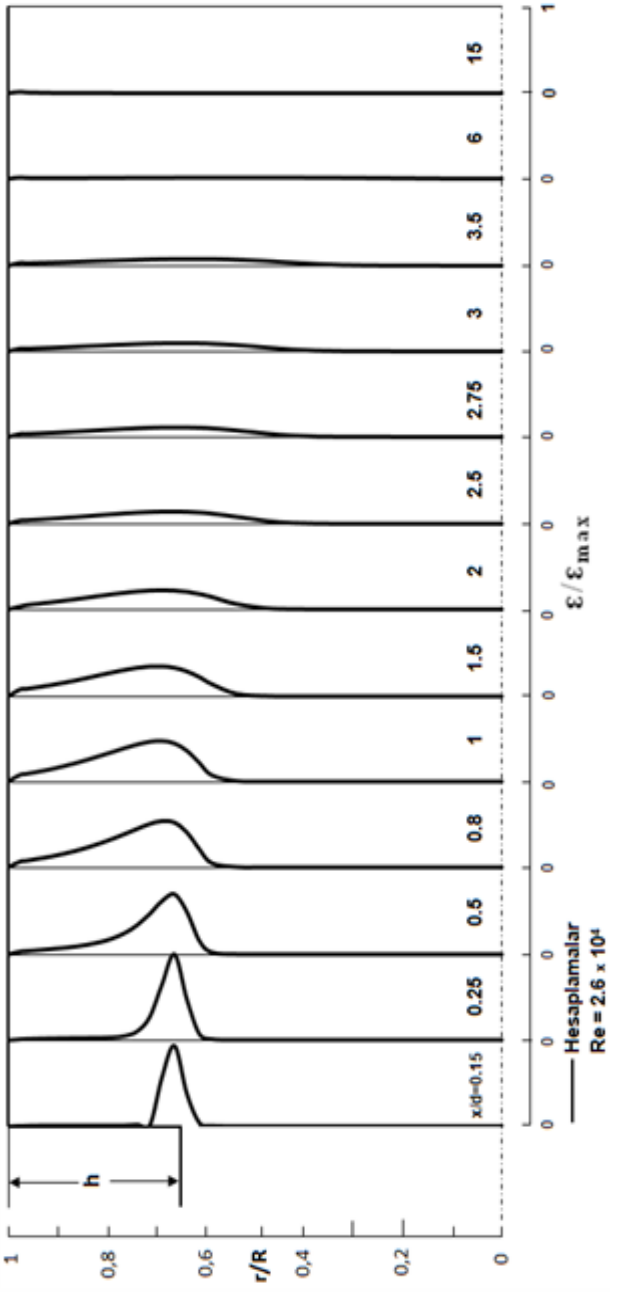
Şekil 6. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu boyunca simetri ekseni üzerinde hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerjinin dağılımı.

Anigenişlemeli boru boyunca simetri ekseni üzerinde hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerjinin dağılımı $k^{0.5}/U_b$ cinsinden Şekil 6'da gösterilmiştir. Şekil 7, 8 ve 9, sırasıyla, Escudier ve Smith'in [15] eksenel simetrik anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ile efektif viskozite radyal profillerini, x/d=0.15'den 15'e kadar değişen eksenel kesitlerde sergilemektedir. Burada hesaplanan profiller, sırasıyla, girişteki ortalama hızın karesi U_b^2, akış alanındaki maksimum türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ε_{max} ve maksimum efektif viskozite $\mu_{e_{max}}$ ile boyutsuz kılınmıştır. Bu şekiller, boyutsuz türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı ile efektif viskozite radyal profillerinin anigenişlemeli akış borusu boyunca nasıl geliştiklerini göstermektedir. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan üst cidar kayma gerilmesinin dağılımı boyutsuz olarak τ_w / τ_{wd} ve yatay uzunluk x/h cinsinden Şekil 10'da sunulmuştur. Burada τ_{wd}, boru çıkış düzlemindeki cidar kayma gerilmesidir. Şekilden görüldüğü gibi, anigenişlemeli boru giriş düzleminden takriben x/h=6.96 kesitine kadar kayma gerilmesi negatif değerler almaktadır. Bu durum, çevrintili akış bölgesindeki negatif hızlardan (-u) kaynaklanmaktadır. Üst cidar kayma gerilmesi

önce negatif yönde değerler alarak hızla bir maksimum değere ulaştıktan sonra, negatif yönde azalarak takriben x/h=6.96 kesitinde sıfır değerine erişmekte ve ondan sonra da pozitif değerler alarak artmakta ve yaklaşık olarak x/h=37 kesitinde tamamıyla gelişmiş değerine ulaşmaktadır. Anigenişlemeli boru üst cidarı boyunca hesaplanan cidar sürtünme katsayısının ($C_f = 2\tau_w / \rho U_b^2$) değişimi, x/h cinsinden Şekil 11'de çizilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, üst cidar sürtünme katsayısı, Şekil 10'daki cidar kayma gerilmesi ile aynı değişimi göstermektedir.

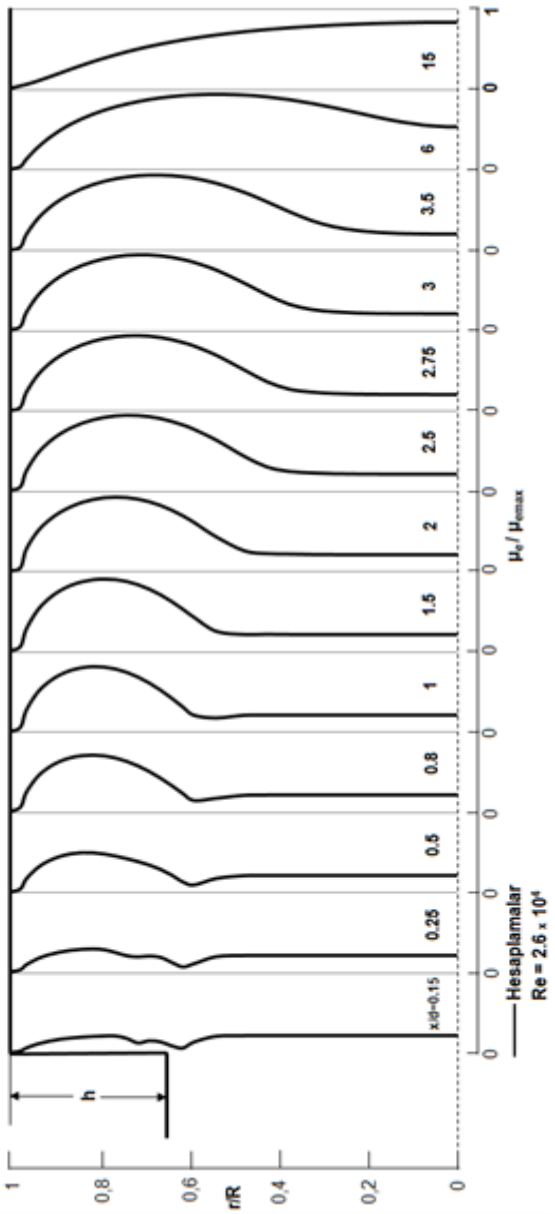


Şekil 7. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji radyal profilleri.

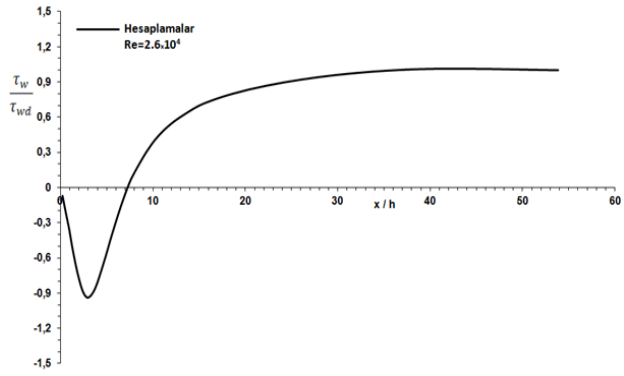


Şekil 8. Escudier ve Smith'in [15] eksenel simetrik anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı radyal profilleri.

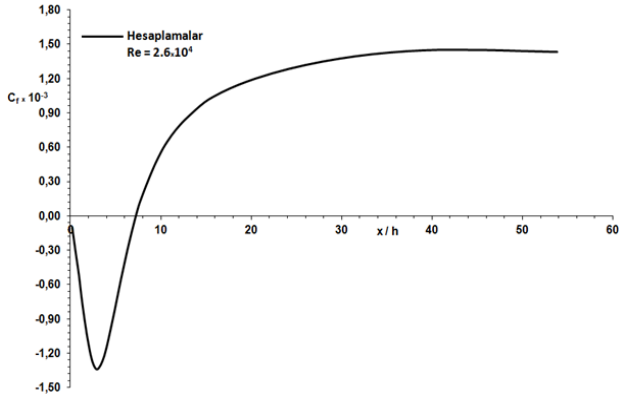
Son olarak, Anigenişlemeli boru boyunca hesaplanan üst cidar statik-basınç katsayısı ($C_p = \Delta P / 0.5 \rho U_b^2$) Escudier ve Smith'in [15] deneysel ölçümleriyle beraber Şekil 12'de takdim edilmiştir. Görüldüğü üzere, hesaplanan basınç katsayısının eksenel değişiminin biçimi deneysel ölçümlerle neredeyse aynıdır. Pozitif sayısal statik-basınç gradyantı akış yapışma uzunluğunun çok aşağısında yaklaşık olarak x/h=31.57 kesitinde meydana gelmektedir.



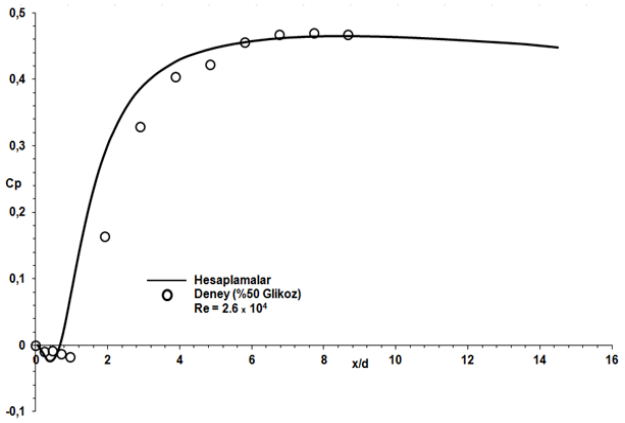
Şekil 9. Escudier ve Smith'in [15] eksenel simetrik anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz efektif viskozite radyal profilleri.



Şekil 10. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan üst cidar kayma gerilmesinin dağılımı.

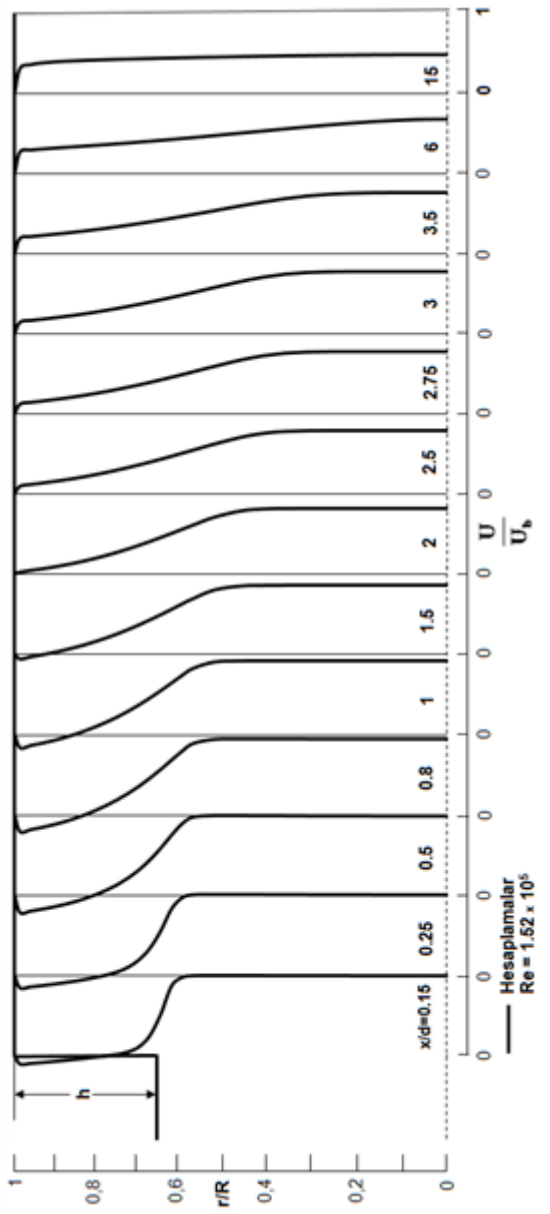


Şekil 11. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan üst cidar sürtünme katsayısının değişimi.

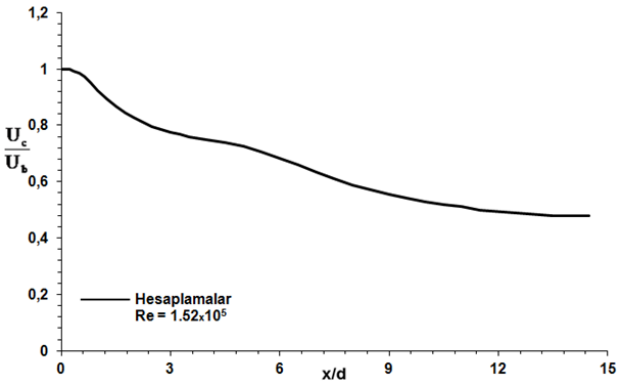


Şekil 12. Eksenel simetrik anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan üst cidar statik-basınç katsayısının (C_p) Escudier ve Smith'in [15] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması (**glikoz-su** sıvı çözeltisi).

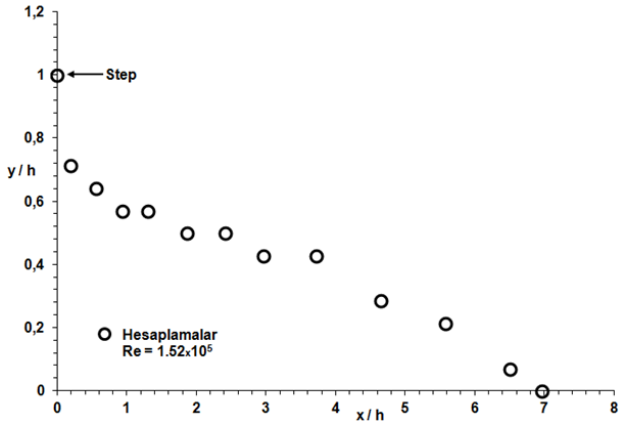
İkinci akış geometrisi D/d=1.538 genişleme oranıyla çalışma akışkanı olarak su kullanılan Escudier ve Smith'in [15] eksenel simetrik anigenişlemeli boru akışı deneyine karşılık olmaktadır. Girişte akışın Reynolds sayısı $Re=1.52\times10^5$'dir ($Re=U_b\ d/\nu$, burada U_b girişte ortalama hızdır, d ise girişteki boru çapıdır). Bu akış durumu için hesaplama alanı anigenişlemeden aşağı akışta x=15d (x=55.714h) kadar bir eksenel mesafeye uzatılmıştır. Hesaplanan eksenel hız radyal profilleri boyutsuz olarak U/U_b ve radyal uzunluk r/R cinsinden, x/d=0.15'den 15'e kadar değişen 13 eksenel kesitte Şekil 13'de sunulmuştur. Bu şekil, hesaplanan eksenel hız radyal profillerinin anigenişlemeli akış borusu boyunca kesit karşısında nasıl geliştiklerini gözönüne sermektedir. Şekil 13'den görüldüğü üzere, akış anigenişlemeli boru boyunca geliştikçe, x/d=16 eksenel kesitinde görüldüğü gibi, eksenel hızın radyal dağılımının kesit karşısında düzgünleştiği görülmektedir. Kayma tabakasının hesaplanan akış yapışma uzunluğu yaklaşık olarak $x_r/h=6.96$ kesitinde oluştuğu bulunurken, deneysel akış yapışma uzunluğunun ise $x_r/h=8.54$ ($x_r/d=2.3$) kesitinde oluştuğu bildirilmiştir.



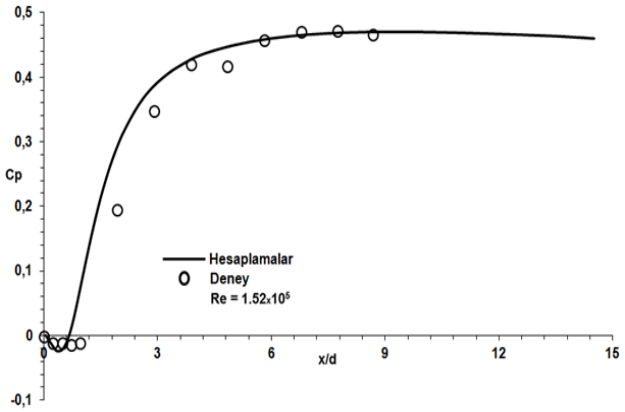
Şekil 13. Escudier ve Smith'in [15] eksenel simetrik anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan boyutsuz eksenel hız radyal profilleri.



Şekil 14. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu boyunca simetri ekseni üzerinde hesaplanan boyutsuz eksenel hızın değişimi.



Şekil 15. Escudier ve Smith'in [15] anigenişlemeli akış borusu için hesaplanan geri akışın geometrik yeri (u=0).

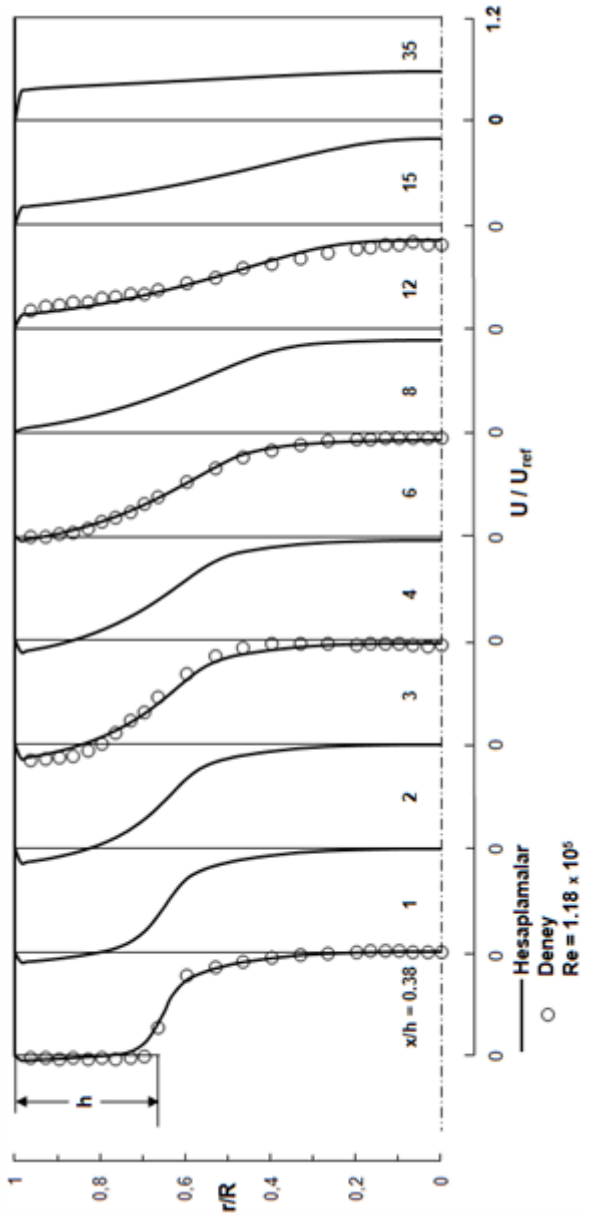


Şekil 16. Eksenel simetrik anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan üst cidar statik-basınç katsayısının (C_p) Escudier ve Smith'in [15] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.

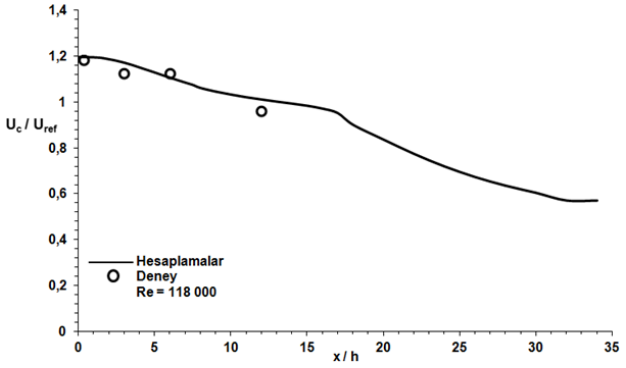
Şekil 14 anigenişlemeli boru simetri ekseni boyunca, hesaplanan simetri ekseni üzerindeki hızın (U_c) değişimini sergilemektedir. Simetri ekseni üzerindeki hız (U_c), girişteki ortalama hız (U_b) ile boyutsuz kılınmış ve giriş borusu çapı (d) ile boyutsuz kılınan akış yönü uzunluğunun bir fonksiyonu olarak çizilmiştir. Eksenel simetrik anigenişlemeli boru akışı için hesaplanan geri akışın geometrik yeri (U=0) Şekil 15'de verilmiştir. Cidardan ölçülen dikey uzunluk y, basamak yüksekliği (h) ile boyutsuz kılınmış ve basamak yüksekliği ile boyutsuz hale getirilen aşağı akış uzunluğunun bir fonksiyonu olarak çizilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, hesaplanan akış yapışma uzunluğu giriş düzleminden aşağı akış yönünde takriben x/h=6.96 kesitinde oluştuğu bulunurken, deneysel akış yapışma uzunluğunun ise x/h=8.54 kesitinde oluştuğu bildirilmiştir. Yine şekilde gösterilen içi boş daire sembollerinde hız sıfır (U=0) olup, bu daire sembollerin üstünde kalan bölgede hız (U) pozitiftir (akış yönünde), altında kalan bölgede ise hız negatiftir (akışa zıt yönde). Eksenel simetrik anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan üst cidar statik-basınç katsayısı ($C_p = \Delta P / 0.5 \rho U_b^2$) Escudier ve Smith'in [15] deneysel ölçümleriyle beraber Şekil 16'da gözönüne serilmiştir. Görüldüğü üzere, hesaplanan basınç katsayısının eksenel

değişiminin biçimi deneysel ölçümlerle neredeyse aynıdır. Pozitif sayısal statik-basınç gradyantı akış yapışma uzunluğunun çok aşağısında yaklaşık olarak x/h=35.28 kesitinde meydana gelmektedir.

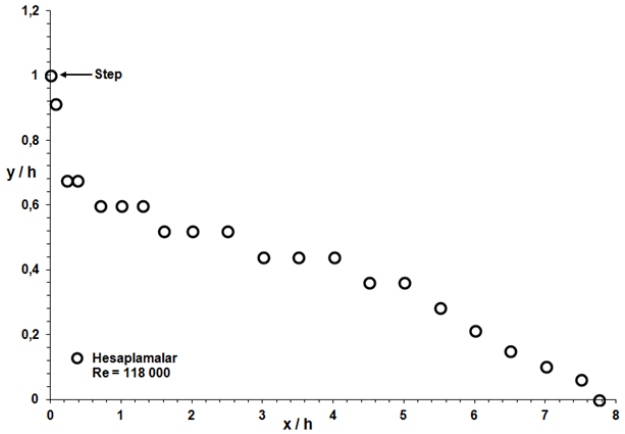
Çalışma akışkanı olarak hava kullanılan eksenel simetrik anigenişlemeli boruda, Ahmed ve Nejad'ın [8], deneysel ölçümleri bu çalışmada hesaplamalarla karşılaştırmak üzere üçüncü olarak seçilmiştir. Eksenel simetrik anigenişlemeli boru akış geometrisi D/d=1.5 gibi bir genişleme oranına sahiptir. Girişte akışın Reynolds sayısı $Re=1.18\times10^5$'dir ($Re=U_{ref}\ d/\nu$, burada U_{ref} anigenişlemeli boru girişinde referans hızdır, d ise giriş borusunun çapıdır). Anigenişlemeli boruda sayısal hesaplama alanı, giriş düzleminden aşağı akışta 35 basamak yüksekliğinde (h) bir eksenel mesafeye kadar uzatılmıştır. Hesaplanan eksenel hız radyal profilleri ve bunların Ahmed ve Nejad'ın [8] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması, boyutsuz olarak U/U_{ref} ve radyal uzunluk r/R cinsinden, x/h=0.38'den 35'e kadar değişen eksenel kesitlerde Şekil 17'de gösterilmiş ve çok iyi bir uyum elde edilmiştir. Şekil 17 aynı zamanda, akış anigenişlemeli boru boyunca geliştikçe, x/h=35 eksenel kesitinde görüldüğü gibi, eksenel hızın radyal dağılımının kesit karşısında düzgünleştiğini de göstermektedir. Şekil 18 anigenişlemeli boru simetri ekseni boyunca, hesaplanan ve ölçülen simetri ekseni üzerindeki hızın (U_c) değişiminin bir karşılaştırmasını takdim etmektedir. Simetri ekseni üzerindeki hız (U_c), girişteki referans hız (U_{ref}) ile boyutsuz kılınmış ve basamak yüksekliği (h) ile boyutsuz kılınan akış yönü uzunluğunun bir fonksiyonu olarak çizilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, hesaplanan simetri ekseni hızının eksenel değişimi ile deneysel değişim arasında çok iyi bir uyum gözlenmektedir. Eksenel simetrik anigenişlemeli boru akışı için hesaplanan geri akışın geometrik yeri (u=0) Şekil 19'da sunulmuştur. Üst cidardan ölçülen dikey uzunluk y, basamak yüksekliği (h) ile boyutsuz kılınmış ve basamak yüksekliği ile boyutsuz hale getirilen aşağı akış mesafesinin bir fonksiyonu olarak çizilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, hesaplanan akış yapışma uzunluğu giriş düzleminden aşağı akış yönünde takriben x/h=7.75 kesitinde oluşmaktadır. Şekil 20'de ise boru üst cidarı boyunca hesaplanan cidar statik-basınç katsayısının ($C_p=(P-P_{ref})/0.5\rho U_{ref}^2$) değişim biçimi takdim edilmiştir. Görüldüğü gibi cidar statik-basınç katsayısı, anigenişlemeli boru girişinden hemen sonra negatif değerler almaktadır. Çevrintili akıştan dolayı, x/h=30 kesitine kadar yükseliş göstermektedir. Bu kesitten sonra ise yaklaşık olarak sabit kalmaktadır.



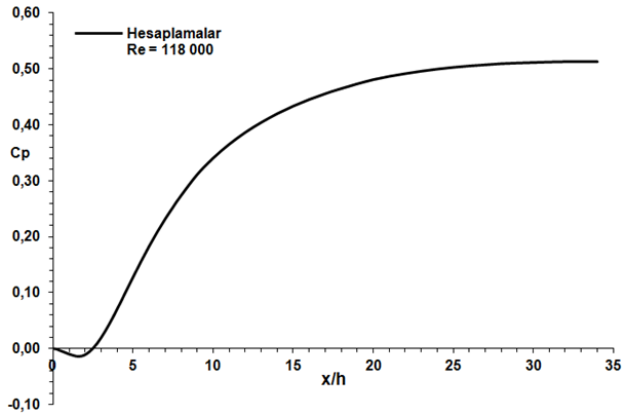
Şekil 17. Hesaplanan boyutsuz eksenel hız radyal profillerinin Ahmed ve Nejad'ın [8] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.



Şekil 18. Anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan simetri ekseni üzerindeki eksenel hızın değişiminin Ahmed ve Nejad'ın [8] deneysel ölçümleriyle karşılaştırılması.



Şekil 19. Ahmed ve Nejad'ın [8] anigenişlemeli akış borusu için hesaplanan geri akışın geometrik yeri (u=0).



Şekil 20. Ahmed ve Nejad'ın [8] anigenişlemeli akış borusu boyunca hesaplanan üst cidar statik-basınç katsayısının (C_p) dağılımı.

4. SONUÇLAR

Bu araştırmanın sayısal hesaplamalarından çıkarılan başlıca ana sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir. Dairesel kesitli eksenel simetrik anigenişlemeli borularda ayrımlı ve yeniden birleşmeli, karmaşık çevrintili türbülanslı akış, $Re=2.6\times10^4$, $Re=1.52\times10^5$ ile $Re=1.18\times10^5$ Reynolds sayıları için standart k-ε türbülans modelini kullanarak, sayısal olarak hesaplanmıştır. Sonlu hacim yöntemini kullanarak, Patankar'ın [36] SIMPLE algoritmasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Üç farklı, eksenel simetrik anigenişlemeli borularda karmaşık çevrintili türbülanslı akış için standart k-ε türbülans modelinin performansı araştırılmıştır. Standart k-ε türbülans modeliyle hesaplanan eksenel hız, türbülans kinetik enerji, türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı, efektif viskozite, simetri ekseni üzerindeki hız, üst cidar kayma gerilmesi, üst cidar sürtünme katsayısı ile üst cidar statik-basınç katsayısının dağılımları sunulmuş ve hesaplanan eksenel hız radyal profilleri ile üst cidar statik-basınç katsayısının dağılımı literatürde bildirilen deneysel ölçümlerle karşılaştırılmış ve genel olarak çok iyi uyumda oldukları bulunmuştur. Buna rağmen, karmaşık çevrintili akış bölgesinin yapışma uzunluğu ve genişliği standart k-ε türbülans modeli tarafından daha kısa olarak hesaplanmıştır.

KAYNAKLAR

[1] Gould, R. D., Stevenson, W. H., and Thompson, H. D., "Investigation of Turbulent Transport in an Axisymmetric Sudden Expansion", AIAA Journal, 28, pp. 276-283, 1990.

[2] Stevenson, W. H., Thompson, H. D., and Craig, R. R., "Laser Velocimeter Measurements in Highly Turbulent Recirculating Flows", ASME J. Fluids Eng., 106, pp. 173-180, 1984.

[3] Durrett, R. P., Stevenson, W. H., and Thompson, H. D., "Radial and Axial Turbulent Flow Measurements with an LDV in an Axisymmetric Sudden Expansion Air Flow", ASME J. Fluids Eng., 110, pp. 367-372, 1988.

[4] Chaturvedi, M. C., "Flow Characteristics of Axisymmetric Expansions", J. Hydraulics Div., Proc., ASCE, 89, HY3, pp. 61-92, 1963.

[5] Moon, L. F., and Rudinger, G., "Velocity Distribution in an Abruptly Expanding Circular Duct", ASME J. Fluids Eng., 99, pp. 226-230, 1977.

[6] Favaloro, S. C., Nejad, A. S., and Ahmed, S. A., "Experimental and Computational Investigation of Isothermal Swirling Flow in an Axisymmetric Dump Combustor", J. Propulsion, AIAA J., 7 (3), pp. 348-356, 1991.

[7] Nejad, A. S., Vanka, S. P., Favaloro, S. C., Samimy, M., and Langenfeld, C., "Application of Laser Velocimetry for Characterization of Confined Swirling Flow", ASME J. Eng. for Gas Turbines and Power, 111, pp. 36-45, 1989.

[8] Ahmed, S. A., and Nejad, A. S., "Premixed, Turbulent Combustion of Axisymmetric Sudden Expansion Flows", Int. J. Heat and Fluid Flow, 13 (1), pp. 15-21, 1992.

[9] Ahmed, S. A., and Nejad, A. S., "Velocity Measurements in a Research Combustor; Part 1: Isothermal Swirling Flow", Exp. Ther. Fluid Science, 5, pp. 162-174, 1992.

[10] Ahmed, S. A., "Velocity Measurements and Turbulence Statistics of a Confined Isothermal Swirling Flow", Exp. Ther. Fluid Science, 17, pp. 256-264, 1998.

[11] Nejad, A. S., and Ahmed, S. A., "Flow Field Characteristics of an Axisymmetric Sudden Expansion Pipe Flow with Different Initial Swirl Distribution", Int. J. Heat and Fluid Flow, 13 (4), pp. 314-321, 1992.

[12] Ahmed, S. A., and Abidogun, K. B., "Measurements of Turbulence Statistics and Energy Budgets in a Model Combustor", Energy, 23, No.9, pp. 741-752, 1998.

[13] Ahmed, S. A., and Abidogun, K. B., "An Experimental Investigation of Turbulence Statistics in an Axisymmetric Sudden Expansion", HTD-Vol. 346, National Heat Transfer Conference, Vol. 8, pp. 101-110, ASME, 1997.

[14] Poole, R. J., and Escudier, M. P., "Turbulent Flow of Viscoelastic Liquids Through an Axisymmetric Sudden Expansion", J. Non-Newtonian Fluid Mech., 117, pp. 25-46, 2004.

[15] Escudier, M. P., and Smith, S., "Turbulent Flow of Newtonian and Shear-Thinning Liquids Through a Sudden

Axisymmetric Expansion", Exp. Fluids, 27, pp. 427-434, 1999.
[16] Cole, D. R., and Glauser, M. N., "Flying Hot-Wire Measurements in an Axisymmetric Sudden Expansion", Experimental Thermal and Fluid Science, 18, 150-167, 1998.
[17] Cole, D. R., and Glauser, M. N., "Applications of Stochastic Estimation in the Axisymmetric Sudden Expansion", Physics of Fluids, 10, No.11, 2941-2949, 1998.
[18] Tinney, C. E., Glauser, M. N., Eaton, E. L., and Taylor, J. A., "Low Dimensional Azimuthal Characteristics of Suddenly Expanding Axisymmetric Flows", J. Fluid Mech., 567, 141-155, 2006.
[19] Devenport, W. J., and Sutton, E. P., "An Experimental Study of Two Flows Through an Axisymmetric Sudden Expansion", Experiments in Fluids, 14, 423-432, 1993.
[20] Furuichi, N., Takeda, Y., and Kumada, M., "Spatial Structure of the Flow Through an Axisymmetric Sudden Expansion", Experiments in Fluids, 34, 643- 650, 2003.
[21] Mak, H.,and Balabani, S., "Near Field Characteristics of Swirling Flow Past a Sudden Expansion", Chemical Engineering Science, 62, 6726-6746, 2007.
[22] Lee, D. H., and Sung, H. J., "Experimental Study of Turbulent Axisymmetric Cavity Flow", Experiments in Fluids, 17, 272-281, 1994.
[23] Karasu, T., "Numerical Prediction of Incompressible Turbulent Swirling Flows in Circular-Sectioned Ducts and Annuli", Ph.D. Thesis, University of London, 1981.
[24] Karasu, T., "Numerical Prediction of Turbulent Recirculating Flow Through Axisymmetric Sudden Expansions", 10th International Conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, 21st –25th July 1997, Swansea, U.K., Proceedings Book, Vol. 10, pp. 357-368, 1997.
[25] Karasu, T., "Numerical Prediction of Turbulent Flow in Circular Pipes", 9th International Conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, Atlanta, Georgia, USA, Proceedings Book, Vol. 9, Part 2, pp. 1329-1339, 1995.
[26] Karasu, T., "Dairesel Kesitli Borularda Türbülanslı Akışın Sayısal Araştırılması", VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 22-25 Ekim 2014, İstanbul, Bildiriler Kitabı, ss. 151-166, 2014.
[27] Karasu, T., "Numerical Investigation of Developing Turbulent Flow Between Two Parallel Plates", 7th International Advanced Technologies Symposium, 30th October-1st November 2013, Istanbul, Turkey, Proceedings Book, pp. 49-56, 2013.
[28] Karasu, T., Choudhury, P. R., and Gerstein, M., ''Upwind ve Hybrid Diskritizasyon Metotları ile k-ε Türbülans Modelini Kullanarak Bazı Türbülanslı Akışların Hesaplanması'', Doğa Bilim Dergisi, 9 (B), ss. 218-234, 1985.
[29] Karasu, T., "Anigenişlemeli Borularda Türbülanslı Akışın Sayısal Hesaplanması", TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi, 52(612), 51-59, 2011.
[30] Karasu, T., "Dairesel Kesitli Borularda Türbülanslı Akışın Sayısal Simülasyonu", TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi, 52(622), 63-72, 2011.
[31] Karasu, T., "Numerical Solution of Turbulent Flow with Heat Transfer in an Annulus with Rotating Inner Cylinder", Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 12(3), pp. 250-272, 1988.
[32] Karasu, T., "Çift Yanlı Düzlemsel Anigenişlemeli Kanallarda Çevrintili Türbülanslı Akışın Bilgisayarlı Simülasyonu", XVIII. Ulusal Mekanik Kongresi, 26-30 Ağustos 2013, Celal Bayar Üniversitesi, Manisa, Bildiriler Kitabı, ss. 358-370, 2013.
[33] Karasu, T., "Tek Yanlı Düzlemsel Anigenişlemeli Kanallarda Çevrintili Türbülanslı Akışın Bilgisayarlı Simülasyonu", 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 8-11 Nisan 2015, İzmir, Bildiriler Kitabı, Cilt 1, ss. 453-475, 2015.
[34] Karasu, T., "Düzlemsel Simetrik Anigenişlemelerde Çevrintili Türbülanslı Akışın Sayısal Araştırılması", 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 8-11 Nisan 2015, İzmir, Bildiriler Kitabı, Cilt 1, ss. 479-496, 2015.
[35] Launder, B. E., and Spalding, D. B., "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Comp. Meth. Appl. Mech. Engng, 3, pp. 269-289, 1974.
[36] Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Chapters 5 and 6, 79-138, Hemisphere, McGraw-Hill, Washington, DC, 1980.
[37] Patankar, S. V., and Spalding, D. B., "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows", Int. J. Heat Mass Transfer, 15, pp. 1787-1806, 1972.
[38] Spalding, D. B., "A General-Purpose Computer Program for Multi-Dimensional One-and-Two Phase Flow", Math. Comput. Simulation, XXIII, pp. 267-276, 1981.

TERMOELEKTRİK JENERATÖRLERİN İÇTEN YANMALI MOTORLARIN EGZOZ SİSTEMLERİNDE FARKLI YÜK DİRENÇLERİNDE UYGULAMASI

M. Akif KUNT, Haluk GÜNEŞ

Dumlupınar Üniversitesi, Tavşanlı MYO, Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, Kütahya

ÖZET

Dünyada, enerjinin verimli kullanılması, güvenliğinin sağlanması ve çevresel kirliliği azaltmak için yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ihtiyaç gün geçtikçe artmaktadır. Termoelektrik jeneratörler içten yanmalı motorların egzoz sistemlerinde atık enerjinin geri kazanımı için önemli bir alternatiftir. Bu çalışmada içten yanmalı motorların egzoz sistemlerinde atık ısının geri kazanımda kullanılacak hava soğutmalı bir termoelektrik jeneratör sistemi tasarlanmış ve farklı yük dirençlerinde performans deneyleri yapılmıştır. Teorik ve deneysel sonuçlar mukayese edilmiştir. Tasarlanan sistemden T_c=313 K, ΔT=210 K, R_L= 125 Ω yük direncinde maksimum 16,2 V gerilim ve 0,27 A akım elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Atık enerji, termoelektrik jeneratör, içten yanmalı motor, egzoz sistem

AN APPLICATION OF THERMOELECTRIC GENERATORS UNDER DIFFERENT LOAD RESISTANCES IN THE EXHAUST SYSTEM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

ABSTRACT

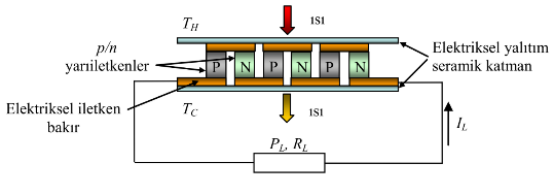
All over the world, the need for renewable energy sources has been increasing day by day in order to use of energy efficiently, ensure it's safety and reduce environmental pollution. Thermoelectric generators are an important alternative to recovery of waste heat in the exhaust system of an internal combustion engine. In this study, an air-cooled thermoelectric generator system was designed to recover waste heat in the exhaust system of internal combustion engines and then performance tests were carried out under different electric loads. Theoretical and experimental results were compared. Maximum 16,2 V and 0,27 A were obtained at T_c = 313 K, ΔT = 210 K, and R_L = 125 ohm load resistance in the designed system.

Keywords: Waste energy, thermoelectric generator, internal combustion engine, exhaust system

1.GİRİŞ

Dünyada, enerji ihtiyacının karşılanması ve iklim değişikliğiyle mücadele etmek için yenilenebilir enerji kaynaklarına olan talep gün geçtikçe artmaktadır. Ancak, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımında karşımıza çıkan en büyük zorluk, yenilenebilir enerji kaynakları için gerekli olan kurulum maliyetlerinin yüksek oluşudur.

Yenilenebilir enerji kaynakları kullanımında, termoelektrik jeneratörler (TEJ) önemli yere sahiptir[1]. Termoelektrik cihazlar termoelektrik soğutucular (TES) ve termoelektrik jeneratörler (TEJ) olarak ikiye ayrılırlar. Termoelektrik malzemelerden imal edilen modüller yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkını elektrik enerjisine çevirir, bu olaya Seebeck etkisi adı verilir [2]. TEJ'ler atık ısılarda bulunan sıcaklık farklarından elektrik gücü elde edilmesinde, sıcaklık algılayıcılarında, enerji kaynağı olarak batarya kullanan küçük enerji gereksinimi (saat, kablosuz ağlar v.b.) olan cihazlarda yaygın olarak kullanılırlar [3,4]. TEJ'lerin maliyetlerinin yüksek oluşu ve verimlerinin düşük olması uygulama alanlarını kısıtlamaktadır. TEJ'lerin atık ısılardan elektrik enerjisi üretiminde, verim yaklaşık olarak %5-10'lar civarındadır. İlk bakışta, bu verim çok düşük olarak düşünülmektedir. Fakat atık ısının geri elektrik gücü olarak kullanıma kazandırılması düşünüldüğünde bu verim miktarı küçümsenemez [5]. Son zamanlarda, TEJ'ler enerjinin verimli kullanımı, çevresel kaygılar ve küresel ısınma nedeniyle yenilenebilir enerji kaynaklarının içinde dikkati çekmektedir [6]. Örneğin, otomobillerin egzozunda, şofbende, kalorifer kazanlarında, atık ısı borularında ve jeotermal alanlarda atık ısının geri kazandırılmasıyla enerji verimliliğini arttırmaktadır [7,8]. Tipik bir TEJ'in temel yapısını termoelement (TE) oluşturur. Termoelement (TE) p ve n-tip yarı iletkenlerin bir uçlarının birbirleriyle birleştirilmesinden meydana gelir. Çok sayıda TE'in üretilen gerilimi arttırmak için elektriksel olarak seri, termal genişlemeyi arttırmak için de seramik plakalar yardımıyla termal olarak paralel bağlanmasından Termoelektrik modüller (TEM) meydana getirilir. TEM'ler TEJ olarak kullanıldığında Seebeck etkisi ile çalışırlar. TEM'in TEJ olarak çalışma prensibi Şekil 1'de verilmiştir. TEM'in iki yüzeyi arasında bir sıcaklık farkı meydana getirilir ve TEM uçlarına bir yük bağlanırsa, yük üzerinden elektrik akımı geçişi olur ve bir elektrik gücü elde edilir [9].



Şekil 1. Termoelektrik jeneratörlerin temel yapısı

Ticari olarak üretimde bulunan firmalar üretilen TEJ'lerde soğuk yüzey sıcaklığı (T_c,) sıcak yüzey sıcaklığı (T_h,) maksimum güç (P_{max})gibi parametrelerini belirtirler. Maksimum gücün elde edilmesinde TEJ iç direnci *R*, yük karşılaşmasındaki (R_L=R) yük gerilimi V_{max}(=VR) ve maksimum verimlilik (η_{max}) öne çıkar. Bu verilen değerlerle devrenin elektriksel parametreleri hesaplanabilir. Kullanılacak bir TEM için verimliliğin yüksek olmasında; büyük Seebeck sabiti α, düşük elektriksel direnç R ve düşük termal iletkenlik (κth) değerleri etkindir. Termoelektrik jeneratörlerde sıcak bölge ısısı (Q_h), soğuk bölge ısısı (Q_c),elektriksel güç (P_e) ve açık devre gerilimi (V_{OCV}) aşağıda verilen bağıntılarla ifade edilmektedir [10].

$$Q_h = 2\alpha I T_h + \frac{2kA}{\ell}\Delta T - \frac{1}{2}I^2\frac{2\rho\ell}{A} \quad (1)$$

$$Q_c = 2\alpha I T_c + \frac{2kA}{\ell}\Delta T + \frac{1}{2}I^2\frac{2\rho\ell}{A} \quad (2)$$

$$P_e = Q_h - Q_c = 2\alpha I\Delta T - I^2\frac{2\rho\ell}{A} \quad (3)$$

$$V_{ocv} = 2\alpha\Delta T \quad (4)$$

Elde edilen akım değeri Ohm kanunu esas alınarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$I = \frac{V_{ocv}}{R_I + R_L} = \frac{\alpha A\Delta T}{\rho\ell(1+m)} \quad (5)$$

(5) no'lu eşitlikte gösterilen "m" simgesi yük direncinin (R_L) elektriksel iç direncine (R_I) oranıdır. (5) no'lu eşitlik (3) no'lu eşitliğin içerisine yazıldığında elektriksel güç aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$P_e = \frac{2Nm\alpha^2\Delta T^2 A}{\rho\ell(1+m)^2} \quad (6)$$

Maksimum elektriksel gücün elde edilebilmesi için m=1 durumunun sağlanması gerekmektedir. Elde edilen yüklü gerilim;

$$V = \frac{P_e}{I} = 2N\left(\frac{m}{1+m}\right)\alpha\Delta T \quad (7)$$

Pelet ve seramik yüzeyler arasındaki bağlantı, bağlantı malzemelerinin seçimi, elektriksel bağlantıların durumu, termal temas kalınlıkları TEJ modüllerin performansını önemli ölçüde değiştirmektedir. Buna göre (5) ve (6) no'lu eşitlikler temas durumları göz önüne alınarak yeniden düzenlenirse akım ve elektriksel güç bağıntıları aşağıdaki gibi elde edilir [11].

$$I = \frac{\alpha A \Delta T}{\rho \ell_m (1+m)} \quad (8)$$

$$P_e = \frac{2Nm\alpha^2 \Delta T^2 A}{\rho \ell_m (1+m)^2} \quad (9)$$

2. MATERYAL VE METOT

2.1. Test Düzeneği ve Ekipmanlar

Şekil 2'de deney düzeneğinin görünüşü görülmektedir. TEJ' in sıcak tarafının sıcaklığının ayarlanabilmesi için "U" tipi ısıtıcı kullanılmıştır. Sıcak tarafın sıcaklığının sabitlenmesi için ET2011 tip seçilebilir çıkışlı PID sıcaklık kontrol cihazı kullanılmıştır. Soğuk tarafın sıcaklığının ayarlanabilmesi değişken hızlı soğutma fanı kullanılmıştır. Isı kayıplarını azaltmak için sistemin ön ve arka kısımları yalıtılmıştır. Sıcak ve soğuk tarafların sıcaklıklarını ölçmek için ELİMKO E-RT09-1P04-5 tip Pt-100 sıcaklık ölçerler kullanılmıştır. Sıcaklık ölçerler soğuk tarafta modüller ile alüminyum soğutucu arasındaki kanallara, sıcak tarafta ise ısıtıcı ile birlikte sistemin merkezine yerleştirilmiştir. Ölçülen sıcaklık değerleri ELİMKO E680 tarayıcı cihazdan geçirilerek ölçüm bilgisayarına aktarılmıştır. Tüm ölçüm noktalarında sabit sıcaklık koşulları elde edildikten sonra ölçümler yapılmıştır. TEJ'ler ile alüminyum soğutma kanatçıkları sistemin gövdesi üzerine sıkma kelepçeleri ile bağlanmıştır. Açık devre voltajı, yüklü gerilim, akım, güç değerlerinin ölçülerek kaydedilmesi ve yük direncinin değiştirilebilmesi için CHROMA 6310A marka DC elektronik yük kullanılmıştır.



1. TEJ Ünitesi, **2.** DC Elektronik yük, **3.** Bilgisayar, **4.** Tarayıcı, **5.** PID Sıcaklık kontrol cihazı, **6.** Sıcaklık göstergesi, **7.** Rezistans, **8.** Fan

Resim 1. Deney düzeneğinin görünüşü

2.2. TEJ

Egzoz gazı geri kazanım sisteminin ana gövdesi 50x50x1 mm boyutlarında alüminyum profilden imal edilmiştir. Sistemde termoelektrik modül olarak Tablo1 'de teknik özellikleri verilen TEC 12726 kullanılmıştır. Modülün boyutları 50 x 50 x 3,65mm'dir. Isı enerjisi elektrik enerjisine, ayrıca elektrik enerjisi soğutma enerjisine dönüştürüldüğün de verim, yarı iletken termoelementlerin elektrik ve ısı özelliklerine bağlıdır.

Tablo 1. Termoelektrik jeneratörün teknik özellikleri [12]

	Pellet'in termoelektrik özellikleri				Geometrik özellikler			Üretim faktörleri		
Model	R_i	α	ρ	k	l_c	l	A	N	n	r
	Ω	μV/K	μΩm	W/mK	mm	mm	mm^2			

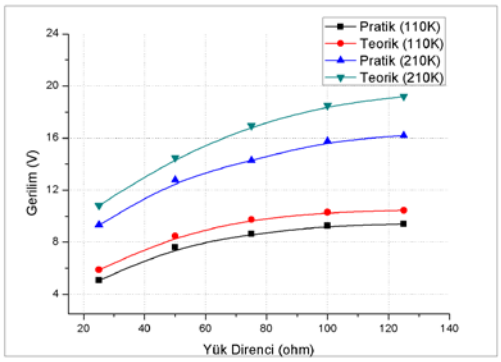
12726	1,8	190	10,5	1,5	1,2	1,2	1,88	127	0,05	0,1

2.3. Test Prosedürü

Atık ısı geri kazanım testleri T_c=313 K, ΔT=110 K ve ΔT=210 K sıcaklık farklarında 5 farklı yük direnci için gerilim, akım ve güç değerleri ölçülerek yapılmıştır. Deneysel sonuçlar ile teorik hesaplamalar grafikler üzerinde kıyaslamalı olarak gösterilmiştir. Tüm test işlemlerinde elde edilen veriler kararlı şartlar sağlandıktan sonra yapılan 5 ölçümün ortalamaları alınarak belirlenmiştir.

3. ELDE EDİLEN BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

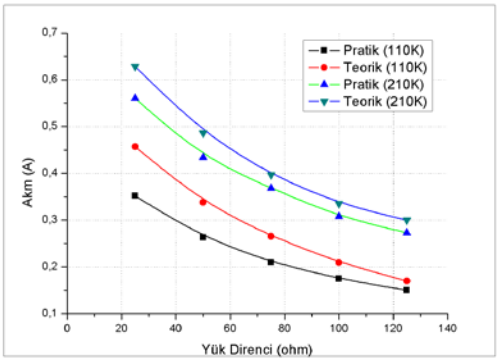
Şekil 2' de T_c=313 K, ΔT=110 K ve ΔT=210 K sıcaklık farkları için yük direnci değişimine bağlı teorik ve pratik gerilim değişimi gösterilmiştir. Sıcaklık farkının artması ile her bir yük direnci için elde edilen gerilim de artmıştır. Bununla birlikte 110 K sıcaklık farkı elde edildiğinde en yüksek gerilim teorik olarak 125 Ω yük direncinde 10,44 V, pratik olarak ise 125 Ω yük direncinde 9,39 V olarak elde edilmiştir. 210 K sıcaklık farkı elde edildiğinde en yüksek gerilim teorik olarak 125 Ω yük direncinde 19,19 V, pratik olarak ise 125 Ω yük direncinde 16,2 V olarak elde edilmiştir.



Şekil 2. Yük direncine bağlı gerilim değişimi

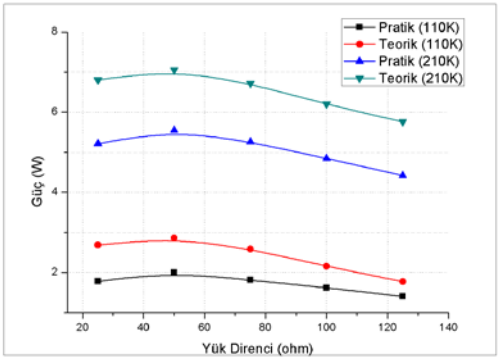
Şekil 3' te T_c=313 K, ΔT=110 K ve ΔT=210 K sıcaklık farkları için yük direnci değişimine bağlı teorik ve pratik akım değişimi gösterilmiştir. Sıcaklık farkının artması ile her bir yük direnci için elde edilen akım artmaktadır. Sabit sıcaklık farkının sağlanması durumunda ise yük direncinin artırılması ile elde edilen akım azalmaktadır. 110 K sıcaklık farkı elde edildiğinde en yüksek akım teorik olarak 25 Ω yük direncinde 0,46 A, pratik olarak ise 25 Ω yük direncinde 0,35 A olarak elde edilmiştir.

210 K sıcaklık farkı elde edildiğinde en yüksek akım teorik olarak 25 Ω yük direncinde 0,63 A, pratik olarak ise 25 Ω yük direncinde 0,56 A olarak elde edilmiştir.



Şekil 3. Yük direncine bağlı akım değişimi

Şekil 4' te T_c=313 K, ΔT=110 K ve Tc=313 K, ΔT=210 K sıcaklık farkları için yük direnci değişimine bağlı teorik ve pratik çıkış gücü değişimi gösterilmiştir. Elektriksel güç elde edilen gerilim ve akımın bir fonksiyonudur. Sıcaklık farkının artması ile her bir yük direnci için elde edilen elektriksel güç artmıştır. T_c=313 K, ΔT=110 K sıcaklık farkı durumunda elde edilen maksimum güç, gerilim ile akımın bir fonksiyonu olarak 50 Ω yük direncinde teorik olarak 2,86 W, pratik olarak ise 50 Ω yük direncinde 2 W elde edilmiştir. T_c=313 K, ΔT=210 K sıcaklık farkı durumunda elde edilen maksimum güç, gerilim ile akımın bir fonksiyonu olarak 50 Ω yük direncinde teorik olarak 7,04 W, pratik olarak ise 50 Ω yük direncinde 5,55 W elde edilmiştir.



Şekil 4. Yük direncine bağlı çıkış gücü değişimi

4.SONUÇLAR

Soğuk bölge sıcaklığı ve sıcaklık farkı sabit tutularak yük direnci artırıldığında sistemden elde edilen gerilim değeri artmıştır. 110 K ve 210 K sıcaklık farklarında yapılan deneylerde 210 K sıcaklık farkında daha yüksek çıkış gerilimi elde edilmiştir. Aynı şartlarda yük direnci arttırıldığında devrenin toplam direncindeki artışın etkisiyle elde edilen akım değeri azalmıştır. En yüksek akım ΔT=210 K sıcaklık farkında 25Ω yük direncinde 0,63 A olarak elde edilmiştir. V-R_L ve I- R_L grafiklerinden elde edilen değerlere göre en yüksek elektriksel güç T_c=313 K, ΔT=210 K şartlarında $R_{L=}$50 Ω yük direnci değerinde 5,55 W olarak bulunmuştur. Deneysel ölçüm sonuçları teorik sonuçları doğrulamaktadır.

KAYNAKLAR

1. Riffat, S.B. ve Ma, X., "Thermoelectrics: a Review of Present and Potential Applications", ***Applied Thermal Engineering***, Cilt 23, No 8, 913–935, 2003.
2. Ahıska, R. ve Dislitas, S., "Microcontroller Based Thermoelectric Generator Application", ***Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University***, Cilt 19, No 2, 135-141, 2006.
3. Dalola, S., Ferrari, M., Ferrari, V., Guizetti, M., Marioli, D. ve Taroni, A., Charecterization of Thermoelectric Modules Powering Autonomous Sensors", ***IEEE Transaction on Instrumentation and Measurement***, Cilt 58, No 1, 99–107, 2009.
4. Khattab, N.M. ve El Shenawy E.T., "Optimal Operation of Thermoelectric Cooler Driven by Solar Thermoelectric Generator", ***Energy Conversion and Management***, Cilt 47, No 4, 407-426, 2006.
5. Lertsatitthanakorn, C., "Electrical Performance Analysis and Economic Evaluation of Combined Biomass Cook Stove Thermoelectric (BITE) Generator", ***Bioresource Technology***, Cilt 98, No 8, 1670-1674, 2007.
6. Chen, L., Cao, D., Huang, Y. ve Peng, F.Z., "Modeling and Power Conditioning for Thermoelectric Generation", ***Power Electronics Specialists Conference***, Rhodes, 1098-1103, 15–19 Haziran 2008.
7. Dziurdzia, P., Mirocha, A., "From Constant to Temperature Dependent parameters Based Electrothermal Models of TEG" , ***XIV. Mixdes International Conference on Mixed Design of Integrated Circuits Systems***, Lodz, 555-559, 25-27 Haziran 2009.
8. Chen, M., Rosendahl, L.A., Condra, T.J. ve Pedersen, J.K., "Numerical Modeling of Thermoelectric Generators With Varing Material Properties in a Circuit Simulator", ***IEEE Transactions on Energy Conversion***, 24 (1), 112-124, (2009).
9. Ahıska, R., Dişlitaş, S. ve Ömer, G., "A new method and computer-controlled system for measuring the time constant of real thermoelectric modules", ***Energ. Convers. Manage***. 53 (1), 314–321 (2012).
10. Hun, S.H. , Yun, H.K.; Seo, Y.K., Sukkee, U.; Jae, M.H., "Performance measurement and analysis of a thermoelectric power generator", ***Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm), 2010 12th IEEE Intersociety Conference on***, Las Vegas, 1 – 7, 2-5 June 2010.
11. Rowe, D.M. and Min G., "Evaluation of thermoelectric modules for power

generation", ***J. Power Sources***, 73, 193-198 (1998).

12. http://file.yizimg.com/431507/2014032814030097.pdf, 16.04.2014

SINGLE-ZONE COMBUSTION MODEL OF HBO CYLINDER-OFFSET GASOLINE ENGINE

Essam ABO-SERIE[1]*, Nurgul POLAT[2], and Hasan OZDAMAR[3]

[1]Mevlana University, Mechanical Engineering Department, Konya, Turkey, eaboserie@mevlana.edu.tr
[2]Mevlana University, Mechanical Engineering Department, Konya, Turkey, npolat@mevlana.edu.tr
[3]HBO Motor Company, Organize Sanayi Bölgesi, Kayseri, Turkey, minisan@minisan.com.tr

Özet

Bu çalışmada 'HBO' adıyla patentlenen yeni tasarım bir motor tanıtılacaktır. Motorun krank mili-biyel kolu mekanizmasının ekseni ile silindir ekseni arasında eksantriklik olacak şekilde dizayn edilmiştir. HBO motor için yapılan kinematik analizlerde, sıkıştırma strokunun genişleme strokuna kıyasla daha hızlı gerçekleştiği ve bu sayede yanma işleminin daha uzun sürdüğü görülmüştür. Bu tasarımla, genişleme strokunda daha çok ısıl enerji elde edilmekte ve daha düşük egzoz emisyonları görülmektedir. HBO motorun özellikleri ve geleneksel motorlardan farklarının daha iyi anlaşılması için, yanma odasındaki gazların farklı tasarım değerlerindeki sıcaklık ve basınçlarının hesaplanmasında kullanılmak üzere, ısı yayılım oranı için Weibe fonksiyonunu temel alan bir termodinamik model geliştirilmiştir.

Geleneksel motorlarla benzer ateşleme avans açıları kullanılarak yapılan HBO motor çevrimlerinde, yakıtın yanmaya başladığı andaki gaz basınç ve sıcaklıklarının -konvansiyonel motorlara göre- daha düşük olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmalarla, HBO motorun daha yüksek güce sahip olduğu ve yakıt tüketiminin daha düşük olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Benzinli motorların verimi, Eksantrik silindirli motorlar, HBO motor, Tek bölgeli yanma modeli, Yeni tasarım içten yanmalı motorlar

Abstract

In this work, a new designed and patented engine, 'HBO' will be introduced. The engine has an offset crankshaft-connecting rod mechanism from the central axis of cylinder. Kinematic analysis of the engine configuration showed that compression stroke is proceeding faster than expansion stroke allowing more time for combustion. This design allows more heat energy to be released during expansion and reduces exhaust emissions. In order to further understand the concept and differences between HBO and traditional gasoline engine a thermodynamics model based on Wiebe function for heat release rate has been developed to predict gas pressure and temperature inside the combustion cylinder for different design parameters. HBO engine cycle shows lower temperature and pressure at the beginning of fuel burning relative to that in conventional engine if similar spark advance is used. It has been concluded that HBO engine can produce more power and has lower fuel consumptions than conventional gasoline engine.

Keywords: Gasoline engine efficiency, Offset cylinder engine, HBO engine, Single zone combustion model, New ICE design

1. Introduction

The design structure of the reciprocating internal combustion engines has not changed since it has been commercialize around 1859 even though, the engine systems have gone through very much changes particularly in the fuel supply systems for spark ignition engine. From the basic thermodynamics, it is well understood that the thermal efficiency of the engine improves with the increase in the compression ratio. However, for spark ignition engine there is limitation on the value of compression ratio where above this value engine knocking starts to appear. Engine knocking not only leads to deterioration of engine performance and high emissions but also can cause engine damage due to pressure waves and high thermal load [1].

The propagation of the flame front from the moment of kernel formation nearby the spark plug creates two zones. The combustion gases zone exist behind the flame front and unburned fuel/air mixture zone ahead of the flame front. The pressure and temperature of the unburned fuel/air mixture ahead of the flame front keep increasing as the flame propagates due to the compression and heat transfer process. If the mixture conditions reach the self-ignition conditions, it will burn instantaneously causing explosive combustion. Creating a local shockwave and causing the cylinder pressure to rise sharply beyond its design limits [2]. Being able to reduce the temperature of the end gases during the flame propagation can prevent engine knocking and therefore, the engine can run at higher compression ratio. Lowering the end gas temperature is traditionally carried out by lowering the compression ratio in addition to optimizing the ignition timing, valve timing, fuel type, fuel/air mixture ratio, combustion chamber geometry and cooling system. In this work, the gas temperature was reduced by the new patent engine mechanism which offsetting the cylinder from the crank shaft.

The thermodynamics model provides quick insight into the effect of different design and operating parameters on engine cycle without much computation and detail that can distract from the concept. In single zone combustion models, the gases in the combustion chamber are assumed to be at a uniform temperature and pressure while undergoing energy and/or mass exchange with the surroundings. The gas temperature and pressure are calculated at each crank angle by applying the energy and mass balance equations in addition to the ideal gas equation of state. The heat release rate can be calculated using different techniques. Flame propagation rate and flame area can be employed to calculate the amount of fuel burning during a specific time step. Previous research indicated that spark ignition engine performance parameters can be assessed by the thermodynamics single zone model using Weibe function if the two constants of the function are carefully selected [3]. Weibe function is one of the two common approaches to calculate the fuel burning rate at specific crank angle. Another common approach is to calculate fuel burning rate from the turbulent flame speed and the instantaneous flame area [4, 5]. This approach requires information about the geometry and usually considered in two zone combustion model and assume spherical development of flame front [6]. To accommodate the effect of wall a double-Wiebe function can be used to accommodate the fraction of fuel that is burning near the wall with lower rate [7].

Although the thermodynamics model cannot be used to provide information about the airflow and turbulence effect, it is a good tool for understanding the concept and the effect of some design parameters. Once the model is calibrated the overall performance parameters can be reliably obtained. The results of the thermodynamics model are commonly used with 1-D flow model in optimizing the intake and exhaust manifold and more recently has been combined with auto ignition model to predict the knock intensity [8]. The thermodynamics model results can be comparable to CFD results in the overall performance [9]. To apply Weibe function in a thermodynamics model, information is needed about the combustion duration in addition to the two calibration constant and ignition timing. Different attempts have been made to correlate the constants of Weibe function to engine geometry and operating conditions [10, 11 and 12] However, these formulas can be used within its testing conditions. The thermodynamics model can fairly provide good comparison results and trends but the absolute value comparison cannot be accurate due to the harsh assumptions.

The new designed and patented HBO engine changes the amount of torque received by the crank shaft from the gas pressure applied on the piston [13]. Initial test of the prototype engine showed superior performance relative to the conventional engine. In this work a fundamental study is carried out using a single zone combustion model that employs the standard Weibe function to compare the pressure and temperature history of the new proposed HBO engine and the conventional gasoline engine. The aim is to understand the concept and highlights some of the differences which lead to that superior performance.

2. Engine Geometry

The HBO engine has the crank shaft shifted from the cylinder location by an eccentricity (e) as shown in Figure 1. The configuration is not much different from the engine PGM-FI that has been developed recently by HONDA. However HBO engine has larger eccentricity e.

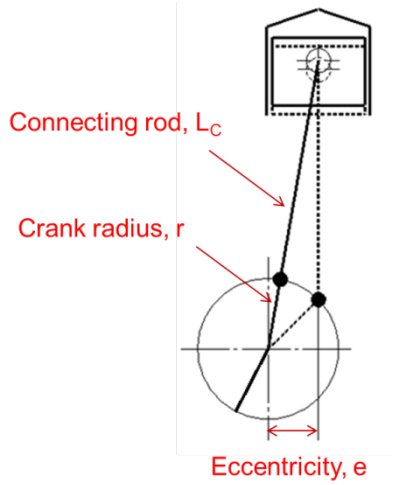


Figure 1 Sketch showing the offset cylinder engine

The input data for the thermodynamics model was selected to be similar to that of Lombardini-LGA 340 engine listed in Table 1.

Table 1 Engine specifications [14]

ENGINE TYPE			LGA 340
Cylinder		N.	1
Bore		mm	82
Stroke		mm	64
Swept volume		cc.	338
Compression ratio			8.5 - 1
Standard R.P.M.		RPM	3000 - 3800
Rating kW	N DIN 70020	kW/HP	7.4/10 - 8.1/11
	NB DIN 6271 ISO 3046	kW/HP	6.9/9.4 - 7.7/10.4
	NA DIN 6271 ISO 3046	kW/HP	6.6/8.9 - 7.3/9.9
Max torque		Nm-Kgm	23.7 - 2.4
Specific fuel consumption		g/kW h - g/HP h	342 -251

The volume variation with crank angle was calculated based on the new mechanism. Geometrical and operating parameters such as eccentricity, connecting rod length, compression ratio and spark advance angle are varied to understand their influence on cycle performance.

3. Mathematical Model

The cycle was analyzed using a single zone combustion model where the gas properties are assumed uniform throughout the cylinder. The main equations to govern the gas temperature, pressure and density inside the combustion cylinder are the ideal gas equation of state and energy conservation equations. The ideal gas equation is:

$$pv = mRT \tag{1}$$

Which can be written as:

$$\frac{1}{p}\frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{T}\frac{dT}{d\theta} \tag{2}$$

The energy conservation equation for the gases inside the cylinder:

$$mc_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p\frac{dV}{d\theta} \tag{3}$$

Combining equations 2 and 3:

$$\frac{1}{T}\frac{dT}{d\theta} = (\gamma - 1)\left(\frac{1}{pV}\frac{dQ}{d\theta} - \frac{1}{V}\frac{dV}{d\theta}\right) \tag{4}$$

The equation can re-written by as follows:

$$\frac{dp}{d\theta} = -\gamma\frac{p}{V}\frac{dV}{d\theta} + (\gamma - 1)\frac{Q_{in}}{V}\frac{dx}{d\theta} \tag{5}$$

Equation (5) is a linear first-order differential equation which was solved using Matlab to obtain the gas pressure inside the cylinder at each crank angle. The volume equation was calculated using the following equation:

$$V(\theta) = (L_c + H(\theta))\frac{\pi}{4}D^2 \tag{6}$$

$$H(\theta) = \sqrt{(L_{CR} + S)^2 - e^2} - L_{CR}.\cos(\sin^{-1}(e - S.\cos\theta)/L_{CR}) - S.\cos\theta \tag{7}$$

Where; $H(\theta)$ is the piston travel distance measured from the TDC at any crank angle θ, S is the stroke, L_{CR} is the connecting rod length, L_C is the clearance distance, D is the bore and e is the eccentricity.

The heat released percentage at a specific crank angle was calculated using Wiebe function from the following equations:

$$x = 1 - exp\left[1 - n\left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b}\right)^{m+1}\right] \tag{8}$$

Where; θ_s is the angle at which spark starts, θ_b is the combustion duration. m is the form factor and n is an adjustable constant. The values of m and n are commonly evaluated from experiments.

The total amount of fuel contributed in the combustion was calculated assuming stoichiometric combustion and 30% are dissipated to the cooling water.

Due to the approximate value taken for volumetric efficiency and cooling water energy and the single zone combustion assumptions the absolute value of the results cannot accurately represent the actual engine values. However, these assumptions are good enough for this study since the aim is to prove the concept and show the influence of different design parameters on engine performance.

4. Parametric Study and Model Results

4.1 Piston speed and engine kinematics

Due to the offset between the cylinder axis and crank shaft the piston of HBO engine became different than the that of conventional engines. Figure 2 shows how the piston location varies with the crank angle. Both the piston location and speed were plotted as dimensionless relative to the stroke and mean piston speed respectively. The first observation is the piston takes longer time during the expansion stroke than in compression stroke. This means that the compression stroke is completed in less than 180^o while the expansion stroke takes more than 180^o crank angles. The second observation is that the actual top dead center is shifted to the right and therefore we have an apparent TDC and actual TDC. The third observation is that the piston can travel longer distance relative to that of the traditional engine. This is definitely benefit the combustion as it allows more time for the combustion to occur during the expansion stroke and therefore reducing emissions and more expansion work. Moreover, the relatively piston higher speed during the compression stroke results in an increase in air turbulence intensity which leads to faster flame speed and therefore less tendency to engine detonation [4].

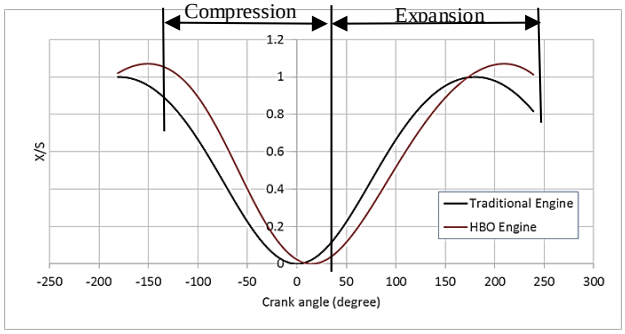


Figure 2 Piston position from the top dead center versus the crank angle

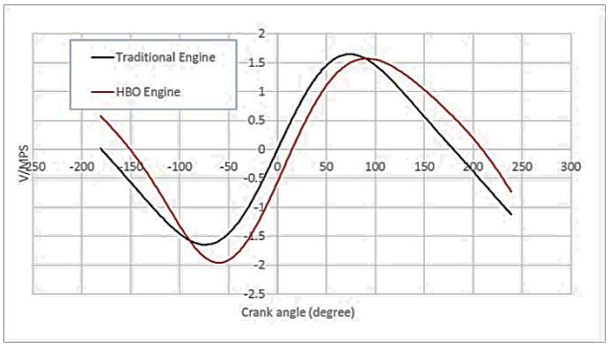


Figure 3 Piston speed variation with the crank angle during the compression and expansion stroke

Effect of connecting rod length was found to have significant influence on the ratio between crank angle duration during expansion and compression. Figure 4 shows that if the connecting rod length is 2.2 of the crank radius the time during expansion can be more than the time during compression by 60%.

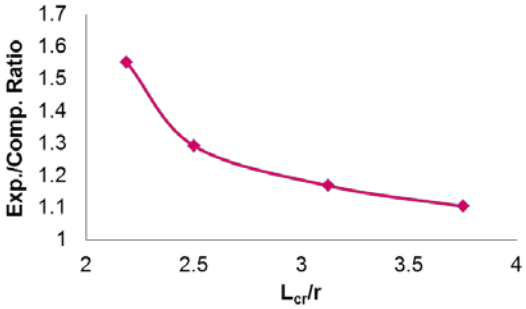


Figure 4 Effect of connecting rod length expansion to compression ratio of time duration

4.2 Parametric study

The effect of connecting rod length, eccentricity and spark advance angle on pressure in kPa, temperature in K and volume in m^3 with respect to the crank angle is investigated within this parametric study. For the comparison of HBO with conventional engines, Lombardini-LGA 340 engine geometry values are used as listed before in Table 1. The reference values for the parametric study are shown in Table 2.

Table 2 Reference values used in the parametric study

Connecting rod length, LCR	0.105 m
Eccentricity, e	0.32 m
Crank shaft radius, r	0.35 m
Polytropic index, n	1.33
Compression ratio, r_c	18
m and n	2 and 5 respectively
Spark advance angle	25^o

Although compression ratio 18 is not possible in traditional engine, initial experimental work showed that, it is possible to use high compression ratio if the SAA is retarded to avoid engine knocking.

The effect of different connecting rod lengths, CRL, (0.1m – 0.5m) of HBO engine is shown in Figure 5, 6 and 7 using the reference values shown in Table 2. Figure 5 shows that increasing the connecting rod results in a drop in the maximum pressure and temperature. The slope of pressure rise was not affected much. Nevertheless, having small connecting rod can lead to significant increase in the time duration of the expansion stroke as shown in Figure 4 and 7.

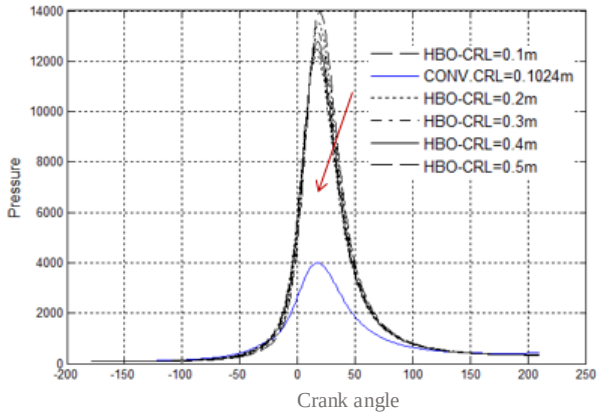


Figure 5 Pressure vs crank angle for different connecting rod, CLR

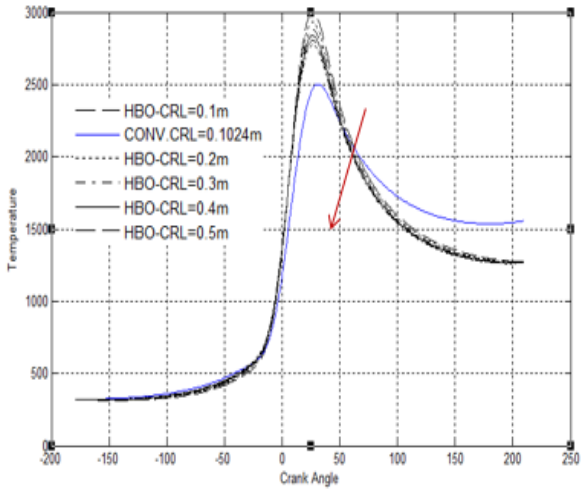


Figure 6 Temperature vs crank angle for different connecting rod, CRL

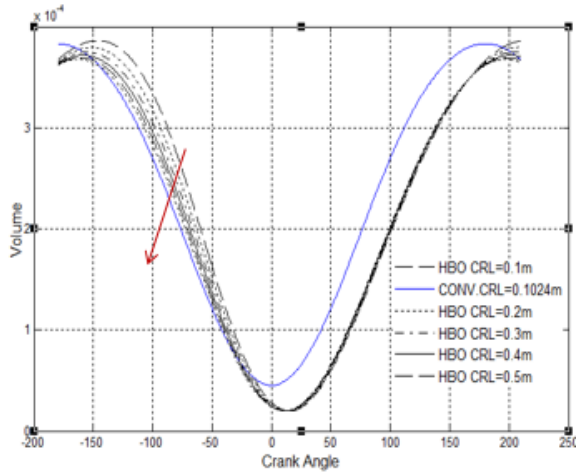


Figure 7 Volume vs crank angle for different connecting rod, CRL

Using same spark advance angles and connecting rod lengths for both engines and taking compression ratio of HBO 18, effect of different eccentricity lengths, e, (0.01m – 0.05m) of HBO engine is shown in Figure 8, 9 and 10. Increasing the eccentricity has great influence on rising the pressure and temperature of the cycle. Its effect on expansion duration ratio is not significant as the whole graph shifts to the right side as shown in Figure 10.

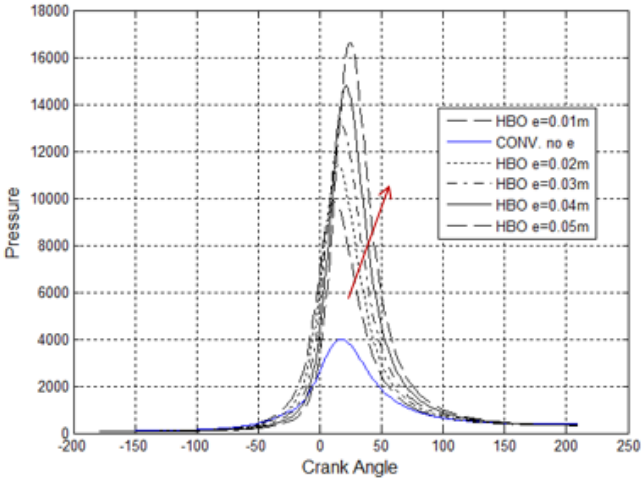


Figure 8 Pressure vs crank angle for different values of eccentricity, e

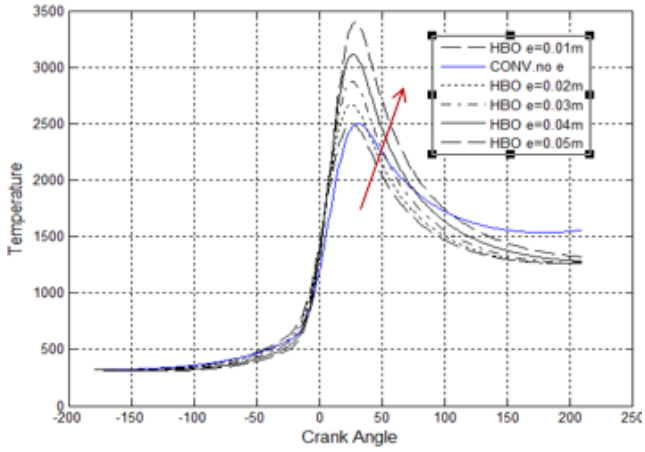


Figure 9 Temperature vs crank angle for different eccentricity, e

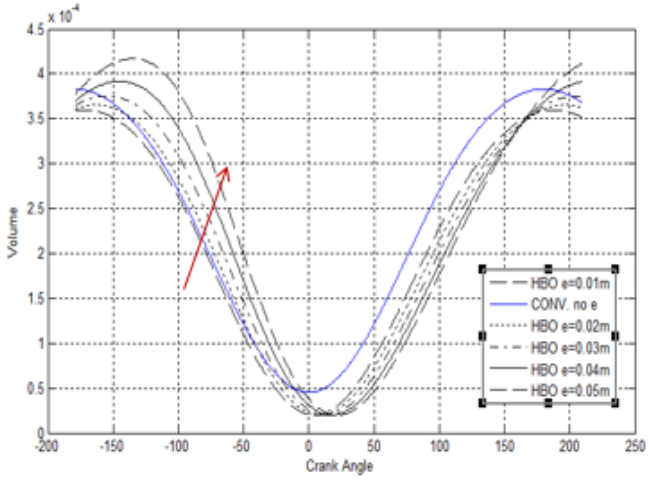


Figure 10 Volume vs crank angle for different eccentricity, e

Similarly the effect of changing spark advance angle, SAA, (10^o – 35^o) on HBO engine cycle was examined in Figure 11, 12 and 13. The effect of increasing the SAA is to some extend similar to traditional engine. Nevertheless, the pressure value at 50 degree after the reference TDC is the same and independent of the SAA. The expansion time duration is the same for all SAA. The

effect of spark advance angle is opposite to the effect of increasing the connecting rod length.

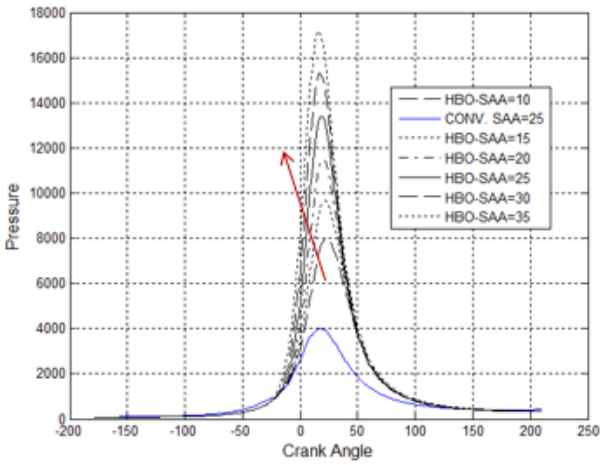


Figure 11 Pressure vs crank angle for different spark advance angles, SAA

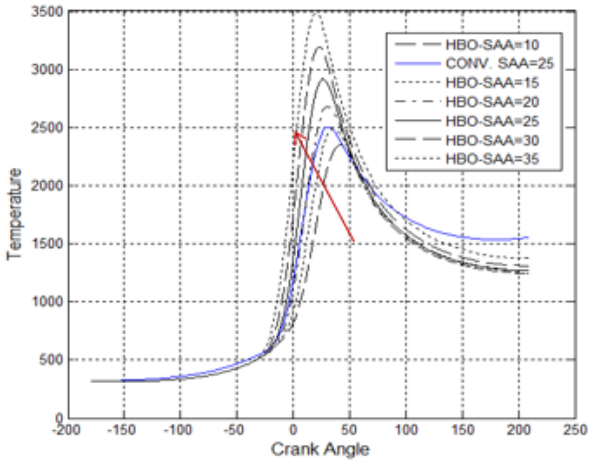


Figure 12 Temperature vs crank angle for different spark advance angles, SAA

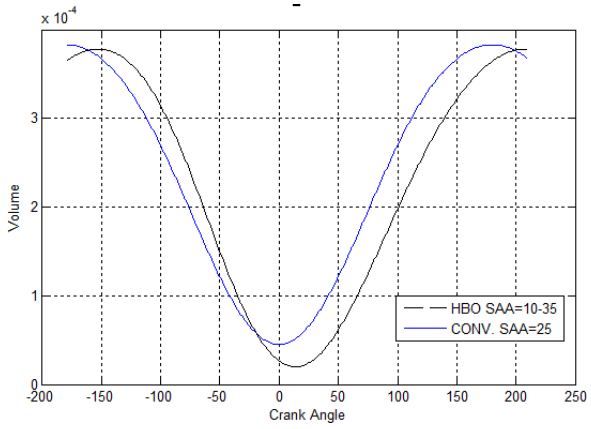


Figure 13 Volume vs crank angle for different spark advance angles, SAA

4.3 Comparison with Lombardini engine cycle.

Figure 14 and 15 shows the pressure and temperature of the cycle using the same data of Lombardini LGA 340 engine together with the reference values listed in Table 2 except the compression ratio which is set for 8.5. Figure 14 shows that the temperature and pressure at the beginning of the combustion is much lower in HBO engine. This is attributed to the fast piston travel during compression stroke and therefore for the same spark advance angle the piston is far away from its top dead center. It is therefore expected to have lower combustion rate and lower flame propagation at the beginning of the combustion process. The value of m and n in figure 14 were 2 and 5 based on recommendations for many tested engines [15]. To account for low combustion rate at the beginning of the combustion process, the value of m needs to increase [16]. Figure 16 and 17 show how the pressure and temperature varies after changing the value of m to 3. Figure 16 shows that the rate of pressure rise is similar to the Lombardini engine and can produce more expansion work and less compression work. The increase of power based on the input data of the model was approximately 6% and fuel consumption was lower by 7%. These values are not representing the actual value however it shows the trend of increasing the power and reducing the fuel consumption with this new concept.

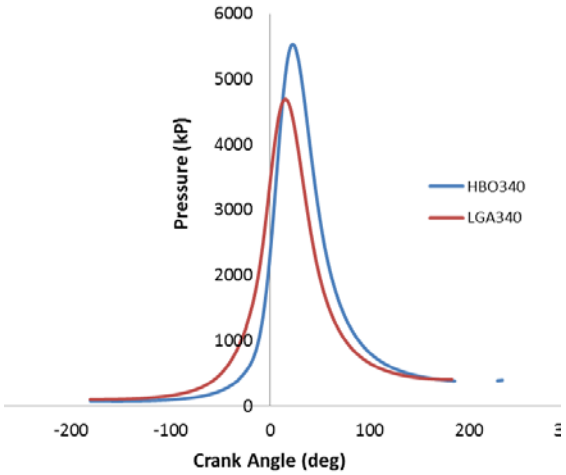


Figure 14 Pressure variation for HBO and LGA engines for $m = 2$

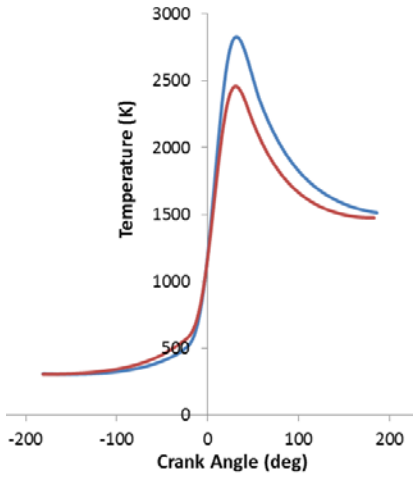


Figure 15 Temperature variation for HBO and LGA engines for $m = 2$

Model comparison while changing 'm' and 'n' values:

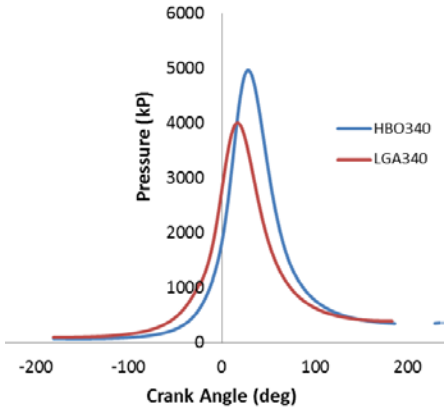


Figure 16 Pressure variation for HBO and LGA engines for $m = 3$

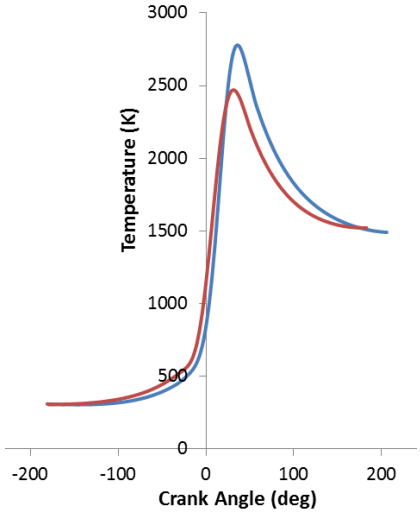


Figure 17 Temperature variation for HBO and LGA engines for $m = 3$

6. Conclusions

A single zone combustion model has been developed to assess the offset cylinder HBO engine and compare it with traditions gasoline engine and also carry out parametric study. The following points have been concluded from this study:

1- The offset design of engine cylinder of HBO engine results in shifting the TDC to the right relative to conventional engine and to have the compression time duration shorter than the expansion stroke time.

2- Reducing the connecting rod length can significantly increase the time of expansion stroke relative to the compression stroke.

3- Increasing eccentricity or spark advance angle leads to an increase in cycle pressure and temperature while the connecting rod length has opposite effect.

4- HBO engine cycle shows lower temperature and pressure at the beginning of fuel burning relative to the values in conventional engine if similar spark advance is used.

5- Conceptually, HBO engine can produce more power and lower fuel consumptions and it is expected also to have lower emissions due to the longer time available for combustion process.

6- Further experimental and modelling work is required to optimize the engine and examine engine knocking and emissions.

9. References

1- Enomoto, Y., Kitahara, N., & Takai, M., 'Heat losses during knocking in a four-stroke gasoline engine' JSME International Journal Series B, 37(3), 668-676, (1994).

2- Heywood, H. J., 'Internal combustion engine Fundamentals' McGraw-Hill Higher Education; International edition, (1989).

3- Kodah, Z.H., Soliman, H.S., Abu Qudais, M., Jahmany, Z.A., 'Combustion in a spark-ignition engine', Journal of Applied Energy, 66, 237-250, (2000).

4- Blizard, N. C. and Keck, J. C., 'Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines' SAE Paper No. 740191, (1974).

5-Moon, S., Bae, C, Choi, J. Abo-Serie, E. 'The influence of airflow on fuel spray characteristics from a slit injector' Journal of Fuel, 86, 400–409, (2007)

6- Al-Baghdadi, M. S., 'A simulation model for a single cylinder four-stroke spark ignition engine fueled with alternative fuels' Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 30 (6), 331-350, (2007).

7- Yasar, H., Soyhan, H. S., Walmsley, H., Head, B., & Sorusbay, C., 'Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling' Applied Thermal Engineering, 28 (11), 1284-1290, (2008).

8- Elmqvist, C., Lindström, F., Ångström, H., Grandin, B. et al., 'Optimizing Engine Concepts by Using a Simple Model for Knock Prediction' SAE Technical Paper 2003-01-3123, (2003).

9- Chaudhari, A. J., Sahoo, N., and Kulkarni, V., 'Simulation Models for Spark Ignition Engine: A Comparative Performance Study' Energy Procedia, 54, 330-341, (2014).
10- Bayraktar, H., and Durgun, O., 'Development of an empirical correlation for combustion durations in spark ignition engines' Energy Conversion and Management, 45 (9), 1419-1431, (2004).
11- Bonatesta, F., Waters, B, Shayler, P. J., 'Burn angles and form factors for Wiebe function fits to mass fraction burned curves of a spark ignition engine with variable valve timing' International Journal of Engine Research, 11 (2), 177-186, (2010).
12- Lindström, F., Angström, H., Kalghatgi, G., and Möller, C., 'An empirical SI combustion model using laminar burning velocity correlations' SAE Technical Paper 2005-01-2106, 2005.
13- Ozdamar, H. B., 'Connecting rod and crankshaft assembly for an engine' WO/2010/030254, (2010).
14- Lombardini technical data sheet available at http://www.lombardinigroup.it/documents/266679/bcff4562-9e89-452b-82a9-5f5f9f32f8b0 accessed on 10/1/2015.
15- Heywood, J., Higgins, J., Watts, P., and Tabaczynski, R., 'Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NOx Emissions' SAE Technical Paper 790291, 1979.
16- Shiao, Y.J., Moskwa, J.J., "Cylinder Pressure and Combustion Heat Release Estimation for SI Engine Diagnostics Using Nonlinear Sliding Observers," IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 3, No. 1, March 1995

DİZEL MOTORLARINDA AŞIRI-DOLDURMA VE ARA-SOĞUTUCU UYGULAMASI ANALİZİ

Yasar Şen[1], Ismail Ekmekci[2]

[1] Mühendislik Fakültesi Biyomedikal Mühendisliği Bölümü. Duzce University,Duzce, Turkey
yasarsen@duzce.edu.tr

[2] Mühendislik ve Tasarım Fakültesi, , Endüstri Mühendisliğ Bölümü. İstanbul Ticaret Üniversitesi, İstanbul, Turkey
iekmekci@ticaret.edu.tr

ÖZET

Günümüzde içten yanmalı motorlarda turboşarj uygulaması artış göstermiştir. Turboşarj, egzoz gazı ile çalışan bir süperşarj olarak tanımlanabilir. . Turboşarj, egzoz tarafında türbin ve emme tarafında kompresör olmak üzere iki adet pervaneye sahiptir.

İçten yanmalı motorlara turboşarj sisteminin modifiye edilmesinin nedeni, motorlarda performansın, yakıt sarfiyatının ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesinin sağlanmasıdır. Motorlarda turboşarj uygulaması, motora emilen havanın sıcaklığını arttırmakta ve istenmeyen yanma durumlarının ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu durumu azaltmak için de Ara soğutucu kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, turboşarjlı ve Ara soğutucu bir dizel motorunda, turboşarjın ve Ara soğutucu motor performansına olan etkileri incelenmiştir. Bu nedenle de kullanılmakta olan bir traktör motorunun verileri parametrik hesaplamalarda kullanılmıştır. Mevcut traktör dizel motorunun çevrim esaslarına uygun olarak termodinamik hesabı ve kompresör çıkışındaki hava sıcaklıklarının ısıl değerlendirmeleri belirlenmiştir. Ayrıca aşırı doldurmalı Turbo – Kompresör ve ara soğutma (intercooler) tipinin, ana boyutlarının ve bunlara bağlı olan parametrelerin hesaplamaları yapılmış, çalışan motorun performansı en yüksek devirde iken (2500`d/d.) ve Ara soğutucuda turboşarj hava çıkış sıcaklığı 370 K' den 303 K' e düşürülerek özgül yakıt tüketimi ve buna bağlı olarak karakteristik hesaplamalarının karşılaştırılmasıyla, ara soğutma yönteminin etkinliği belirlenmiştir.

Termodinamik hesaplamalara göre yapılan tüm bu parametrik değerlerin sonucunda, turboşarja uygun ara soğutucu boyutları, kullanılan mevcut traktör motoru için uygundur. Turboşarj ve ara soğutucu için yapılan parametrik hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler, bilgisayar programları kullanılarak analizleri yapılmış, sonuçlar tablo ve grafikler halinde sunulmuştur

Anahtar Kelimeler: Ara soğutucu, Turbo, Termal analiz

ABSTRACT

Nowadays, turbocharger application of internal combustion engine has increased. Turbocharger powered by exhaust gas defined as a supercharger. Turbocharger, including the turbine compressor and the suction side of the exhaust side has two propellers.

The reason for modifying the turbocharger system into the internal combustion engine, it provides improvement of the engine's performance, fuel consumption and emissions. When turbocharger application used in engine, the suction air temperature increases in the engine and this cause the emergence of undesirable combustion conditions. To reduce this situation, application of intercooling in vehicle is used.

In this study, it is determined the thermal evaluation of thermodynamic calculations and the air temperatures of compressor outlet in accordance with the cycle principles of the present diesel engine tractor. In addition, excessive filled Turbo-Compressor and intercooler's main dimension and the parameters are made calculations. While the engine performance at high speed level, 2500 rev/min, the charge air outlet temperature of intercooling are reduced 370 K to 303 K. In this case, the effectiveness of inter-cooling method is determined by comparing the reduced specific fuel consumption and characteristics calculation. It has been observed that all thermodynamic calculations made according to the results of these parametric values give good results of designed the turbocharger intercooler sizes. The data obtained from the parametric calculations made for the intercooler and the turbocharger were analyzed by using the computer program. The results of this study are presented in tables and graphs.

Keywords: Intercooler, Turbocharger, Thermal analysis

1.GİRİŞ

Günümüzdeki motorlarda, bilindiği üzere çalışma performansı ve verimi arttırmak için kullanılan yöntemlerden biri de turboşarj sistemidir. Turboşarj, egzoz gazı ile çalışan bir süperşarj olarak da tanımlanabilir. Turboşarjlı motorlarda yakıt tasarrufu ve çevreye verilen emisyon gazlarında iyileşmenin olduğu gözlemlenmiştir. Turboşarjlı dizel motorlar diğer motorlara göre %50 daha az NOx ve CO2 emisyonu üretir.[1],[2],[3]

Yeni ekonomik ve teknolojik gelişmelerle birlikte enerji kaynaklarının verimli kullanımının gün geçtikçe öneminin arttırdığı bilinmektedir. Enerji kaynaklarından biri olan petrol kaynağının hızla tükendiği göz önüne alındığında, petrolün kullanım alanlarından olan araçlardaki tüketimi azaltılarak gücün arttırılması hedeflenmektedir. Amaçlanan bu hedeflere ulaşmak için yeni modifiye sistemleri geliştirilmiştir. Bu modifiye sistemlerden biride süperşarj veya turboşarjdır. Bu iki farklı sistem araç performansını en üst noktaya çıkarabilmek için kullanılmaktadır.

Bu çalışma bir dizel motorun karakteristik özelliklerine uygun bir turboşarj seçimi, trboşarja uygun bir ara soğutucu dizaynı yapılması olarak tanımlanabilir. Bu uygulama Motor endüstrisinde birçok alanda ara soğutucu hava ve gaz girişinin her iki tarafında düz kanatçık olarak mevcuttur, Fakat bu yapılan çalışmada uygulanan ara soğutucu kanatçıkları farklı olarak hava giriş tarafında(Soğuk tarafta) Panjur yüzeyli kanatçık, gaz girişi tarafında (Sıcak tarafta) Düz yüzeyli kanatçık kullanılmıştır. Bu dizayn ile çalışmada kullanılan aşağıda karakteristik özellikleri verilen dizel motor 2500d/d sabit tutularak ara soğutucu 'da turboşarj hava çıkış sıcaklığı 370K' den 303K'e düşürülerek motorun özgül yakıt tüketimi ve buna bağlı olarak karakteristik hesaplamaların karşılaştırılmasıyla ara soğutucu yönetiminin etkinliği belirlenmiştir.

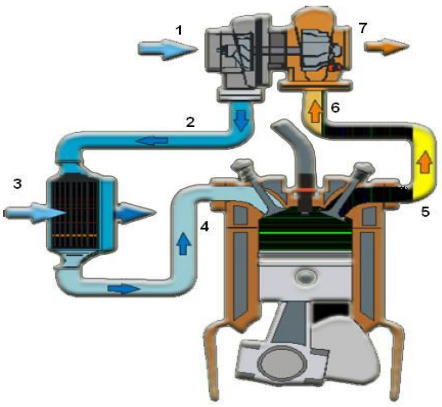
Genel olarak şarj sıcaklığındaki her 10 ^{0} C düşürme motor verimini yaklaşık olarak %0,5 arttırır. Verilen hava yakıt oranının sabit kalması güç çıkışında yaklaşık %3,5'lik uygun bir artış ile sonuçlanır. Üstelik şarj soğuması ile pistonlar ve diğer bileşenlerin sıcaklıkları azaltılarak motorun güç oranının arttırılması sağlandığı [4] için ara soğutucu hava çıkış sıcaklığı düşürülmüştür.

Bütün hesaplamalar ve hesaplamalara bağlı grafikler çalışma içerisinde sunulmuştur.

Ayrıca çalışmadaki hesaplamalara ve grafiklere bakıldığında çalışmanın iki kısımdan oluştuğu görülür, Birincisi motorla uyumlu turboşarj seçimi, İkincisi ise turboşarj hava çıkış sıcaklığını istediğimiz sıcaklığa düşürülebilecek ara soğutucu dizaynı, bu çalışmalar yapılırken ara soğutucu'un boyutları ve motor üzerinde kaplayacağı hacmin göz önüne alınarak dizayn yapılmasıdır.

2.TURBOŞARJI N TANIMI

Turboşarj, egzoz gazı ile çalışan bir süperşarj olarak tanımlanabilir. Gücünü egzoz gazının basıncından alır. Yanma odasında patlayan hava ve yakıt karışımı, gaza dönüşerek egzoz supaplarından egzoz manifoltuna doğru itilir. Bu aşamada egzoza giden gazın basıncı, yol üzerindeki turbonun pervanesini döndürür ve bu yönlü pervane sayesinde gazın önemli bir kısmı türbine gider [5].



Turbocharger Çalışma Sistemi Şekil 1. Kesit görünümü

1. Komprasör girişi
2. Kompresör Çıkışı
3. Hava Soğutucusundan Geçiş (CAC)
4. Emme Valfı
5. Egzoz Valfı
6. Türbin Girişi
7. Türbin Çıkışı

Diğer bir değişle turboşarj bir motordan alınabilecek gücü artırmanın en iyi yolu silindirlere gönderilecek yakıt ve hava karışımının artırılması ile olur.

Bu iki şekilde yapılabilir:

1-Motor hacmini artırmak ,

2-Süperşarj ya da turboşarj uygulamak ,

Motor Hacmini Artırmak motor hacmini artırarak hava-yakıt oranını yükseltmek mümkündür. Fakat bu alacağınız daha fazla güç, kaybedeceğiniz daha fazla yakıt (yakıt içi harcayacağınız daha fazla para) anlamına gelir. Ayrıca bu motorların daha büyük ve ağır olması ve de sürtünmelerinin fazla olması sayılabilecek olumsuz etkilerdir.

Bugün, turboşarj ünitesinin başarısı sadece performans perspektifinden değil, aynı zamanda yakıt tüketimini düşürme ve azalan CO_2 emisyonları ile birlikte çevreye karşı duyarlılık perspektiflerinden de değerlendirilmektedir. Özet olarak, turboşarj ünitesinin prensibi egzoz gazını kullanarak yakıt tüketimi ve emisyonlarını düşürmesidir.

2.1. Turboşarjın Motor Verimi üzerindeki Etkileri

Temel olarak turboşarj kullanılmasıyla, aşağıda belirtilen dört sebebe bağlı olarak dizel motorlarında verimlilik artmaktadır.

1.Sebep: Ortalama efektif basınç ve şarjın yoğunluğunu ve böylece güç ünitesinin toplam verimini artırır.

2.Sebep: Yüksek havanın birleşmesi sonucunda, yakıt oranları ve ortalama efektif basınçları, iyi verimler üretirler.
3.Sebep: Artırılan hava, yakıt oranları, egzoz gaz sıcaklıklarını düşürmeye yöneltir.
4.Sebep: Önceden de değinildiği gibi turbo kompresörü döndüren egzoz gazı enerjisi diğer türlü boşa gidecekti.
Ayrıca kurulma problemleri ve mekanik dönmeden ötürü kayıplar oluşacaktı. Bütün bu sebeplerden ötürü dizel motorlu ticari araçlarda ve arabalarda oldukça benimsendi [4].

3.TEORİK HESAPLAMA PARAMETRELERİ

Kullanılan motorun teknik özellikleri
Bu çalışmada kullanılan bir traktörün dizel motorunun, teknik özellikleri Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Kullanılan Dizel karakteristik parametreleri

Silindir çapı (D)	100 mm
Strok (S)	100 mm
Silindir sayısı (İ)	4
Sıkıştırma oranı (ε)	16,1
Dönme sayısı – Devir (n)	2500 d/d
Turboşarj basınç artış oranı (p)=Pk/Po	1,8
Volümetrik verim (ηv)	0,90
Hava fazlalık katsayısı (λ)	1,7
Yakıt dizel motorin	50
Yakıtın Alt ısıl değeri (Hu) kJ/ kg	42.437,4

4. TURBOŞARJ HESAPLAMALARI

Hesaplamalar mevcut dizel motorun değerleri kullanılarak yapılmıştır. Bu hesaplamalar da Gerçek Çevrimlerin Termodinamiği, efektif parametreler ve Isı bilançosu değerleri bulunmuştur.

4.1 Teorik döngüsünün Hesaplamaları

Turboşarj ile ilişkili parametrelerin teorik hesaplamaların Özeti ve değerleri tablo halinde verilmiştir.
Hesaplamalar ve değerler kullanılan denklemler Tablo 2'de gösterilmiştir.

4.2. Etkili parametrelerin Hesaplamalar

Dizel motorda etkili parametrelerin hesaplanması ve denklemlerle ilgili değerler Tablo 3'te gösterilmiştir**.**

4.3. Gerçek çevrimlerin (Termodinamik) Hesaplamaları

Motorlarda gerçek çevrimin termodinamik hesaplamaları, emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinden oluşur. Bu hesaplamalar Tablo 4'te verilmiştir.
Egzoz gazı sıcaklığı : γ_r=0.0324, , fark sıcaklığı : ΔT=10 K, Sıkıştırma oranı : ε= 16/1, ortalama yanma
Odası sıcaklığı: Tz:= 2192,24 K, α: Isı Transferi. [6]

Eğer fark *Δ = 100.(T_r '- T_r) / T_r % 5*'ten fazla ise *T_r* 'nin yerine *T_r '* değeri koyulur ve hesaplar yeniden yapılır. % 5'in altına düşene kadar yeniden yapılır. % 5'in altına düşene kadar bu işleme tekrar edilir.

Tr^{l} **= 803,87 K**
Δ= 0,4837
Δ = % 0,4837 hava miktarı olduğundan hesapların tekrarlanmasına gerek yoktur

4.3.1. Isı Bilançosu Hesaplamaları

Isı Bilançosu Hesaplamaları Tablo 5 'de gösterilmiştir

Tablo 2. Teorik hesaplamalar Özeti

Tanımlar	Denklemler	Değer
Tam yanma için Gerekli Teorik hava miktarı, kütlesel oranı (lo), **kg-hava/kg-yakıt**	*lo=1/0.23(8/3C+8H-O)*	14.452
Tam yanma için Gerekli Teorik hava miktarı, hacimsel oranı (Lo), **kmol-hava/kg yakıt**	*Lo=1/0.208(((C/12+(H/4)-O/32))*	0.5
Yakıt hava karışımındaki Gerçek Havanın miktarı kütlesel oranı (L), **kg-hava/kg-yakıt**	L = λ .lo	24.568
Yakıt hava karışımındaki gerçek hacim miktarı (M_1) **kmol hava/kg yakıt**	M_1 = λ .Lo	0.85
Toplam Ürün Miktarı (M_2), **kmol-yanma ürünü / kg-yakıt**	$M_2=M_{Co_2}+M_{H_2O}+MO_2+M_{N_2}$	0.8815
Kompresör Çıkış hava basıncı, (Pk), **MPa**	Pk = Po. π	0,18
Kompresör Çıkış hava Sıcaklığı, (Tk), **K**	$Tk = To\,(Pk/Po)^{(nk-1)/nk}$	370
Taze Dolgu yoğunluğu, (r_k), **kg/m³**	$r_k=P_k x10^6/(R.\,Tk)$	1.7

π Aşırı doldurma basınç oranı, λ: Hava fazlalık katsayısı (1.7), Po: Normal atmosfer basıncı (0,1 Mpa), T_o: Normal atmosferik sıcaklık , n_k: sıkıştırma politrop üssü (1.65), **Tr: Egzoz gazı sıcaklığı (800 K)**, Pr: Egzoz gazı basıncı (0.95 MPa, R = gaz sabiti (287 kJ / kgK) [6].[7]

Tablo 3. Dizel motor hesaplarında Etkili parametreler

Tanımlar	Denklemler	Değerler
Effective Basınç (Pe), **MPa**	$Pe = Pi - Pm$	1.0413
Effective Güç(Ne), **kW**	$Ne = P_e.V_h.i.n/30.Z$	68.1176
Effective Verim (η_e)	$\eta_e = \eta_m \times \eta_i$	0.3939
Effective Özgül yakıt tüketimi (be), **g/kWh**	$be = 3600/(Hu.\eta_e)$	215.31
Saatteki Ortalama Yakıt Tüketimi (Gy), **kg/h**	$Gy = Ne.be.10^{-3}$	14.6667

Tablo 4. Gerçek zamanlı motorun Termodinamik hesaplamalar

Process	Tanımlar	Denklemler	Değerler
Emme	Emme çıkış basıncı (Pa), MPa	$Pa = [(T_k + \Delta T).(\varepsilon - 1)P_k\eta_v + P_r T_k] / \varepsilon T_k$	0.16666
	Emme Çıkış Sıcaklığı(İş gazı olarak)(Ta), K	$Ta = \frac{Tk + \Delta t + \gamma r.Tr}{1 + \gamma r}$	393.1450
Sıkıştırma	Sıkıştırma çıkış(sonu) basıncı (Pc), MPa	$Pc = P_a.\varepsilon^{n_i}$	7.3374
	Sıkıştırma çıkış (sonu) Sıcaklığı (Tc), K	$Tc = T_a.\varepsilon^{n_i - 1}$	1075.38
Yanma	Karışımın Moleküler Değişim Katsayısı (μ)	$\mu = (\mu_o + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$	1.035
	Karışımın Yanma Isısı (H_w), kJ/kmol	$H_w = H_u/[M_1(1 + \gamma_r)]$	48378.44
	Yanma Sonu Basıncı (Pz), MPa	$Pz = \alpha.P_c$	11.061
	Sabit Basınçtaki Hacim Artış Oranı (ρ)	$\rho = \mu Tz / \alpha.Tc$	1.408
Genişleme	Genişleme oranı (δ)	$\delta = \varepsilon/\rho$	11.431
	Genişleme süreci sonunda gazların basıncı (Pb), MPa	$Pb = P_z/\delta^{n_2}$	0.5073
	Genişleme süreci sonunda gazların sıcaklığı (Tb), K	$Tb = Tz\frac{1}{\delta_2^{n_2}}$	1155.079
Egzoz	Egzoz Gazı Sıcaklığı (Tr^l) K	$Tr^l = T_b \sqrt[3]{p_b / p_r}$	803.87

Tablo 5. Isı Bilançosu Hesaplamaları

Tanımlar	Denklemler	Değerler
Yakıtın yanmasıyla Ortaya Çıkan Toplam Isı Miktarı (Qo), J/s	$Qo = Hu.Gy/3.6$	172893.5
Effektif İşe Düşen Isı Miktarı (Qe), J/s	$Qe = 1000 \times Ne$	68117.7
Soğutucuya Transfer Edilen Isı Miktarı (Qc), J/s	$Qc = C \times i \times B1 + 2m \times nm \times 1/\lambda$	51583
Egzozdan Dışarıya Atılan Isı Miktarı(Qr), J/s	$Qr = Gy/3.6[M_2.\left(mc_p^{11}\right)_{to}^{tr}{}_{.tr} - M_1\left(mc_p^{11}\right)_{to}^{tk}{}_{.tk}]$	50972.1
(Taşınım ,Işınım,Vs)Kayıp ısı miktarı (Qd), J/s	$Qd = Q_o - (Qe + Qc + Qr)$	2270.7

5. PARAMETRİK DEĞİŞİMLERE BAĞLI SONUÇLAR

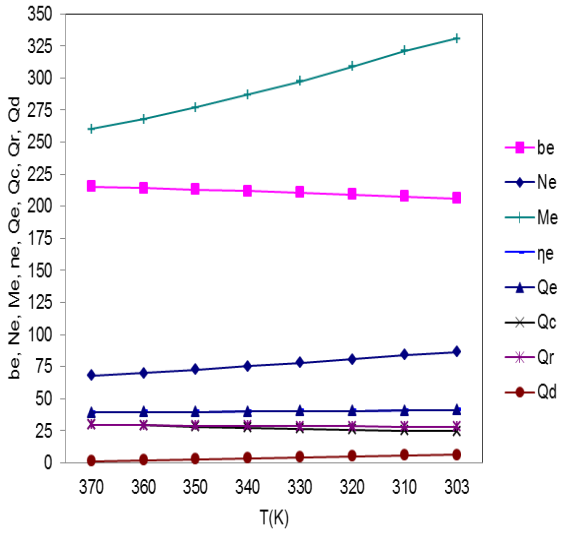
• Çalısma içersinde turbosarj parametrik hesaplamaları ilk olarak 2500 d / d ve 370 Kiçin Matlap programı kullanılarak yapılmıs ve daha sonra devir sabit tutularak sıcaklık 370–303 K aralığında değistirilerek Excel programı ile parametrik değişim değerleri bulunmustur. Ara soğutucuda parametrik verilerinin hesaplanmasında ise Mathcad programı kullanılarak istenilen sonuçlara varılmıştır.

• Çalışan motorun performansı en yüksek devirde iken (2500`d/d) ve Ara soğutucuda turboşarj hava çıkış sıcaklığı 370 K' den 303 K' e düşürülerek özgül yakıt tüketimi ve buna bağlı olarak karakteristik hesaplamalarının karşılaştırılmasıyla, Ara soğutucuda yönteminin etkinliği belirlenmiş, aynı zamanda motor devir sayısı değiştirilerek (2500-750 d/d aralığında), İntercooler sıcaklık değerleri sabit tutulup (370 K) parametrik değerler bulunmuş olup, tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

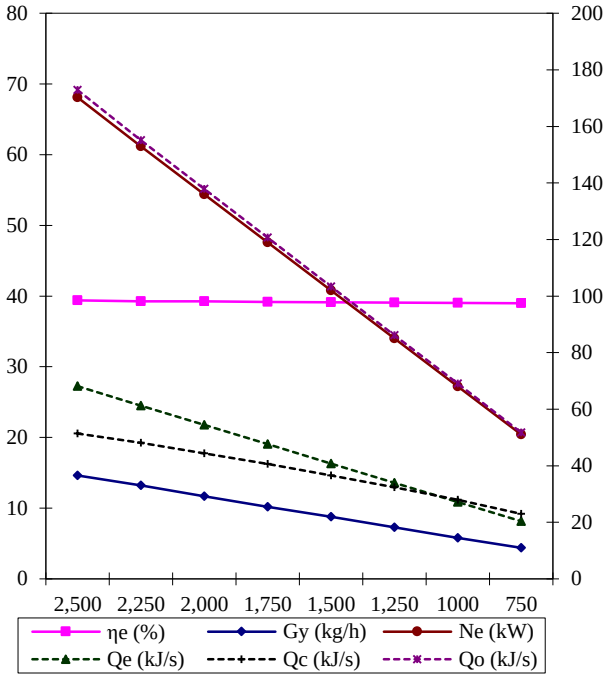
• Turboşarj çıkış gazı sıcaklık değeri yüksek olduğundan, motor silindiri içine emilecek dolgu havasının hacmini arttırmak için turboşarj ile motor bloğu arasına turboşarj çıkış gazının sıcaklığını düşürecek, dolayısıyla dolgu havasının hacmini arttıracak Ara soğutucuda tasarlanmıştır.

• Tasarlanan Ara soğutucuda gaz çıkış sıcaklığının amaçlanan sıcaklık değeri, 303 K olarak düşünülmüştür. Ara soğutucuda gaz giriş sıcaklığının 370 K' den, gaz çıkış sıcaklığının 303 K ve altına düşürülmesi ile ilgili hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

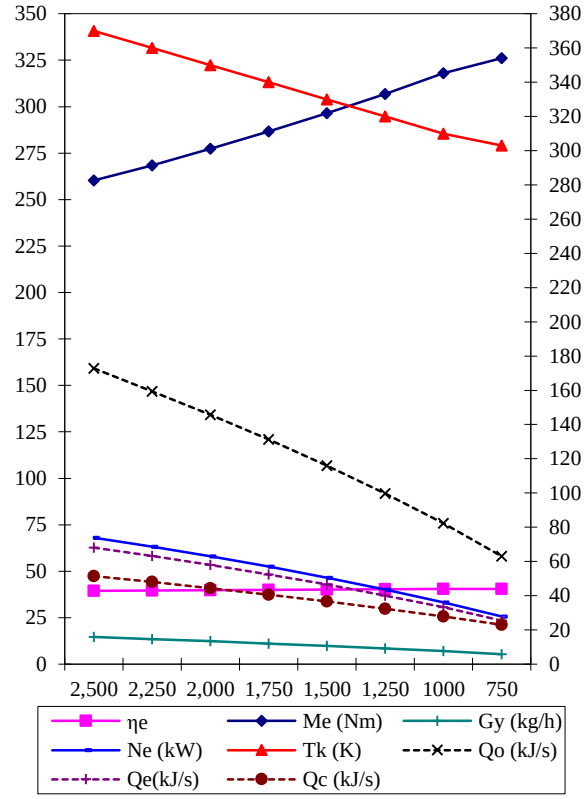
Hesaplamalara ait veriler ve değerler aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 2. Ara Soğutucu Çıkış Sıcaklığı Değişimi İle Özgül Yakıt Tüketimi, Motor Gücü, Motor Momenti, Efektif Verim ve Isı Bilançosunun (%) Değişim Grafiği



Şekil 3. Sıcaklık Sabit Tutularak Devir Değişimine Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametrelerin Grafiği



Şekil 4. Sıcaklık ve Devir Değişiminin Azaltılmasına Bağlı Olarak Değişen Bazı Parametrelerin Grafiğ

6. ARA SOĞUTUCU KULLANIMI VE ÖZELLİKLERİ

Ara soğutucu, turbo şarjlı motorlarda turbonun sıkıştırması sonucu ısınan havanın soğutulması için kullanılan yardımcı bir soğutucu elemanıdır.[8]. Motora girecek en soğuk hava alabileceğimiz en yüksek güç anlamına gelir. Bu sebepten Ara soğutucu boyutlarının büyük olması her zaman daha fazla havayı moleküllerine ayırıp ve daha soğuk havayı motora gönderebileceği anlamına gelmektedir.
Böylece hava miktarında artma ve soğuma temin edilerek;

- yakıt ekonomisinin geliştirilmesi,
- motor gücünün arttırılması,
- motor dayanıklılığının arttırılması,
- iyi bir yanma ile motor gaz emisyonlarının azaltılması, özellikle iyileştirilmiş olur [8].

Ara soğutucu kullanılan kanatçıkların, değişik geometrik şekilleri vardır. [9];
Kanatlı yüzeyleri mukayese etmek ve performanslarını değerlendirmek için, iki faktör göz önünde bulundurulmalıdır. Bunlar **Etkinlik** ve **Verim** dir. [10];
Ara soğutucu dizaynı yapılırken göz önünde bulundurulan değerlemeler, sınırlamalar motor üreticisi firmalar tarafından taşıt özelliklerine göre belirlenir. Bunlar; Ara soğutucu giriş ve çıkış sıcaklıkları, ebatları, geçen hava debisi, soğutma gücü, Kompresör verimi, Türbin verimi. [11]

7.ARA SOĞUTUCU İÇİN BOYUTLANDIRMA VE PARAMETRİK HESAPLAMALAR

Kabuller ve Ara soğutucu Tipi Seçimi

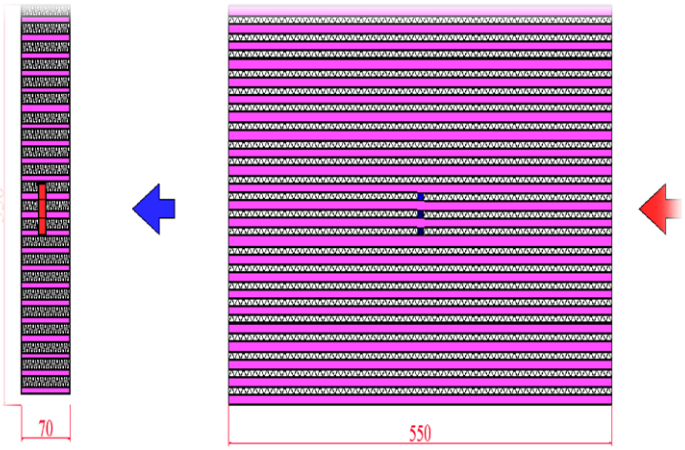
Ara soğutucu boyutlandırılması ve tipini seçerken kanatçıkların geometrik şekilleri incelenerek hava tarafında panjur yüzeyli kanatçık, gaz tarafında ise düz kanatçık yüzey tipleri seçilmiştir [12]. Seçilen bu ara soğutucu çalışma için verileri kullanılan bir traktör motorunun boyutları ve büyüklükleri dikkate alınarak tahmin yapılmıştır.
Isı transfer yüzeylerinin özellikleri Tablo 6'da verilmektedir.

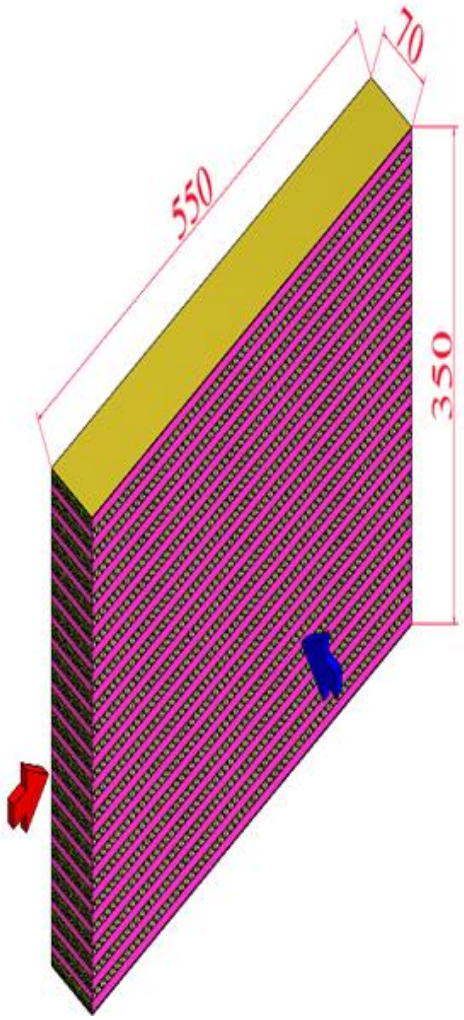
Tablo 6. Ara soğutucu büyüklükleri ve değerleri

	Ara soğutucu Hava Tarafı	**Ara soğutucu Gaz Tarafı**
Kullanılan Yüzey	Panjurlu kanat yüzeyi dizaynı, 3/8 - 6,06	Düz Kanat Yüzeyi Dizaynı, 14.77
Giriş sıcaklığı, K	293	370
Çıkış sıcaklığı, K		303
Basınç kPa	101.325	180.000
Malzeme yapısı	Alüminyum	Alüminyum

7.1. Parametrik değerlerin Hesaplamaları

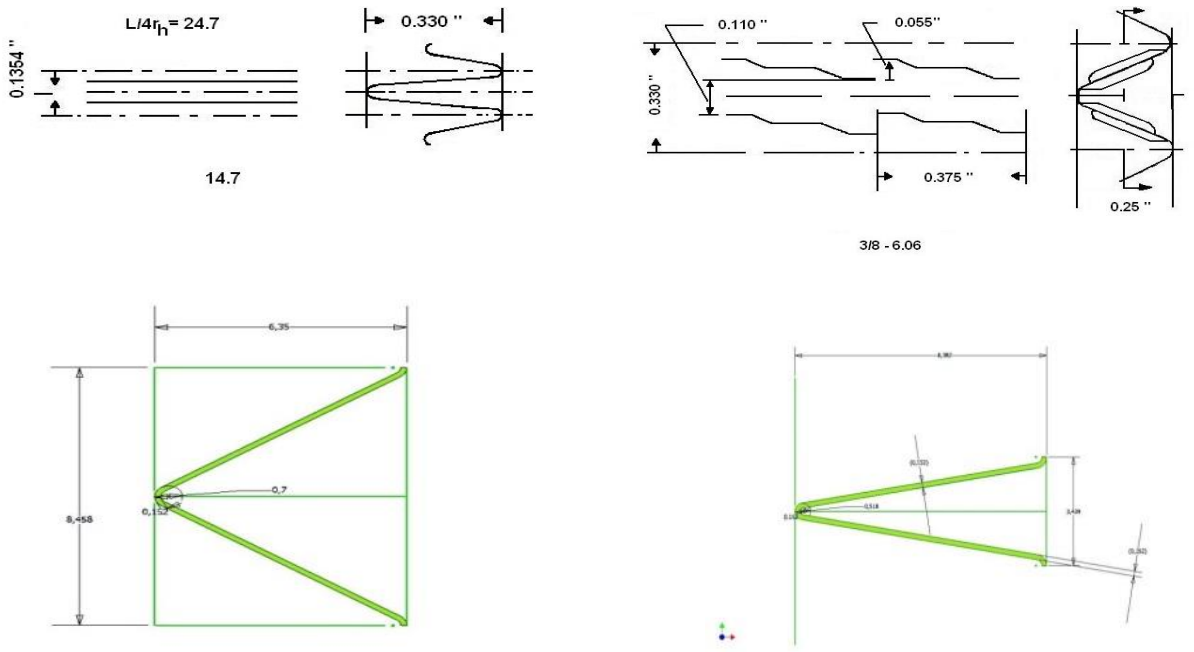
Ara soğutucu dizaynı için ısı transfer ve akışkan özellikleri dikkate alınarak yapılan hesaplar ve sonuçları Tablo.7'de verilmektedir





Tablo 7. Tasarlanan Ara soğutucu boyutu, yüzey akışı, sürtünme özellikleri ve ısı transferi değerleri

Tanımlar		**Hava Tarafı**	**Gaz Tarafı**
Yüzey	Tip	3/8-6.06	14.77
	Alan, m^2	0.193	0.39
	Hacim, m^3	0.0134	
Hidrolik Çap $4r_h$, m		$4.453x10^{-3}$ m	$2.59x10^{-3}$ m
Kanat Aralığı δ, m		$0.152x10^{-3}$ m	$0.152x10^{-3}$ m
Transfer Alanı / Plakalararası Hacim (β)		840 m^2/m^3	1378 m^2/m^3
Kanat Alanı/Toplam Alan		0,64	0.844
Isı Transfer Alanı, m^2		4,68	10.15
Hesaplanan Akış alanı		0,075	0.019
Hesaplanan Akışkan Özellikleri	c_p, J/kgK	1019	1021.1
	Phç, Pgç	$9.93x10^4$	$1.764x10^5$
	(ortalama özgül hacim) $V_{hort,}$, V_{gort} (m^3/kg)	0.929	0.553
Reynolds number		$1.899x10^3$	680.545
$St.Pr^{2/3}$		$9.155x10^{-3}$	$7.395x10^{-3}$
Friction number (fh), (fg)		0.043	0.032
Isı transferi katsayısı W/m^2K		96.012	50.447
Kanat Etkinliği		0.982	0.984
Yüzey Etkinliği		0.989	0.986
Toplam ısı transfer katsayısı, W/m^2K		50.463	
$N_{tu,maks}$		2.302	
Isı kapasitesi oranı		0.193	
Çıkış sıcaklığı		360.76 K	302.24 K
Plaka Boşluğu b, m		$6.35x10^{-3}$ m	$8.38x10^{-3}$ m
Basınç Düşüşü, %		0.103	0.0819



Şekil 6. Ara soğutucular tasarlanan gaz tarafı (sıcak taraf) ve hava-yan yüzeyi kanat bölüm ve boyutları

8. SONUÇ

Bu çalışmada, mevcut traktör motorunun, performans değerini artırmak için, turboşarj sistemi ile ara soğutucu sitemi motora modifiye edilmiş ve teorik hesaplamaları yapılmıştır.

Tasarlanan ara soğutucu boyutlarının 0,07*0,55*0,35 m olması tespit edilmiştir. Motorun emme manifoldundaki silindir hava dolgu sıcaklığının , 370 K' den 302,24 K değerine düşürülmesi ile motor devri maksimum 2500 d/d iken, özgül yakıt tüketiminin % 3,8 düştüğü, efektif gücün 17.76 kW arttığı, döndürme momentinin 68 Nm arttığı, efektif işe denk gelen ısının, % 1.5 yükseldiği, soğutma için harcanan ısının ,% 5 azaldığı, egzozdan atılan ısının, % 1 düştüğü, yanma sonu sıcaklığının168 K azaldığı, yanma sonucu basıncının % 1 arttığı, genişleme sonu basıncı ve indike basınçta çok düşük te olsa bir artış gibi bazı değer değişikliği sonuçları tespit edilmiştir.

Çalışma sonuçlarına göre, turboşarj ile modifiye edilen motorda, emme manifoldu giriş sıcaklığının düşürülmesi ve motor performansının arttırılması için seçilen Ara soğutucu türü ve boyutları uygundur. Mevcut motorun parametrik değerlerinin daha iyileştirilmesi için, tasarlanan bu Ara soğutucu tavsiye edilmektedir.

References

[1] Luders H, Stommel P, Geckler S. Diesel exhaust treatment–new approaches to ultra-low emission diesel vehicles, SAE paper, 1999;01-0108.

[2] Leet JA, Matheaus A, Dickey D. Egr system ıntegration on a pump line-nozzle engine, SAE Paper, 1998; 980181.

[3] Lundqvıst U, Smedler G, Stalhammar P. A comparison between different egr systems for hd diesel engines and their effect on performance, fuel consumption and emissions, SAE Paper, 2000;01-0226.

[4] Flaxıngton D, Mahbod B. Turbocharger compressor developments for broad range and high pressure ratio applications, I mech, 1990;E C405/024.

[5] Lilly LRC, Diesel engine reference book, Butterworthsand: London, 1984.

[6] Kolchin A, Demidov V. Design of automotive engines, Moscow: Mir Publishers;1984.

[7]Prof. Dr. Habil Rafig MEHDİYEV, Mak. Y. Müh. Hikmet ASLAN, İÇTEN YANMALI MOTORLARIN HESABI VE GELİŞTİRİLMESİ, I.Hisse, İTÜ Yüksek Lisans ve Doktora Öğrencileri İçin Ders Notları, İSTANBUL, 2003

[8] Mack Technical Bulletin, Eco dyne Fuel Efficiency, Air Cooling,1996; 3–7.

[9] Dağsöz, AK, Isı Gecisi, ITU, 1974; 1.

[10] Bejan A, Tsatsaronis G. Thermal design and optimization, Wiley: New York, 1996.

[11] Watson N, Janota MS. Turbocharging, Int. Combustion Engine, Hampshire: 1982.

[12] Kays WM, London AL. Compact Heat Exchangers, Krieger; Malabar, Florida, 1994.

SYDNEY GİRDAPLI YAKICIDAKİ İZOTERMAL AKIŞIN LARGE EDDY SİMÜLASYON İLE NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Mehmet TEKE[1], İrfan KARAGÖZ[2]

[1]ANOVA Mühendislik Ulutek Araştırma Binası, Uludağ Üniversitesi, 16059 Görükle, Bursa mehmet.teke@anova.com.tr
[2]Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü 16059 Görükle, Bursa, karagoz@uludag.edu.tr

Özet: Bu çalışmada Sydney girdaplı yakıcıdaki 3 boyutlu, izotermal ve zamana bağlı türbülanslı akış Large Eddy Simulation (LES) yöntemi ile nümerik olarak çözülmüştür. Hesaplamalar ANSYS Fluent R16.1 ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu ile gerçekleştirilmiştir. Analiz, girdap sayısı S=0.54 için yapılmıştır. Sonuçlar Sydney üniversitesi veritabanında bulunan deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. LES çözümü ile deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Anahtar Kelimler: Les, Girdaplı akış, HAD, türbülans, burgaç çöküntüsü

NUMERICAL INVESTIGATION OF NON-REACTIVE FLOW IN THE SYDNEY SWIRL BURNER WITH LARGE EDDY SIMULATION

Abstract: In this study, three dimensional, isothermal and time dependent numerical analysis were performed numerically for Sydney swirl burner with Large Eddy Simulation. Calculations were carried out with ANSYS FLUENT R16.1 commercial computational fluid dynamics (CFD) code. The analysis performed for the swirl number S = 0.54. The results were compared with experimental data in the database Sydney University. Good agreements gained between experimental data and LES results.

Keywords: Les, Swirling flow, CFD, turbulence, vortex breakdown

GİRİŞ

Girdaplı akışlar, alevi stabilize etmek amacı ile yaygın olarak kullanılır. Genel olarak gaz yakıcılarda, gaz türbinlerinde, siklonlarda ve girdap tüplerinde karşımıza çıkmaktadır. Girdaplı akışlar, sirkülasyon bölgesi oluşturarak alev boyunu azaltır ve alevi kararlı hale getirir. Ayrıca ortam havası ile yakıtın karışımını iyileştirirler.

LİTERATÜR ÖZETİ

Gaz yakıtlı girdaplı yakıcılar ile ilgili kapsamlı araştırmalar 1980 lerin başında Liley (1977), Beer ve Chigier (1983) ve Lawn (1987) tarafından yapılmıştır. Yaptıkları çalışmada girdaplı akışın alev büyüklüğü, alev şekli ve alevi stabilize etmedeki etkisini araştırmışlardır. Ayrıca Goldin vd. (1985) , Gupta vd. (1984), Rhode vd. (1983) gaz türbinlerindeki yakıcı üzerinde çalışmışlardır. Çünkü yanma verimi, alev kararlılığı, emisyonlar ve gürültü konularının anlaşılması önem kazanmıştır.

Girdaplı akışlarda akış genelde girdap uzunluğu ve Reynolds (Re) sayısı ile karakterize edilir. Girdap uzunluğu ise boyutsuz Girdap sayısı ile belirlenir. Girdap sayısı da cihaz geometrisi ve açısal momentumun, eksenel yöndeki momentuma oranı ile bunur. Girdap sayısı 0.4'den düşükse zayıf girdap, 0.6'dan büyük ise güçlü girdap olarak adlandırılır (Lilley,1977). Eğer girdap sayısı 0.6'dan büyük ise *Burgaç çöküntüsü* meydana gelir (Sarpkaya,1971) . VB, radyal yönde ani genişleme sonucu bir durma noktasından sonra oluşan sirkülsayon bölgesidir. VB ile ilgili kapsamlı bir literatür incelemesi Lucca-Negro ve O'Doherty (2001) tarafından yapılmıştır. VB, yanma endüstrisinde arzu edilen bir akış karakteristiğidir.

Sirkülasyon bölgesinin oluşturduğu aerodinamik blokaj, eksenel hızı azaltır. Böylece lokal akış hızı ile alev hızı aynı olur. Bu da alevi kararlı hale getirir. Ayrıca sirkülasyon, karışımı iyileştireceğinden dolayı yanma verimi artar, emisyonlar azalır.

Al-Abdeli ve Masri (2003) yaptıkları deneysel çalışmada Sydney girdaplı yakıcıdaki akışı izotermal olarak incelemişlerdir. LDV (Lazer Doppler Velocimeter) ile üç yöndeki hızlar farklı girdap sayılarında ölçülmüş ve yakıcı içerisindeki sirkülasyon bölgeleri belirlenmiştir.

Yang ve Kaer (2012), çaptıkları çalışmada Sydney girdaplı yakıcının izotermal akış durumunda akış karakteristiklerini, S=0.54 ve S=1.59 girdap sayılarında LES türbülans çözümünü kullanarak incelemişler ve deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Elde edilen sonuçlar, deneysel veriler ile son derece uyumludur. Bunun nedenini LES çözümünün, türbülanslı akışda büyük ölçekli yapıları çözmesi ve kullanılan sayısal ağ yoğunluğu ile türbülans yapılarını yakalayabilmesi olduğunu belirtmişlerdir.

Dinesh vd.(2005) yaptıkları çalışmada yüksek girdap sayısında Sydney girdaplı yakıcı modelini izotermal olarak LES ile çözmüşler ve deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar elde edmişlerdir.

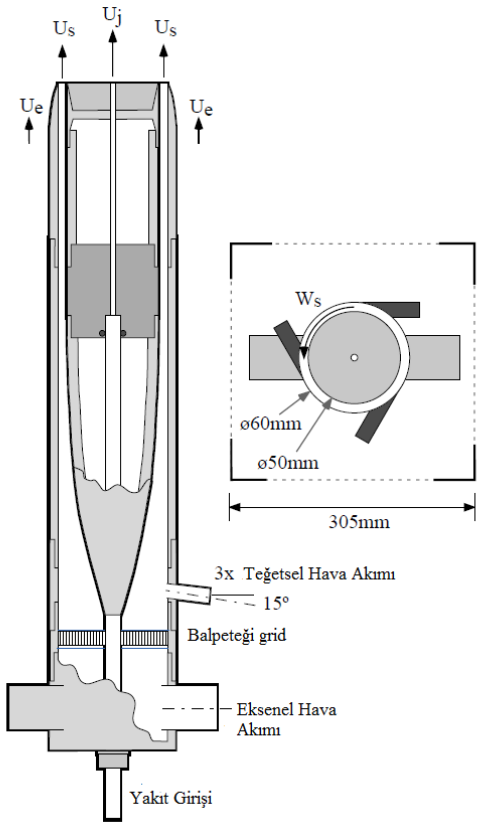
Girdaplı akış çözümlerinde son dönemde Large Eddy Simülasyon (LES) kullanılmaktadır. LES, anizotrpik olan büyük ölçekli türbülans yapılarını çözerken, izotropik olan ve daha az türbülans kinetik enerjisi içeren küçük yapıları modellemektedir. Böylece kompleks akış yapısına sahip girdaplı akışlarda, sirkülasyon bölgeleri ve VB gibi yapıları çözmede son derece başarılıdır ve deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar vermektedir. Stein ve Kempf (2007), Dinesh ve Kirkpatrick (2009), Dinesh vd (2010,2012) Sydney girdaplı yakıcı üzerinde LES ile çözümler yapan araştırmacılardır. LES çözümü RANS çözümüne göre daha uzun analiz süreleri ve paralel çözüm altyapısı gerektirmektedir.

MATERYAL VE METHOD

Sydney girdaplı yakıcıcı, literatürde izotermal ve izotermal olmayan girdaplı akışları inceleyenler tarafından çok iyi bilinen ve güvenilir deneysel sonuçları olan bir modeldir. Akış ve alev ölçümleri Sydney Üniversitesi'nde (Avusturalya) gerçekleştirilmiştir (Al-Abdeli ve Masri,2002). Hız ölçümlerinde Laser Doppler Velocimetry (LDV) kullanılmıştır. Akım boyunca radyal yönde hızın her 3 bileşeni ölçülmüştür. Ayrıca Reynolds Stress'lerde ölçülmüştür. Yakıcı 305x305 kesitli bir tünel içerisinde çalışmaktadır.

Deney Düzeneği

Şekil 1'de Sydney girdaplı yakıcının yapısı görülmektedir. Girdaplı yakıcı dik gövde olarak tasarlanmıştır. Merkezdeki jet 3.6 mm çapında ve onu çevreleyen seramik yapı ise 50 mm dir. Bu seramik yapının dışına geçirilen gövdenin iç çapı ise 60 mm.'dir. Girdap, 3 adet teğetsel giriş ile sağlanmaktadır. Yakıcı, bir kenarı 305 mm olan bir tünel içierisindedir ve tünelin içerisinden ikincil bir hava (U_e) geçmektedir.



Şekil 1. Sydney girdaplı yakıcı nozulu (Swirl flows and Flame Database, http://sydney.edu.au/engineering/aeromech/thermofluids/swirl.htm)

Akış alanını etkileyen dört hız vardır. Merkezi jet (U_j), halka şeklindeki çıkışda eksenel hız (U_s) ve teğetsel hız (W_s) ve ikincil hava akış hızı (U_e) dir. Geometrik girdap sayısı $S_g = W_s/U_s$ şeklinde hesaplanır. Bu parametreler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo1. Sydney girdaplı yakıcı sınır şartları (izotermal)

Akış Tipi	D	Us	Ws	Uj	Res	Rejet	Sg	Ue
	mm	m/s	m/s	m/s	-	-	-	m/s
N29S054	50	29.7	16	66	59000	15700	0.54	20

Nümerik Yöntem

Sydney girdaplı yakıcı için kütle ve momentum denklemleri türbülanslı, 3 boyutlu ve zamana bağlı olarak sonlu hacimler yöntemini kullanan ANSYS FLUENT R16.1 ticari CFD yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

Zaman adımı belirlenirken Courant sayısının modelin tamamında 1'in altında kalacak şekilde seçilmiştir. Buna göre zaman adımı 1E-5 s. alınmıştır. Çözüme başlarken başlangıç şartı olarak RANS temelli RNG k-epsilon türbülans modeli ile model çözülmüştür. Ayrıca RNG k-epsilon çözümü ile elde edilen giriş türbülans kinetik enerjisi ve edi disapasyonu profil olarak girilmiştir.

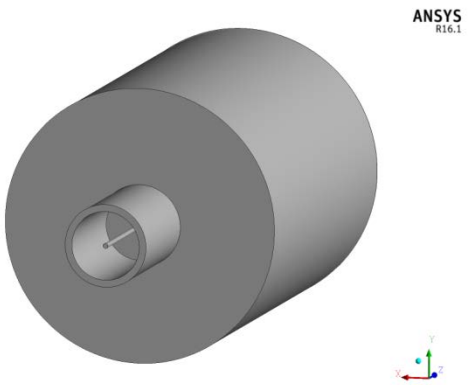
Akışkanın modelde kalma süresi $t=L/U_s$ formülüne göre yaklaşık olarak 0.01 s olduğu hesaplanmıştır. Analizin dinamik olarak rejime ulaşması için 10 kez bu sürenin tamamlanması öngörülmüştür. 0.1 s. çözümden sonra istatiksel olarak 0.1 sn boyunca data toplanarak ortalama değerler elde edilmiştir. Analiz 12 paralel işlemci ile 2 hafta sürmüştür.

Hesaplamalarda Basınç-Hız çözümü için SIMPLE yöntemi seçilmiştir. Çözümde kullanılan diğer seçimler Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Fluent Çözüm Şemaları

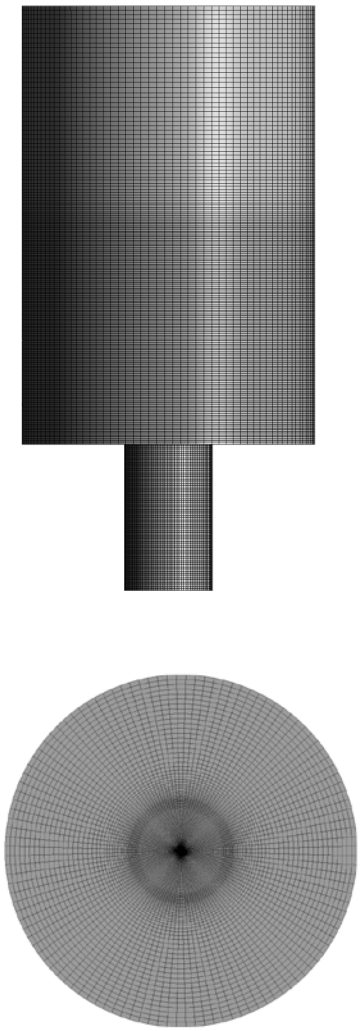
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Gradient	Least Squares Cell Based
Pressure	Second Order
Momentum	Bounded Central Differencing
Transient	Bounded Second Order Implicit

Hazırlanan çözüm hacmi Şekil 2'de görülmektedir. Dış hacmin çapı 200 mm ve uzunluğu 300 mm dir. Girdaplı giriş ve merkezi jet girişi için akışın yakıcının karışım noktasına geldiğinde tam gelişmiş olabilmesi için bu kısım 100 mm boyunda uzatılmıştır ($l_{turb}=4.4DxRe^{1/6}$).



Şekil 2. Çözüm hacmi

Çözüm için hazırlanan geometri ICEM CFD yazılımı kullanılarak tamamen kübik elemanlar ile mesh oluşturulmuştur. Modelde 2.7 milyon eleman kullanılmıştır. Şekil 3'de boyuna ve yatay kesitte grid yoğunluğu görülmektedir. Akışın domaine giriş kısmı ve sirkülasyon bölgesi daha yoğun olarak gridlere bölünmüştür



Şekil 3. Sayısal ağ detayı

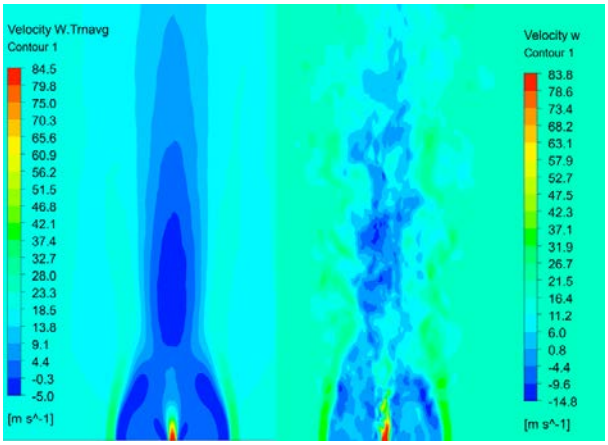
Large Eddy Simülasyonu

Türbülans çözümü için Large Eddy Simülasyon kullanılmıştır. Bu yöntemde transport denklemleri filtrelenerek anizotropik olan büyük ediler çözülür, daha izotropik olan türbülans yapıları ise modellenir. Grid altı ölçekleri modellemek için Dinamik Smagorinsky-Lilly modeli kullanılmıştır.

BULGULAR VE TARTIŞMALAR

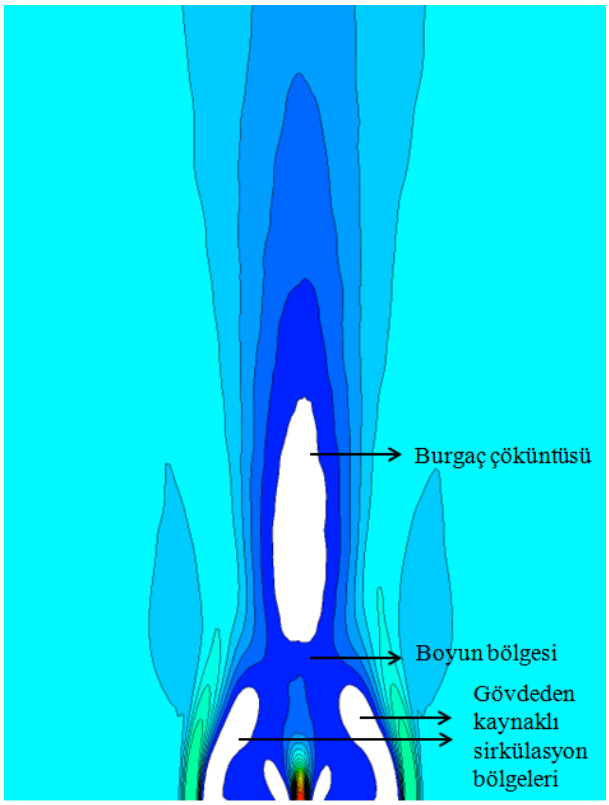
Sirkülasyon bölgeleri

LES ile hem anlık hızlar hem de ortalama hızlar elde edilmiştir. Bu çözüm girdap sayısı 0.54 olan ve N29S054 kodlu modeldir. Şekil 4'de orta kesit üzerinde anlık ve ortalama eksenel hızlar görülmektedir. Eksenel hızın negatif olduğu bölümler ters akış olan bölgeleri göstermektedir. S=0.54 girdap numaralı analizde iki tane ters akış bölgesi bulunmaktadır. Bunlardan ilki dik gövdeden kaynaklı (bluff body induced recirculation) sirkülasyon bölgesidir. Şekil 5'de görülen bu bölge akış boyunca uzunluğu 29 mm olarak hesaplanmıştır. Deneysel çalışmada bu uzunluk 25 mm (Al-Abdeli ve Masri,2003a) ve LES ile yapılan başka bir nümerik çalışmada 34 mm (Yang ve Kaer, 2012) olarak hesaplanmıştır.



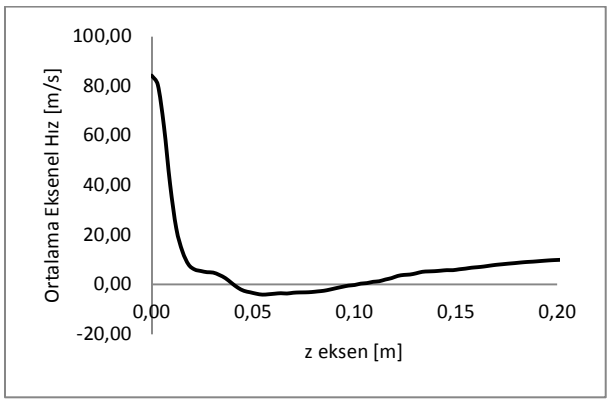
Şekil 4. Orta kesit üzerinde ortalama ve anlık eksenel hız konturu (Sol: Ortalama hızlar, Sağ: Anlık hızlar)

Gövdeden kaynaklı sirkülasyon bölgesinde jet akışı ile girdaplı akış karışmakta ve jet akışını çevresel harekete zorlamaktadır. Merkezde basıncın düşük olması nedeni ile sirkülasyon bölgesi radyal olarak daralarak sonlanmaktadır. Basıncın azalması ile birlikte merkezde teğetsel hız artmaktadır. Buda ikinci bir ters akış bölgesi olan baloncuk tipi sirkülasyon bölgesini oluşturmaktadır. Yerel girdap numarası S=0.6'yı geçince eksenel hız ve teğetsel hız arasında güçlü bir etkileşim olmaktadır. (Syred ve Beer,1974)



Şekil 5. Orta kesit üzerinde sirkülasyon bölgeleri

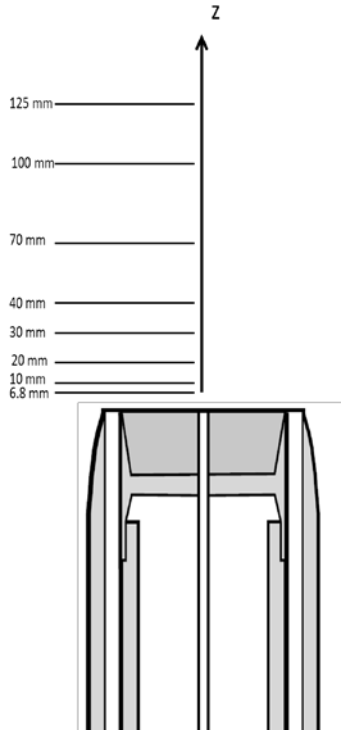
Eksenel basınç gradyanının artması ile beraber akış bu basınç gradyanını sürdüremez ve burgaç çöküntüsü oluşur. Bu çalışmada burgaç çöküntüsü eksenel yönde 40 mm ve 110 mm arasında oluşmaktadır. Al-Abdeli ve Masri (2003a) yaptıkları deneysel çalışmada bu mesafeyi 50 mm ve 110 mm arasında ölçmüşlerdir. Şekil 6'da z ekseni boyunca eksenel hız grafiği verilmiştir. Eksenel hızın ilk negatif olduğu nokta burgaç çöküntüsünün başlangıç noktasını, pozitife geçtiği nokta ise bitiş noktasını göstermektedir.



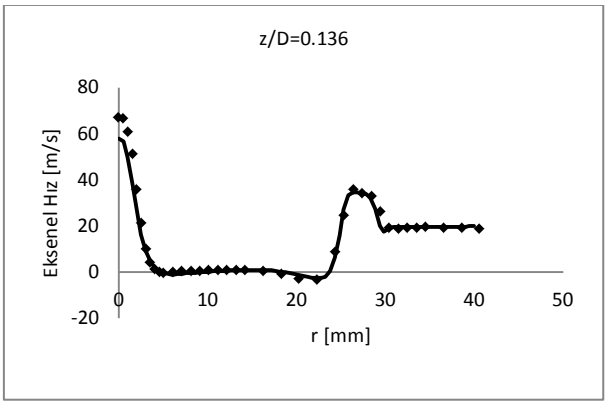
Şekil 6. Z ekseni boyunca ortalama eksenel hız

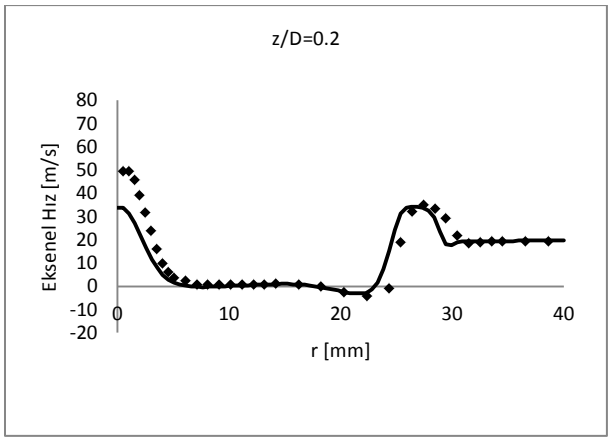
Eksenel Hız Profilleri

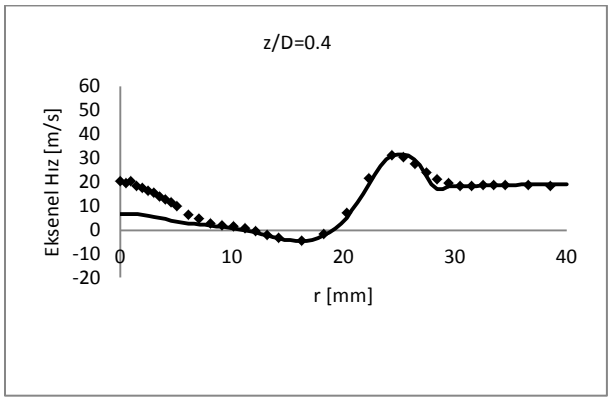
Hız profilleri ölçüm istasyonları Şekil 7'de verilmiştir. Girdaplı hava kanalı iç çapı D=50 mm'dir. Buna göre eksenel, teğetsel ve radyal hız profilleri sırası ile verilmiştir.

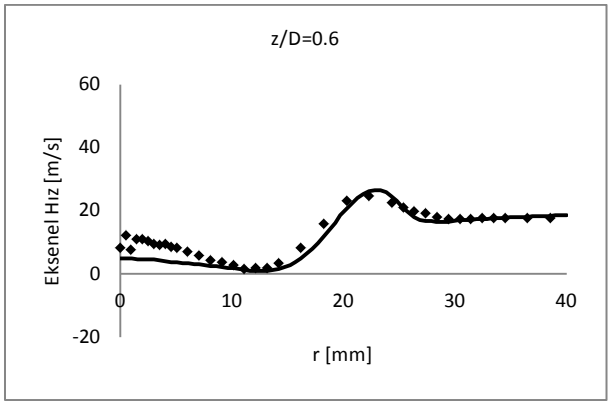


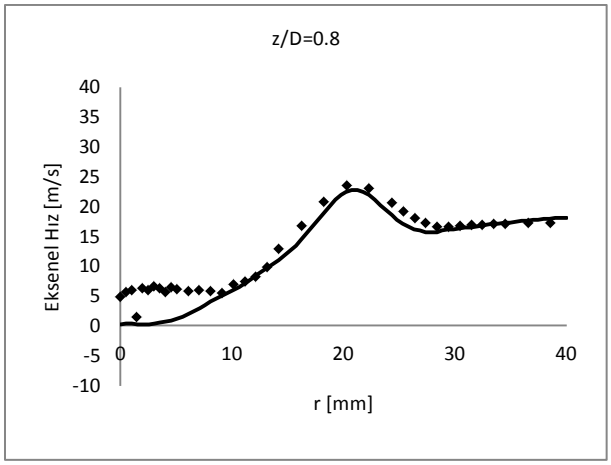
Şekil 7. Hız profilleri ölçüm istasyonları

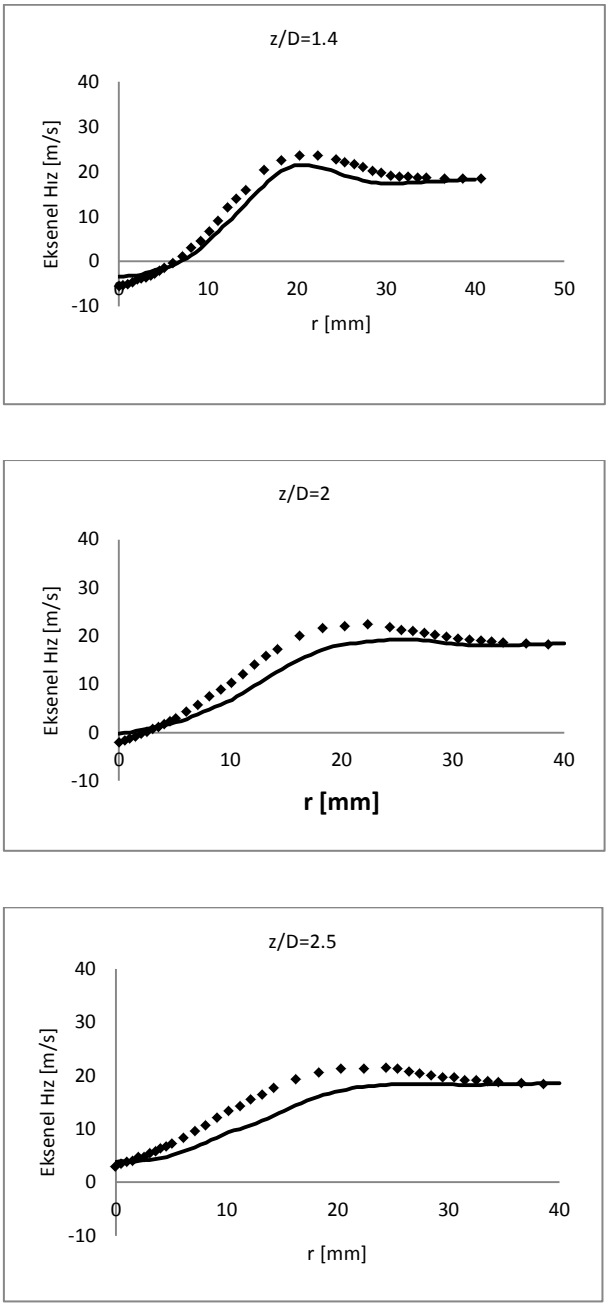












Şekil 8. Eksenel hız profilleri

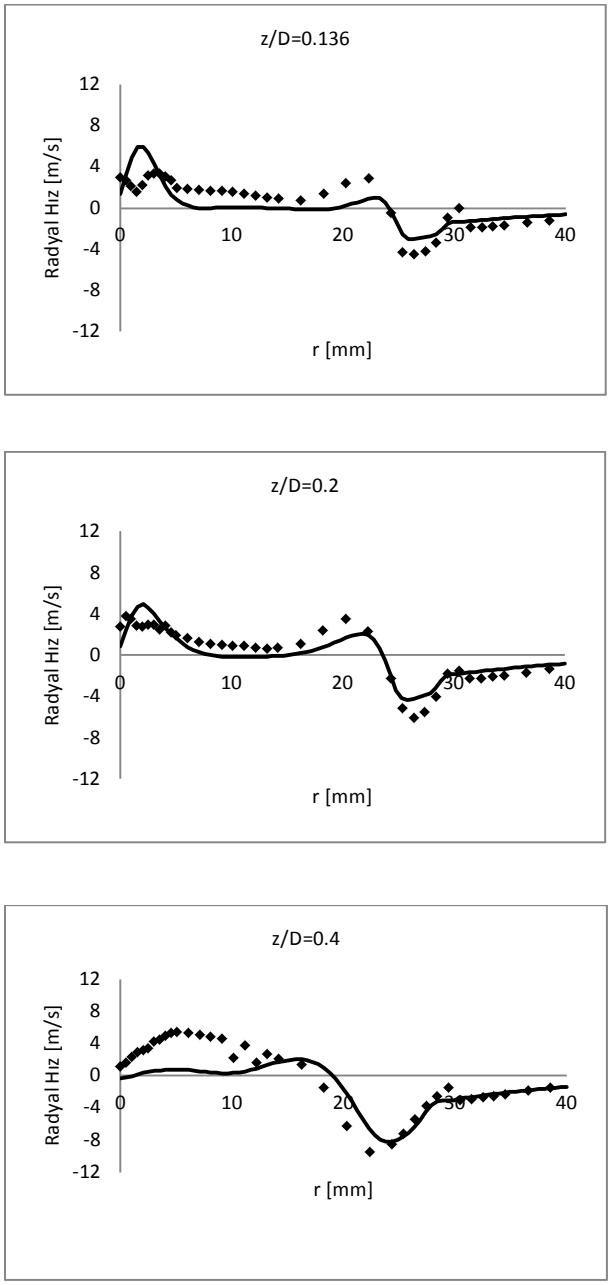
LES —— Deneysel data •

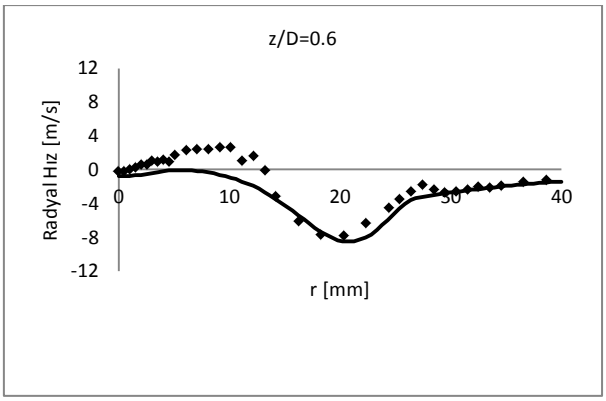
Şekil 8'de eksenel hız profilleri z=0.136, 0.2 ve 0.4 istasyonlarında incelendiğinde merkezi jetin LES çözümünde deneysel verilerden daha düşük hesaplandığı görülmektedir. z=0.8 istasyonunda merkezde eksenel hız 0 noktasındadır ve bu noktada burgaç çöküntüsünün deneysel verilerden önce başladığı görülmektedir. Merkezi jet hızının düşük olması burgaç çöküntüsünün de erken başlamasına neden olmuştur. Eksenel hızlar ile deneysel veriler genel olarak uyumlu görülmektedir.

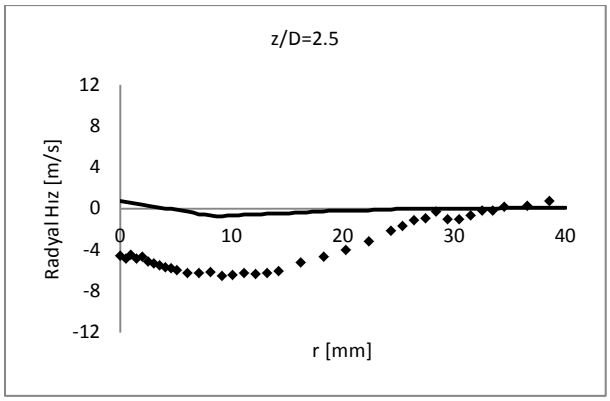
Şekil 9'de radyal hızlar incelendiği zaman z=2 ve z=2.5 istasyonlarında deneysel verilerden sapma görülmektedir. Bu istasyonlarda LES düz bir çizgi olarak hesaplamıştır. Benzer sonuçlar daha önceki araştırmacılar tarafından da belirtilmiştir.(Kempf vd,2008; Malalasekera vd,2008;Yang ve Kaer,2012)

Şekil 10'de teğetsel hızlar verilmiştir. Genel olarak deneysel veriler ile uyumlu olduğu görülmektedir.

Radyal Hız Profilleri

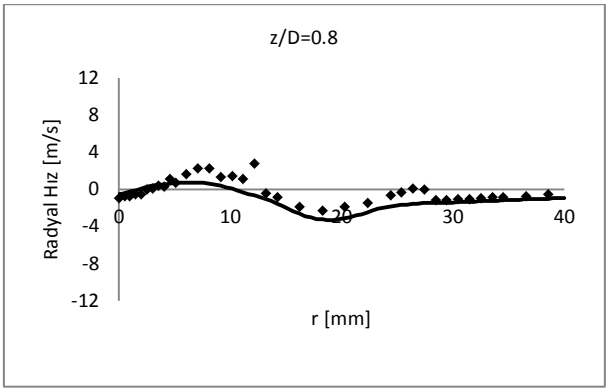


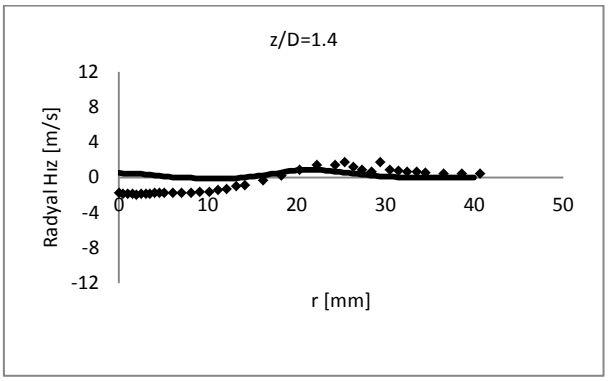


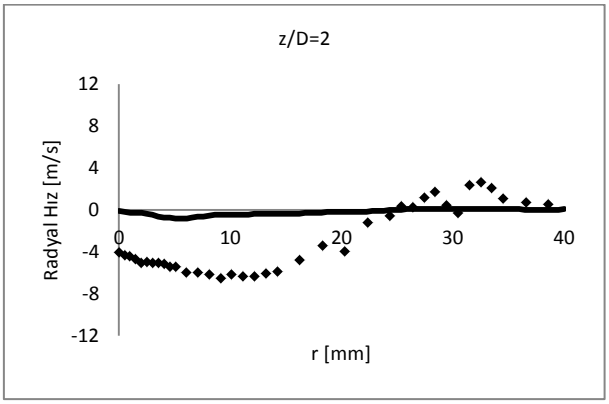


Şekil 9. Radyal hız profilleri

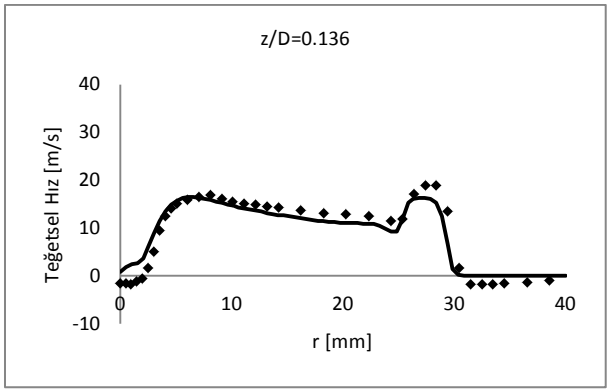
LES —— Deneysel data •

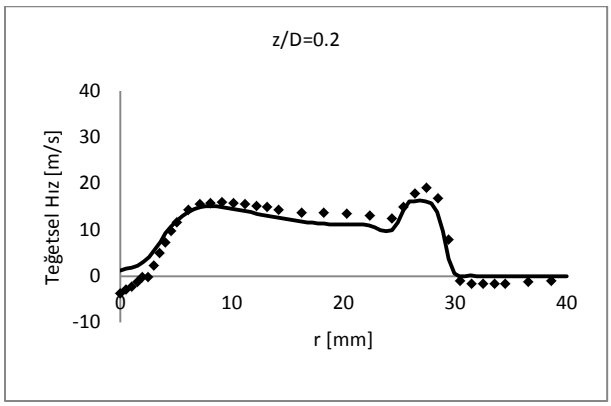


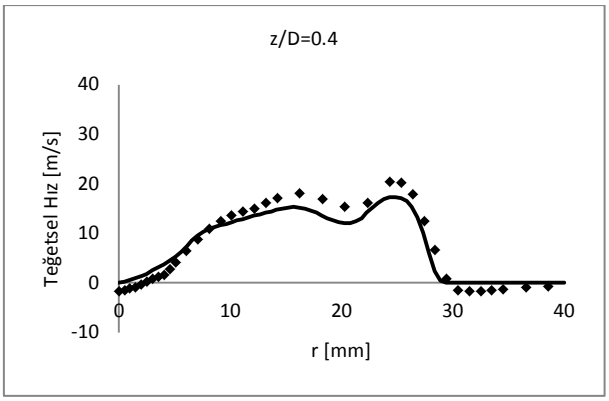


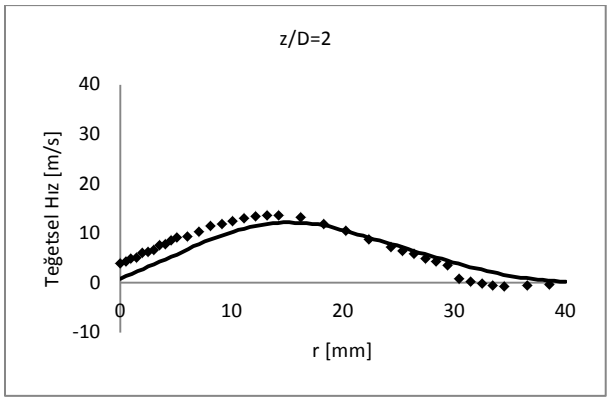


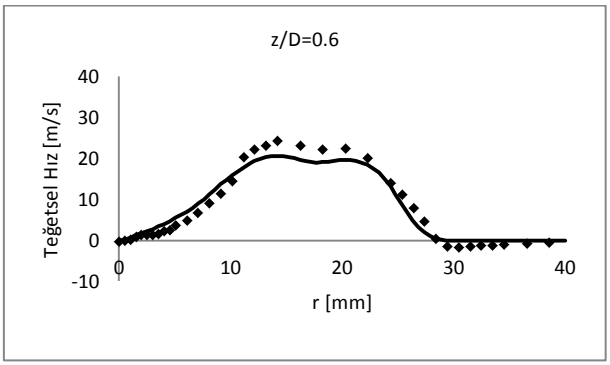
Teğetsel Hız Profilleri

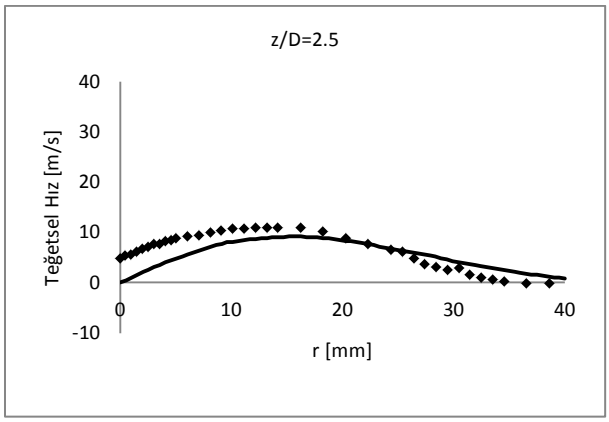


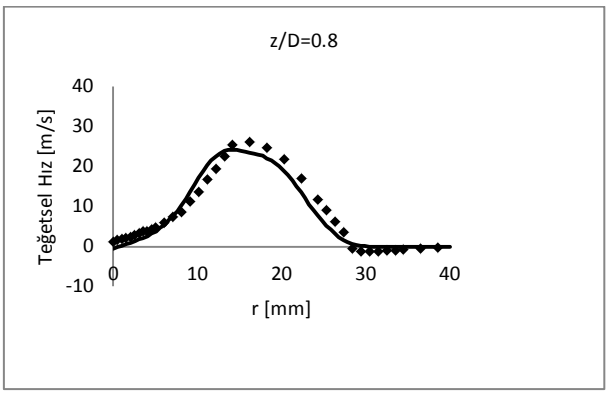




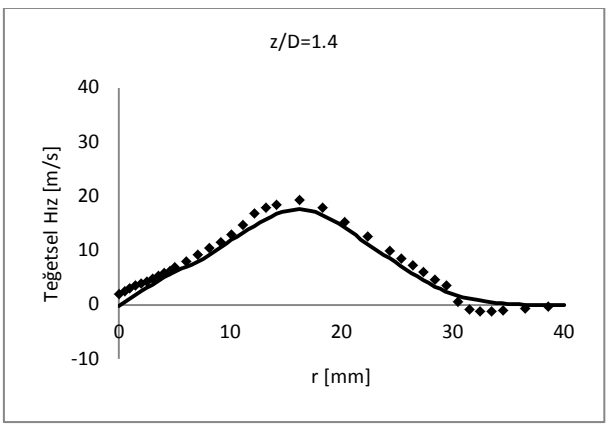








Şekil 10. Teğetsel hız profilleri
LES —— Deneysel data •



Vortisite Alanı

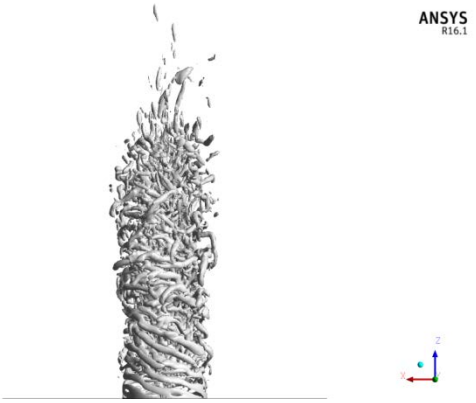
Türbülans koherent yapıları görselleştirmek için vortisite kullanılır. Voritisite alanını tanımlamak için Q-kriter uygun bir yöntemdir. Q-kriter, hız gradyan tensörünün ikinci invaryantı olarak tanımlanır.

$$Q = 1/2(\Omega_{ij}\Omega_{ij} - S_{ij}S_{ij})$$

Burada;

$$S_{ij} = (u_{ij} - u_{ji})/2$$
$$\Omega_{ij} = (u_{ij} + u_{ji})/2$$

olarak hız gradyan tensörünün simetrik ve anti-simetrik kısımlarıdır. Şekil 11'de Q-kriter kullanılarak elde edilmiş vortisite alanı görülmektedir.



Şekil 11. LES çözümü sonucunda Q-kriter kullanılarak görselleştirilmiş vortisite alanı

SONUÇLAR

Bu çalışmada Sydney girdaplı yakıcıdaki izotermal akış, ANSYS FLUENT R16.1 ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile LES türbülans çözüm yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalar girdap sayısı S=0.54 için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. LES yöntemi kullanarak türbülansın çözümü ile girdaplı akışlarda deneysel veriler ile son derece uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca burgaç çöküntüsü ve gövdeden kaynaklı sirkülasyon bölgeleri de net bir şekilde çözülmüştür. LES türbülans çözümünün komplek girdaplı akışları çözmede başarılı olduğu görülmektedir. Yöntemin dez avantajı yüksek hesaplama gücü gereksinimi ve uzun analiz süresidir. Sonraki çalışmada aynı modelin yanma ile beraber LES yöntemini kullanarak çözülmesi planlanmaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada donanım ve yazılım desteğinden dolayı ANOVA Mühendisliğe katkılarından dolayı teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

Al-Abdali, Y.M., Masri, A.R., Recirculation and flowfield regimes on unconfined non-reacting swirling flows, 2003, Experimental Thermal and Fluid Science,27,655-665

Beer J.M, Chigier N.A, Combustion Aerodynamics,Robert E. Krieger Publishing company, 1983

Dinesh R.,Jenkins K.W., Kirkpatrick M.P., Malalasekera W.,Modelling of instabilities in turbulent swirling flames., Fuel 89, 10-18, 2010

Dinesh R., Jenkins K.W., Savill A.M, Kirkpatrick M.P., Swirl effects on external intermittency in turbulent jets, International Journal of Heat and Fluid Flow 33, 193-206, 2012

Dinesh R.,Kirkpatrick M.P., Study of jet precession, recirculation and vortex breakdown in turbulent swirling jets using LES, Computer&Fluids 38, 1232-1242, 2009

Dinesh R., Malalasekera W., İbrahim S.S., Kirkpatrick M.P., Large Eddy Simulation of Isothermal Swirling Flows, 5th Asia-Pacific Conference on Combustion, 2005

Goldin F.C.,Depsky J.S, Lee S.L., Velocity field characteristics of a swirling combuster.,AIAA Joural,23(1):95-102,1985

Gupta A.K.,Lilley G.D.,Syred N., Swirl flows,Abacus Press,Kent England,1984

Lawn C,J. Principles of Combustion Engineering for Boilers, Academic Press, London,UK, 1987, ISBN 0124390358

Lilley D.G. Swirl flows in combustion : a review. AIAA Journal, 15(8):1063-1078,1977

Lucca-Negro,O.,O'Doherty,T.,Vortex Breakdown:a review. Progress in Energy and Combustion Science 27,431-481, 2001

Orszag S. A., Yakhot V., Flannery W. S., Boysan F., Choudhury D., Maruzewski J., and Patel B.. "Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations". In International Conference on Near-Wall Turbulent Flows, Tempe, Arizona. 1993.

Rhode D.L.,Lilley D.G, Mc Laughlin D.K., Mean flowfields in axisymetric combuster geometries with swirl, AIAA journal, 21(4):593-600,1983

Sarpkaya,T. On stationary and travveling vortex breakdowns. J.Fluid Mech 45,545-559, 1971

Stein O.,Kempf A., LES of the Sydney swirl flame series: A study of vortex breakdown in isothermal and reacting flows., Proceedings of the Combustion Institute 31,1755-1763, 2007

Wegner B., Maltsev A., Schneider A., Sadiki A., Dreizler A., Janicka J., Assesment of Unsteady RANS in predicting swirl flow instability based on LES and experiments., International Journal of Heat and Fluid Flow, 25 528-536,2004

Yang Y.,Kaer S., Large eddy Simulations of the Non-reactive flow in the Sydney swirl burner,International Journal of Heat and Fluid Flow,2012

http://sydney.edu.au/engineering/aeromech/thermofluids/swirl.htm

CFD modelling of a laboratory scale Pulverized Coal Jet Flame

E. Kapusuz [a,b] Y. Yükselentürk[a], B. Yılmaz[a], İ. Gökalp[b]

ÖZET

Laboratuvar ölçeğinde eksenel yönde akışa sahip pülverize kömür alevi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programı FLUENT kullanılarak modellenmiştir. Kömür yanmasıyla ilgili uçucu madde salınımı, heterojen parçacık yanması gibi alt modeller, kömür parçacıklarının lagrangian ve ayrık bir faz olarak tanımlandığı ayrık eleman modeli ile birlikte kullanılmıştır. Gaz fazı için türbülans ve reaksiyonlar arasında ki etkileşim eddy enerji yitimi modeli ile modellenmiştir. Simülasyon sonuçları deneylerde ölçülen parçacık sıcaklığı dağılımı ve gaz molekül derişimi dağılımları ile karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçları ve deneysel ölçümler tam olarak uymamaktadır ve kullanılan sonsuz hızlı reaksiyonlar varsayımına dayalı olan eddy enerji yitimi modelinin bu tür bir alev için uygun olmadığı gözlemlenmiştir. HAD programında yer alan matematiksel modeller, deneysel ölçümleri değersel olarak yakalayamamış ancak, yaklaşımsal tahminler için uygun sonuçlar vermiştir.

ABSTRACT

A numerical study of the laboratory scale coaxial pulverized coal jet flame is presented using computational fluid dynamics code (CFD) FLUENT. The coal combustion sub-models for devolatilization and char combustion are implemented within the lagrangian description of coal particles using discrete element model. For the gaseous phase, interactions between turbulence and chemistry are modelled using the eddy dissipation model. Simulation results are compared to the measured particle temperatures and the species concentrations. Some discrepancies between the simulation and the experiments are observed and the infinitely fast chemistry assumption is not found to be suitable for modelling this flame configuration. However the mathematical models integrated into the CFD code were capable of simulating the experimental data with a good trend.

KEYWORDS: Pulverized coal combustion, jet flame, discrete element method, eddy dissipation model

1. Introduction

Pulverized coal combustion is one of the widely used technologies for producing electricity in thermal power plants and they are expected to remain as such in the coming decades. However pollutant emissions from coal power stations have to be kept at a low level for the protection of the environmental. Computational fluid dynamics (CFD) is today a widely used design tool in the energy sector. The spatially resolved reactive flow fields in the boilers and furnaces provide valuable insights for the design and optimization of large scale combustion systems.

During coal combustion, coal particles experience several phenomena mainly occurring in three stages [1-2]. In the first stage coal particles heat up and moisture evaporates. Following this, volatiles are released. Volatiles are burnt in the gas phase while combustion of the carbon in the residual char takes place through a heterogeneous and complex chemical process [3]. These phenomena involve exchange of heat and mass between the continuous

phase and the discrete phase. Implementation of several sub-models in the CFD codes is necessary to describe the phenomena occurring during the coal particle combustion processes. The processes involve gas-particle flow interactions [4-5], volatiles release (devolatilization) [6], combustion of the volatiles [7], heterogeneous combustion of the char particles [8] and the various heat transfer modes [9-10]. The accuracy of each model is important for quantitative predictions of temperatures and species fields.

This study aims to investigate the capability of the commonly used commercial code FLUENT (v15.0.7) for predicting the main properties of a pulverized coal flame. For this purpose, the experimental study of CRIEPI laboratories with a 4.2 kW methane assisted coal flame [11] is selected. The experimental case has been subject to different modelling studies in the literature including Large Eddy Simulations (LES) [12-13] and Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) simulations [14-16]. In this study RANS approach is applied using available coal combustion sub-models in the FLUENT code.

2. Experimental Details

The CRIEPI pulverized coal jet burner [11] consists of two annular injectors, where the inner nozzle (inner diameter: 6mm) is supplying coal and air while methane is supplied through an annular slit (width: 0.5 mm) outside the main burner as shown in Fig. 1. The methane flow rate has the minimum amount to form a stable flame which was not possible for pure coal-air combustion. The measurements were performed in a region up to 180 mm (30D) in axial direction from the burner exit. Experimental conditions are summarized in Table 1.

Table 1
Experimental conditions [11]

Pulverized-coal feed rate	1.49×10^{-4} kg/s
Air flow rate	1.80×10^{-4} m^3/s
CH_4 flow rate	2.33×10^{-5} m^3/s
Thermal input of coal*	4.19 kW
Thermal input of CH_4*	0.83 kW
Bulk equivalence ratio	6.09
Reynolds number	2544

*Based on lower heating value

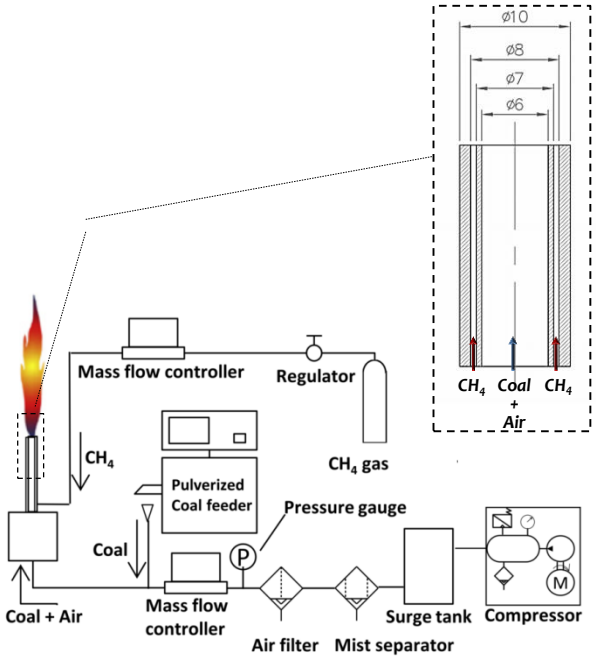


Fig. 1. Schematic of the CRIEPI experimental setup and the pulverized coal burner [11]

Newlands bituminous coal is used in the experiments; the properties of the coal are given in Table 2. The mass median diameter of the pulverized coal particles was measured using a laser diffraction particle size analyzer and found to be 33 μm [11]. The temperature along the flame was measured using a two-color pyrometer and species sample were taken along the centerline using a traversing probe to measure the concentrations.

Table 2
Properties of Newlands coal [11]

High heating value*1	29.1 MJ/kg
Low heating value*1	28.1 MJ/kg
Proximate analysis	[wt %]
Moisture*2	2.60
Ash*1	15.20
Volatile matter*1	26.90
Fixed carbon*1	57.90

Ultimate analysis	[wt %]
Carbon*1	71.90
Hydrogen*1	4.40
Nitrogen*1	1.5
Oxygen*1	6.53
Total sulfur*1	0.44
Combustible sulfur*1	0.39

*1 Dry Basis, *2 As received

3. Mathematical Modeling and Computational Details

3.1. Mathematical Models

In the CFD modeling of coal combustion, along with the gas phase aerodynamics and turbulence, gas-particle flow interactions [4-5] are to be modeled by the exchange of mass, momentum and energy source terms. Therefore, in the numerical solution process, continuous phase and discrete phase are coupled.

Coal particles dynamics are modeled as the discrete phase in a lagrangian frame of reference. The particle trajectories are calculated by integrating the force balance equation as a function of time. The governing equation is specified as follows:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_o \qquad (1)$$

where the first term on the right hand side represents the drag force, the second one represents the gravitational force and the last one includes other forces such as change in pressure gradient, virtual mass force and Basset force. The effect of turbulent fluctuations on the particle trajectories is modeled by Discrete Random Walk model with a random eddy life time. The dispersion of particles is predicted by integrating the trajectory equations, using instantaneous fluid velocity, $\bar{u}+u'(t)$ along the particle path during integration [17].

Devolatilization process is modeled as a single-rate Arrhenius type reaction. In this stage of reaction, particle mass loss can be represented as:

$$\frac{dm_p}{dt} = k\left[m_p - (1 - f_{v,0})(1 - f_{w,0})m_{p,0}\right] \qquad (2)$$

where m_p is the mass of the particle, $f_{v,0}$ is the initial mass fraction of the volatiles, $f_{w,0}$ is the initial mass fraction of the moisture, $m_{p,0}$ is the initial mass of the particle and k is the kinetic rate defined by the Arrhenius equation as follows:

$$k = A_v exp\left(-\frac{E_v}{RT_p}\right) \qquad (3)$$

where A_v is the pre-exponential factor, E_v is the activation energy, R is the molar gas constant and T_p is the particle temperature. The values of A_v and E_v for the coal used in experiments are taken from [12] as A_v =4.474x10^3 s^{-1} and E_v=1.9188x10^7 J/kmolK obtained from a fitting of Chemical Percolation Devolatilisation Model [18]. High temperature volatile yield is estimated as 1.52 [12].

For the combustion of volatiles, a hypothetical volatile fuel ($CH_xO_yN_z$) is defined in FLUENT by taking into account the ultimate and proximate analysis of the coal. In this study, mixing limited eddy-dissipation reaction model is used with two step reactions and standard mixing constants (A=4, B=0.5). For the experimental configuration methane combustion assistance is also modeled using a two-step eddy-dissipation reaction model.

$$CH_xO_yN_z + \left(1 - \frac{y}{2}\right)O_2 \rightarrow \delta CO + (1-\delta)CO_2 + \frac{x}{2}H_2O + \frac{z}{2}N_2 \qquad (4)$$

$$CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2 \qquad (5)$$

$$CH_4 + 3/2\,O_2 \rightarrow CO + 2H_2O \qquad (6)$$

The combustion of the remaining carbon in the particle through surface reactions is considered using a kinetics-diffusion limited model where the diffusion and kinetic rates can be found from the work of Field et.al. [19].

For the gas phase, a standard $k-\varepsilon$ turbulence model [20] is considered for RANS equation closure and DO radiation model [21] is used for the radiation heat transfer. Continuity, momentum and turbulence model equations are solved using second-order spatial discretization.

3.2. Computational Case Details

The computational domain has a total length of 460 mm and a diameter of 200 mm. Due to cylindrical symmetry, 1/6th of the domain is computed using periodic boundary conditions. Two different meshes are employed. The 1/6 domain is discretized into 0.11M and 0.76M hexahedral cells with a minimum mesh size at the burner exit as D/32 and D/64 (D = burner diameter) for the coarser and finer meshes respectively. The difference in results was very small between the two grids, showing that sufficient resolution is obtained using the coarser mesh, however the results for the finer mesh will be presented here.

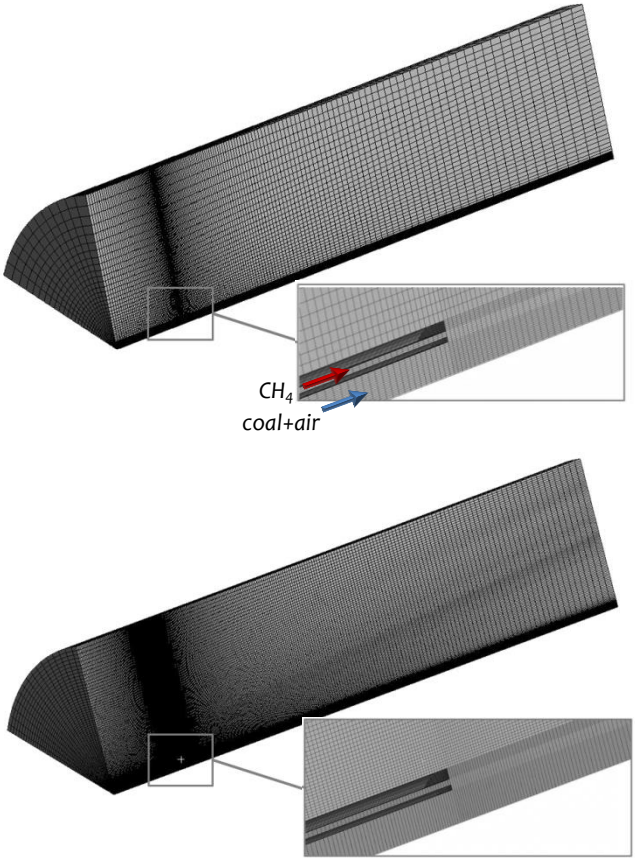


Fig. 2. Computational domain with two mesh sizes of 0.11M and 0.76M

The flow rates for the coal, methane and air are set to 1.49×10^{-4} kg/s, 2.33×10^{-5} m^3/s and 1.80×10^{-4} Nm^3/s respectively as given in the experimental details. Methane, air and the burner walls are set to room temperature of 25°C while the heat loss through the domain is represented with wall conduction through the acrylic walls. The particle size is defined by a Rossin-Ramler size distribution where the minimum particle size is 5 µm, the maximum particle size is 61 µm with a mean size of 33 µm and a particle spread of 4.02 [14].

4. Results

The reactive filed measurements from the CRIEPI burner experiments are compared with our numerical results. The particle temperatures in the axial direction are compared in Figure 3. At the burner exit, the temperatures are underpredicted, but matche well with the data in the downstream region. In [11], it is mentioned that the two-color pyrometer measurements represent an average temperature of the particles and of the gas phase around them and therefore the measurements are not representing the exact point temperature of the particles. This issue requires further assessment using other experimental techniques.

The species concentration for O_2 and CO_2 are in Figure 4. The O_2 consumption is much he CFD results. This is attributed to the ık up model which assumes infinitely fast and as a result the computed O_2 consumption rate is higher than experiments. The fast consumption of O_2 leads to higher computed CO_2 levels. Similar results are observed in other numerical studies using the same experimental data [12-16].

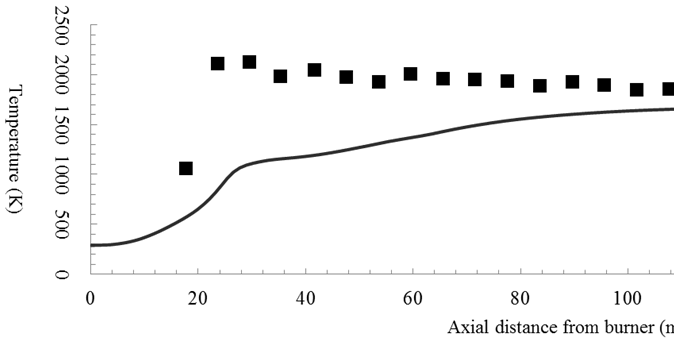


Fig. 3. Computed and measured axial profiles of particle temperature

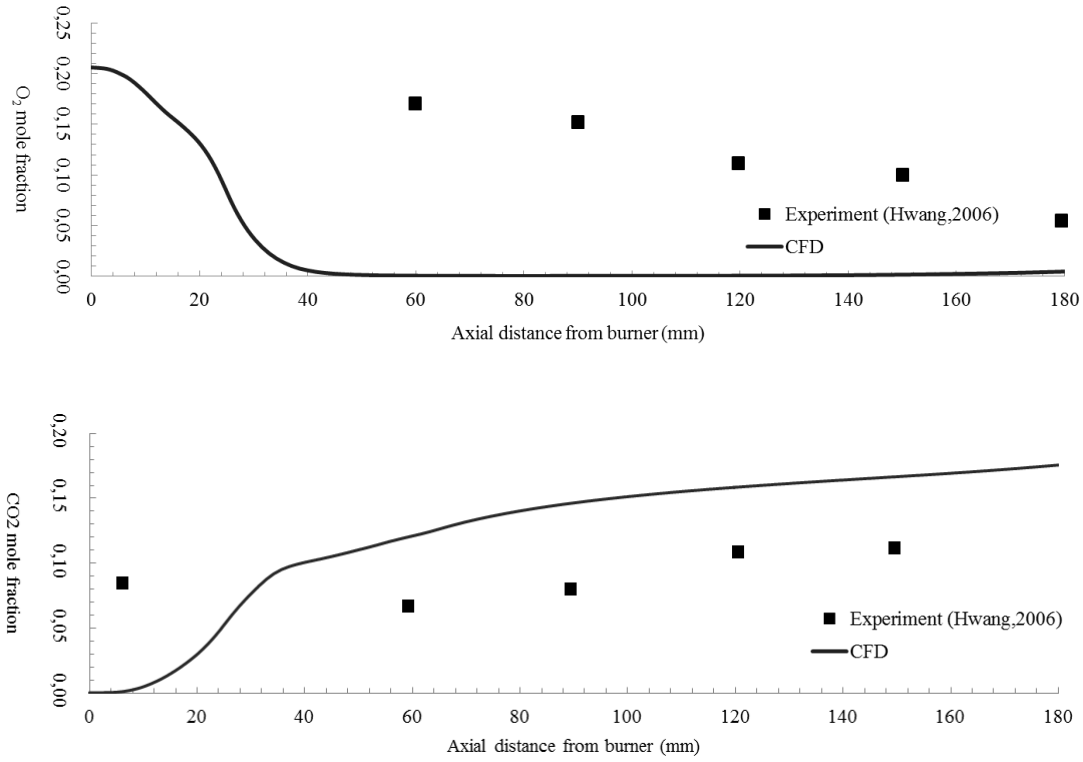


Fig. 4. Computed and measured axial profiles of O2 and CO2 concentrations

In Figure 5 the contour plot of temperature is compared to experimental images of the flame. The flame hot zone starts about 30 mm from the burner exit as it can
be concluded from the ignition of particles and the flame luminosity. The comparison shows good agreement between the experiments and the CFD simulations.

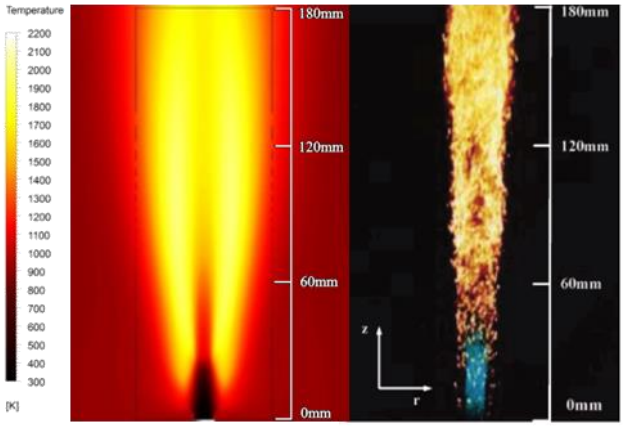


Fig. 5. Distribution of the computed gas temperature and the flame photograph

5. Conclusions

CFD simulation of coaxial pulverized coal combustion of a lab scale burner is performed in FLUENT code with a RANS approach. The results are compared against the experimental data for the reactive flow field. Compared with the experiment, the simulated flame temperature is lower than the experimental measurements especially in the region close to the burner exit; however this is partly attributed to the uncertainty in the experimental data. The oxygen distribution in the simulated flame shows much faster consumption of oxygen and higher burning rate at the burner exit. This is attributed to the purely mixing controlled EBU model. In order to increase the prediction capability, turbulence chemistry interaction must be modeled without the infinitely fast chemistry assumption. Overall the simulated flame shows a good level of agreement with the experimental flame in some aspects.

Acknowledgments

This work benefited from the support of the CNRS, of the French Embassy in Ankara Joint PhD program and of TUBITAK TEYDEB.

References

[1] Williams A., Pourkashanian M., Jones J.M. The Combustion of Coal and Some Other Solid Fuels. Proceedings of the Combustion Institute, 2000; 28:2141-2162.

[2] Prado G. (ed.), LaHaye J. Fundamentals of the Physical-Chemistry of Pulverized Coal Combustion, Martinus Nijhoff Publishers, Dordrecht, 1987.

[3] Smith I.W. The Combustion Rates of Coal Chars: A Review. 19th Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, 1982; 1045-1065.

[4] Morsi S.A., Alexander A.J. An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems. Journal of Fluid Mechanics, 1972; 55:193-208.

[5] Cundall P.A., Strack O.D.L. A discrete numerical model for granular assemblies. Geotechnique, 1979; 29:47-65.

[6] Badzioch S., Hawksley P.G.W. Kinetics of Thermal Decomposition of Pulverized Coal Particles. Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop., 1970; 9:521-530.

[7] Spalding D.B. Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames. Symposium (International) on Combustion, 1971; 13:649-657.

[8] Baum M.M., Street P.J. Predicting the Combustion Behaviour of Coal Particles. Combustion Science and Technology, 1971; 3:231-243.

[9] Fiveland W.A. A Discrete-ordinates Method for predicting radiative heat transfer in axi-symmetric enclosures, ASME. Paper No. 82-HT-20, 1982.

[10] Modest M. F. Weighted-sum of-gray-gases model for arbitraray solution methods in radiative heat transfer, J. Heat Transfer.-T. ASME, 1991; 113:650-656.

[11] Hwang S.M., Kurose R., Akamatsu F., Tsuji H., Makino H., Katsuki M. Application of Optical Diagnostics Techniques to a Labratory-Scale Turbulent Pulverized Coal Flame. Energy & Fuels, 2005; 19:382-392.

[12] Stein O.T., Olenik G., Kronenburg F., Marincola F.C., Franchetti B.M., Kempf A.M., Ghiani M., Vascellari M., Hasse C. Towards Comprehensive Coal Combustion Modelling for

LES. Flow and Turbulence Combust., 2013; 90:859-884.
[13] Franchetti B.M., Marincola F.C., Martinez S.N., Kempf A.M. Large Eddy simulation of a pulverised coal jet flame. Proceedings of the Combustion Institute, 2013; 34:2419-2426.
[14] Bermudez A., Ferrin J.L., Linan A., Saavedra L. Numerical simulation of group combustion of pulverized coal. Combustion and Flame, 2001; 158:1852-1865.
[15] Hashimoto N., Kurose R., Shirai H. Numerical simulation of pulverized coal jet flame employing TDP model. Fuel, 2012; 97:277-287.
[16] Zhao X.Y., Haworth D.C. Transported PDF modeling of pulverized coal jet flames. Combustion and Flame, 2014; 161:1866-1882.
[17] ANSYS FLUENT 15.0 User's Guide, ANSYS Inc., 2014.
[18] Fletcher T.H., Kerstein A.R., Pugmire R.J., Grant D.M. Chemical percolation model for devolatilization. 2.Temperature and heating rate effects on product yields. Energy & Fuels, 1990; 4:54-60.
[19] Field M. Rate of combustion of size-graded fractions of char from a low-rank coal between 1200 K and 1800 K. Combustion and Flame, 1969; 13:237-252.
[20] Launder B.E. and Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flows. Comput. Meth. Appl. Mech. Eng., 1974; 3:269-289.
[21] Fiveland W.A. (1982) A Discrete-ordinates Method for predicting radiative heat transfer in axi-symmetric enclosures, ASME. Paper No. 82-HT-20.

KANOLA BİYODİZEL-DİZEL KARIŞIMI KULLANILAN BİR DİZEL MOTORDA EGR KULLANIMININ YANMA VE EMİSYON PARAMETRELERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Erkan ÖZTÜRK[1*], Özer CAN[1], H. Serdar YÜCESU[2], Nazım USTA[3], Bilal AYDOĞAN[4]

[1]Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Denizli,
[2]Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Denizli.
[3]Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Denizli.
[4]Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, TBMYO, Elektrik ve Enerji Bölümü, Burdur.

ÖZET

% 10 kanola biyodizel ve % 90 dizel yakıt No.2 içeren bir karışım kullanılarak tek silindirli dizel bir motorda EGR uygulamasının (% 5 ve 10 oranlarda) kısmi ve tam yükte yanma ve emisyon parametrelerine etkilerini ortaya koymak için bir deneysel çalışma yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, silindir içinde daha düşük ısı yayılımı, sıcaklık ve oksijen konsantrasyonu sağlayan EGR uygulamasının biyodizel yakıt karışımını kullanan dizel motorun NO_x emisyonlarında dikkate değer azalmaya sebep olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte, motor yükü ve EGR oranına bağlı olarak özgül yakıt tüketimi, CO ve duman emisyonlarında bir miktar artış olduğu belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Biyodizel, yanma, motor performans, EGR, NO_x

INVESTIGATION THE EFFECTS OF EGR USAGE ON THE COMBUSTION AND EMISSION PARAMETERS IN A DIESEL ENGINE FUELLED WITH CANOLA BIODIESEL-DIESEL BLEND

ABSTRACT

An experimental study was carried out to investigate the effects of EGR usage (5 and 10 % rates) on the combustion and emission parameters of a single cylinder diesel engine running with a blend fuel, which consists of 10 % canola biodiesel and 90 % diesel fuel No.2, at partial (50 %) and full loads. The experimental results showed that the EGR usage resulting lower heat release rate, flame temperature and oxygen concentration in the combustion chamber can significantly reduce NO_x emissions of the engine running with biodiesel fuel blend. However, it was determined that there were some increases in the specific fuel consumption, CO and smoke emissions depending of the engine load and the EGR rates.

Keywords: Biodiesel, combustion, performance, EGR, NO_x

1. GİRİŞ

Biyodizel yakıtların dizel motorlarında alternatif yakıt olarak kullanımı giderek artmaktadır. Bu artışın en önemli sebepleri; biyodizelin yenilenebilir ve doğada biyolojik olarak parçalanabilir olması, toksit etkisinin olmaması, sera etkisini ve duman oluşumunu azaltmasıdır. Ayrıca biyodizel yakıt, saf veya dizel yakıtı ile karıştırılarak dizel motorlarında herhangi bir değişikliğe gidilmeksizin kullanılabilir. Motor ve yakıt enjeksiyon ekipman üreticilerinin birçoğu dizel yakıtına % 20 oranına kadar biyodizel karıştırılabileceğine garanti vermektedir [1,2].

Biyodizel üretiminde kullanılan hammaddelerin çeşitliliği ve üretim yöntemlerindeki farklılıklar, elde edilen yakıtın özelliklerinin değişik olmasına neden olmaktadır. Bu değişikliklerin dizel motorlarında sebep olduğu enjektör ve filtre tıkanması, yakıt sistemi parçalarında korozyon, karbon oluşumu ve yağlama yağının bozulması gibi olumsuz etkilerini ortadan kaldırmak için biyodizel standartları oluşturulmuştur. EN 14214 ve ASTM 6751 bu standartların en yaygın kullanılanlarıdır. Bununla birlikte standartlarla uyumlu bazı biyodizel yakıtların yüksek NO_x emisyonlarına sebebiyet vermesi yaygın olarak kullanımındaki en önemli dezavantajıdır. Bu dezavantajın giderilmesinde silindir içi sıcaklığın düşürülmesi esaslı farklı teknikler kullanılmaktadır. NO_x emisyonlarının kontrolünde enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesi, EGR ile silindir içi dolgunun seyreltilmesi, yakıt katkısı kullanımı ve silindir içerisine su enjeksiyonu en yaygın tekniklerdir [3,4].

Büyük oranda CO_2 ve H_2O (buhar halinde) içeriğine sahip egzoz gazının içeriye alınan havadan daha yüksek

* E-posta: erkanozturk@pau.edu.tr
Adres: Pamukkale Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Kınıklı Kampüsü 20020 Pamukkale/DENİZLİ

özgül ısıya sahip olması silindir sıcaklığını düşüreceği gibi silindir içerisindeki dolguyu da seyrelterek oksijen konsantrasyonunu azaltacaktır [5]. Dizel motorlarında EGR ile silindir içi dolgunun seyreltilmesinin güncel uygulanan bir metot olmasından dolayı motorlarda kapsamlı bir tadilat gerektirmez [6]. Bununla birlikte, bir önceki çevrimde yanan gazların değişken supap zamanlamasıyla silindir içerisinde alıkoyulması ile "dahili EGR" veya egzoz gazlarının emme sistemi üzerinden silindire geri gönderilmesi ile "harici EGR" olmak üzere iki farklı şekilde EGR uygulaması mevcuttur. Egzoz manifolduna atılan gazların yüksek sıcaklık ve basıncı harici EGR uygulamasında ayrıca çeşitliliğe yol açmıştır. Harici EGR uygulaması üzerine yapılan çalışmalar sıcak ve soğuk EGR olmak üzere iki farklı kategoride ele alınmıştır [7]. Giren dolgunun sıcaklığındaki artışın volumetrik verimi düşürerek, özgül yakıt tüketimini ve yanma sıcaklıklarını arttırarak NO_x emisyonlarına olumsuz etkisi söz konusudur [8]. Yapılan çalışmalar bu olumsuzluğun giderilmesinde egzoz gazlarının soğutularak silindir içerisine alınmasının etkili bir yöntem olduğunu ortaya koymaktadır [9,10].

Deepan [11] değişken sıkıştırma oranlı bir dizel motorunda soğuk EGR'nin motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemiş ve EGR artışı ile NO_x emisyonlarında azalma elde etmiştir. Bununla birlikte, EGR uygulanması ile özgül yakıt tüketiminde genel olarak artış gözlemlemiştir. Sıcak EGR'nin etkisini inceleyen Manieniyan ve Sivaprakasam [6] % 20 oranında biyodizel yakıt karışımı ile yaptıkları çalışmada düşük ve kısmi yüklerde özgül yakıt tüketimi ile NO_x, CO ve duman emisyonlarında önemli bir değişimin olmadığını, HC emisyonu ve ısı yayılım profilinde dizel yakıtına göre azalma olduğunu belirtmişlerdir. Özellikle tam yükte EGR artışı ile NO_x emisyonlarında iyileşme, duman, HC ve CO emisyonlarında ise kötüleşme olduğuna ve bu durumun EGR artışı ile oksijen eksikliğinden kaynaklandığına vurgu yapmışlardır. Biyodizel karışımlı yakıta sıcak EGR uygulanmasının maksimum ısı yayılım oranında ve silindir basıncında azalmaya sebep olduğunu, bu azalmanın ise egzoz gazlarının çevreden ısı çekmesinden ve eksik yanmadan kaynaklandığını belirtmişlerdir. Dizel-kanola metil ester karışımlarına EGR'nin etkisini inceleyen Tsolakis ve ark. [12] biyodizel kullanımı ile artan NO_x emisyonlarının EGR ile azaltılmasının etkili bir yol olduğu sonucuna varmışlardır. NO_x emisyonlarındaki azalmanın; biyodizel yakıtın sebep olduğu erken tutuşmanın EGR ile rötar yapmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir. Gill ve ark. [13] kanola biyodizeli ile dizel yakıtı ayrı ayrı test ettikleri bir çalışma sonucunda; biyodizel yakıt dizele göre daha düşük CO, HC ve duman emisyonlarına sahipken NO_x emisyonlarının arttığını, EGR artışının NO_x emisyonlarında düşüşe diğer emisyonlarda ise artışa sebep olduğunu, duman ve NO_x emisyonları arasında zıt eğilimin söz konu olduğunu belirlemişlerdir. Yüksek EGR oranlarında duman emisyonlarındaki artışı partikül filtre kullanarak dizel yakıtın seviyesine çekmişlerdir.

Biyodizel yakıtın kullanımını kısıtlayan yüksek NO_x emisyonunun EGR ile azaltılması yaygın bir tekniktir. Bununla birlikte EGR uygulanmasının motor performansına ve NO_x haricindeki diğer emisyonlara olumsuz etkileri söz konusu olabilmektedir. Bu çalışmada kanola biyodizel-dizel karışımı kullanan tek silindirli bir dizel motorun optimal performans ve emisyon değerleri için uygun EGR oranları belirlenmiştir.

2. MATERYAL VE METOT

2.1. Test Yakıtları

Biyodizel üretiminde kullanılmak üzere Manisa-Yonca yağ fabrikasından tedarik edilen rafine kanola yağı % 58,9 Oleik (C18:1), % 20,57 Linoleik ve % 9,34 oranında Linolenik yağ asidi içermektedir. Serbest yağ asidi içeriği % 0,1 olarak belirlenmiş olan kanola yağı, kütlesel olarak % 0,4 oranında alkali katalizör (NaOH) ve 6:1 molar oranında metanol kullanılarak esterleştirilmiştir. Elde edilen kanola metil esterinin özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Üretilen metil esterin oksidasyon kararlılığı haricindeki tüm özellikleri TS-EN 14214 standartlarına uygundur. Oksidasyon kararlılığını arttırmak amacıyla antioksidan ilavesi yapılmıştır. Usta ve ark. [14] tarafından pirogallolün oksidasyon kararlılığını arttırmada etkili bir antioksidan olduğu belirtilmiştir. Metil estere 500 ppm pirogallol ilavesi yeterli görülmüştür. Testlerde dizel ve %10 oranında biyodizel karışımlı (B10) yakıtlar kullanılmıştır. Dizel yakıtı OPET yakıt istasyonundan temin edilmiştir.

Tablo 1. Kanola biyodizel yakıtının özellikleri.

Özellik	Analiz Sonucu	TS-EN 14214 Limitleri Min. / Maks.
Ester içeriği [% m/m]	97,2	96,5 / -
Yoğunluk (15 °C) [kg/m^3]	884,4	860 / 900
Viskozite (40 °C) [mm^2/s]	4,526	3,5 / 5
Parlama noktası [°C]	177,6	120 / -
Sülfür içeriği [mg/kg]	2,5	- /10
Setan sayısı	54,3	51 / -
Su içeriği [mg/kg]	327,5	- / 500
Oksidasyon kararlılığı (110 °C) [h]	2,6	6 / -
Asit değeri [mg KOH/g]	0,48	- / 0,50
İyot değeri [iodine/100 g]	120	- / 120
Fosfor içeriği [mg/kg]	3,6	- / 10
Soğuk filtre tıkanma noktası [°C]	-8	- / -15 (Kış) +5 (Yaz)
Alt ısıl değeri [MJ/kg]	38,60	

2.2. Test Motoru ve Ekipmanlar

Şekil 1'de bu çalışmada kullanılan test düzeneğinin şematiği ve Tablo 2'de kullanılan ekipmanların özellikleri verilmiştir. Deneysel çalışmada tek silindirli, dört zamanlı, hava ile soğutmalı, atmosferik ve direkt enjeksiyonlu bir dizel motoru kullanılmıştır. Test motoru Cussons P8160 model DC dinamometre ile yüklenmiştir. Test sistemine harici EGR sistemi ile emme hava ısıtıcısı

eklenmiştir. Hava ısıtıcısı ile emilen dolgunun sıcaklığı sabit tutularak giriş sıcaklığının etkisi azaltılmıştır. Egzoz gaz basıncının etkisini azaltmak amacıyla EGR sistemi egzoz manifoldu ile hava tankı arasına yerleştirilmiş ve kontrol için iki adet kelebek vana kullanılmıştır. Emme havası, egzoz gazı ve yağlama yağı sıcaklıklarının ölçümleri Newtronic 97 marka/model çok kanallı sıcaklık göstergesi üzerinden sağlanmıştır. Emme manifolduna giren hava miktarı Merriam LFS-1 debi ölçüm sistemi ve Z50MC02-4F model laminer akış elemanı ile belirlenmiştir. Yakıt tüketimi yüksek hassasiyetli elektronik terazi ile ölçülmüştür. Egzoz gaz ölçümlerinde Environnement SA-EGAS 2M analitik emisyon analiz sistemi ile AVL 400 DiSmoke opasimetre, silindir içi basıncın belirlenmesinde ise AVL-8QP500c su soğutmalı piezo-elektrik basınç dönüştürücüsü ile Cussons P4110 analiz cihazı kullanılmıştır. Yakıt hat basıncı AVL SL-31D 2000 model strengeyç tipi basınç sensörü ve enjektör kalkma miktarı Wolff marka hall-etkili sensör ile ölçülmüştür.

2.3. Test Prosedürü

Motor testleri maksimum motor momentinin elde edildiği 2200 d/d motor devrinde iki farklı yük durumu için gerçekleştirilmiştir. Yakıt tüketimine bağlı etkilerin de irdelenebilmesi için, özgül yakıt tüketiminin birbirine en yakın olduğu kısmi (%50) ve tam (%100) yük koşulları tercih edilmiştir. Testler öncesinde yağ sıcaklığı 85 °C'ye ulaşıncaya kadar motor dizel yakıtı ile çalıştırılmıştır. Test süresinde yağ sıcaklığı 85±2 °C ve emme havası sıcaklığı 32±1 °C aralıklarında sabit tutulmuştur. Emme hava sıcaklığının EGR ile ulaşabileceği maksimum sıcaklık tam yük şartlarında dizel yakıtı ile belirlenmiş ve hava ısıtıcı belirlenen sıcaklığa ayarlanarak tüm testlerin sabit giriş sıcaklığında gerçekleşmesi sağlanmıştır. Hem dizel ve B10 hem de B10 yakıtı ile % 5 ve % 10 EGR'li (B10-EGR5 ve B10-EGR10) testler öncelikli olarak tam yük koşulunda gerçekleştirilmiştir. Tüm test işlemlerinde elde edilen veriler kararlı şartlar sağlandıktan sonra 3 dakikalık süre içerisindeki ortalamaları ile belirlenmiştir.

2.4. EGR Oranın, Enjeksiyon ve Yanma Parametrelerinin Belirlenmesi

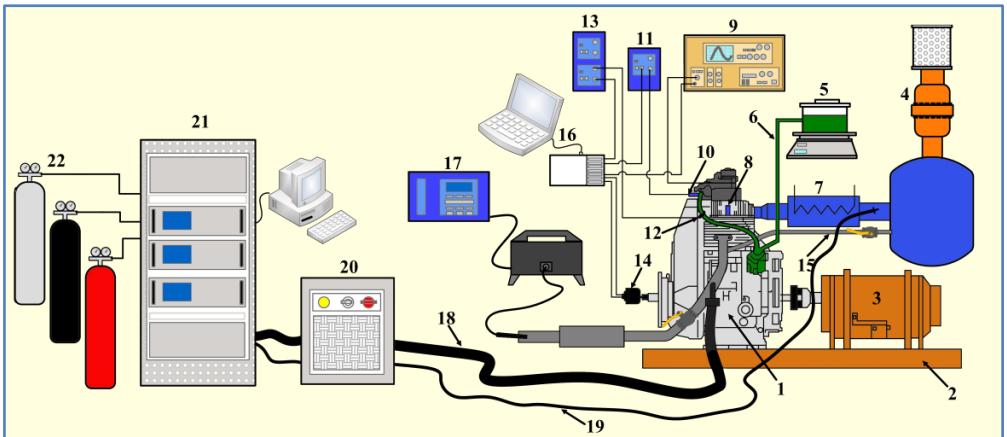
EGR oranının belirlenmesinde SA-EGAS 2M analitik emisyon analiz sisteminin MIR-2M modülü kullanılmıştır. Anlık ölçüm sağlayan modül ile test esnasında EGR oranı kontrol altında tutulmuştur. EGR oranın belirlenmesinde aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$EGR(\%) = \frac{CO_{2(emme)} - CO_{2(ortam)}}{CO_{2(egzoz)} - CO_{2(ortam)}} \quad (1)$$

Tablo 2. Test motoru ve ekipmanların özellikleri.

Motor	
Yapım/Model	Antor/6LD400
Çap x Strok [mm]	86x68
Toplam hacim [cm^3]	395
Sıkıştırma oranı	18:1
Maksimum güç [kW]	5,4@3000 d/d
Maksimum moment [Nm]	19,6@2200 d/d
Yanma odası geometrisi	ω tipi
Yakıt enjeksiyon sistemi	Birim yakıt pompa
Enjektör nozulu	0,24 [mm] x 4 delik
Enjektör açma basıncı [bar]	180
Statik enjeksiyon zamanı [°KMA]	28

Emisyon Cihazı			
Analizör	GRAPHITE 52M	TOPAZE 32M	MIR 2M
Ölçüm içeriği	THC (ıslak)	NO-NO_x (ıslak)	CO-CO_2-O_2 (kuru)
Ölçüm prensibi	HFID	HCLD	NDIR-Paramanyetik
Doğrusallık	< 1%	< 1%	< 1%
Ölçüm oranı	0-10/30K ppm	0-10/10K ppm	0-500/10K ppm (CO) 0-1/20 % (CO_2) 0-5/25 % (O_2)
Alt limit	0,05 ppm (0-10 ppm)	0,1 ppm (0-10 ppm)	< 2%
Tepki süresi	<1,5 s	<2 s	<2 s



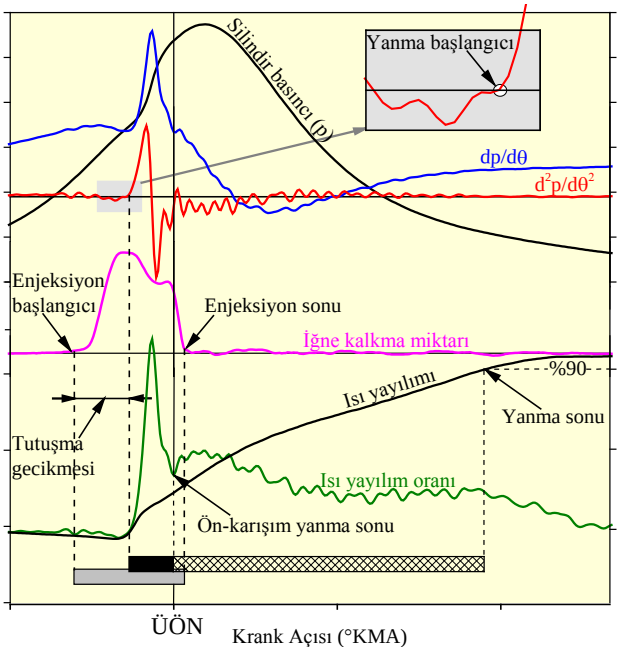
1. Test motoru **2.** Test Platformu **3.** DC dinamometre **4.** Laminer hava akış metre **5.** Elektronik terazi **6**. Dizel yakıt hattı **7.** Motor emme hava ısıtıcısı **8.** Silindiriçi basınç sensörü **9.** Yanma analizörü **10.** İğne kalkma sensörü **11.** İğne kalkma sensör amplifikatörü **12.** Dizel yakıt hattı basınç sensörü **13.** Dizel yakıt hattı basınç sensör amplifikatörü **14.** Enkoder **15.** EGR hattı **16.** Veri aktarım kartı **17.** Opazimetre **18.** Isıtmalı egzoz emisyon örnekleme hattı **19.** EGR örnekleme hattı **20.** Emisyon örnekleme sistemi **21.** Emisyon analizörleri rack kabini **22.** Fonksiyon gazları (O_2, H/He, NO).

Şekil 1. Test düzeneği ve ekipmanlar.

Enjeksiyon ve yanma parametrelerinin belirlenmesinde kullanılan yöntem ve tanımlamalar Şekil 2'de verilmiştir. Enjeksiyon başlangıcı ve bitişi enjektör kalkma miktarının 0,01 mm eşik değerinden belirlenmiştir [15]. Isı yayılım oranı termodinamiğin I. kanununu esas alan tek boyutlu yanma modelinden elde edilmiştir. Hohenberg korelasyon katsayısı esaslı ısı transferi modelini [16] ve entalpi değişimini içeren modelin eşitliği aşağıda verilmiştir.

$$\frac{dQ_{br}}{d\theta} = \frac{c_v}{R}\left(V\frac{dp}{d\theta} + p\frac{dV}{d\theta} - \frac{pV}{m}\frac{dm}{d\theta}\right) + p\frac{dV}{d\theta} - h_y\frac{dm_y}{d\theta} + \frac{dQ_{it}}{d\theta} \quad (2)$$

Yanma başlangıcı ve sonu sırasıyla silindir basınç profili ikinci türevinin sıfır noktasına ve toplam ısı yayılımının % 90'ına tekabül eden krank mili açısı değerleridir [17]. Ön-karışım yanma safhası sonu ısı yayılım oranının tepe değerinden sonraki ilk minimuma karşılık gelen krank mili açısı değeri ile belirlenmiştir [18].

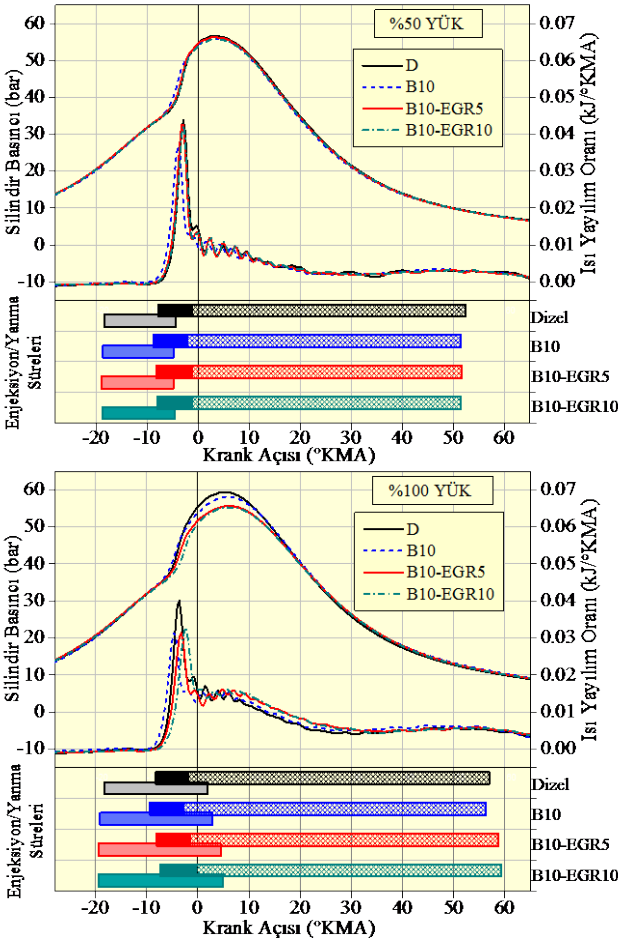


Şekil 2. Enjeksiyon ile yanma parametreleri ve tanımları.

3. ELDE EDİLEN BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

3.1. EGR Uygulamasının Yanma ve Yakıt Enjeksiyonu Üzerine Etkileri

Kısmi motor yükünde dizel ve dizel-biyodizel karışımlı yakıt ile biyodizel karışımlı yakıtın iki farklı EGR oranı (% 5 ve % 10) için yanma ve enjeksiyon parametrelerindeki değişim Şekil 3'te verilmiştir. Biyodizel yakıtın yüksek setan değeri ve yakıtın kendine has oksijen içeriği yanmanın daha erken başlamasına neden olmaktadır [19]. Kısmi yükte yakıt enjeksiyon başlangıcında ve süresinde ciddi bir değişim görülmemekle birlikte, biyodizel karışımlı yakıtın daha erken tutuşmaya başladığı şekilden görülmektedir. Biyodizel karışımlı yakıtın düşük tutuşma gecikmesi maksimum ısı yayılım oranında azalmaya sebep olmuştur. Bu durum, ön-karışım yanma safhasında yanan yakıt miktarının erken tutuşmaya bağlı olarak azlığından ve biyodizel yakıtın düşük ısıl değerinden kaynaklanmaktadır [20]. Ayrıca, biyodizel yakıtın yüksek viskozite ve yüzey gerilimi ile düşük uçuculuğu püskürtülen karışımın damlacık çapını artırarak yakıt atomizasyonuna olumsuz etki etmekte ve ısı yayılım oranını azaltmaktadır [21-23]. Ön-karışım yanma safhasında ısı yayılım oranının azalması maksimum silindir içi basıncında düşüşle sonuçlanmıştır. Bu azalma kısmi yükte çok belirgin olmasa da tam yükte etkisini daha fazla göstermektedir.



Şekil 3. Yanma ve enjeksiyon parametrelerine etkisi.

Silindir içerisine giren havanın egzoz gazı ile seyreltilmesi durumunda, tutuşma gecikmesinin artarak yanma başlangıcını dizel yakıtına yaklaştırdığı Şekil 3'ten görülebilir. Biyodizel karışımlı yakıta EGR uygulanması ile tutuşma gecikmesindeki artışın sebebi, egzoz gazı içeriğindeki CO_2 ve H_2O'nun yüksek özgül ısı kapasitesine bağlı olarak silindir içi sıcaklığın azalmasıdır [24]. Bununla birlikte her iki EGR oranı için tutuşma gecikmesindeki artış, silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı değişimlerini dizel yakıtı ile çalışma koşullarına yaklaştırmıştır. Kısmi yükte EGR uygulamasının yakıt enjeksiyon parametreleri üzerine etkisi görülmemekle

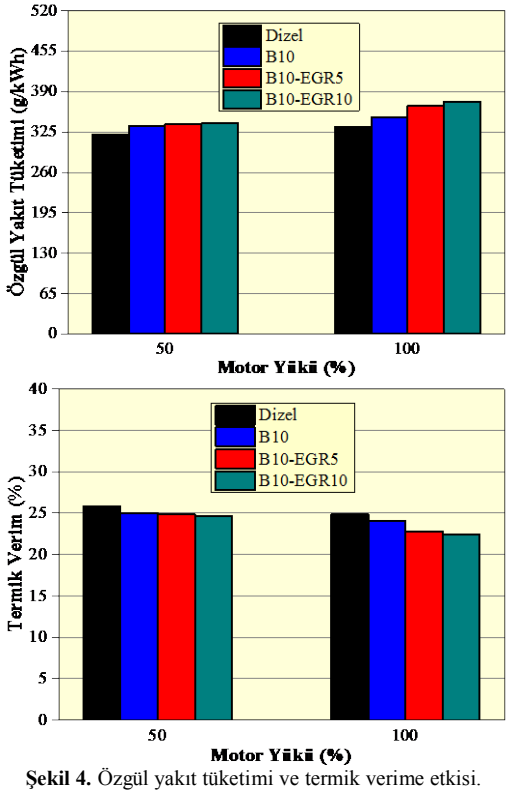
birlikte, % 5 ve % 10 EGR oranları için yanma sürelerinde ortalama 0,62 °KMA'lık küçük bir azalma meydana gelmiştir. Yanma süresini dizel yakıtınınkine yaklaştıran bu azalma, tutuşma gecikmesiyle birlikte ön-karışım yanma safhasında yanan yakıt miktarının artarak silindir içi sıcaklığı artırmasından kaynaklıdır.

Şekil 3'te ayrıca tam yük durumu için elde edilen yanma ve enjeksiyon parametrelerindeki değişimler verilmiştir. Kısmi yüke benzer şekilde, tam yük altında biyodizel yakıtın daha erken tutuştuğu ve erken tutuşmanın etkisiyle birlikte maksimum ısı yayılım oranının azaldığı belirlenmiştir. Biyodizel yakıtın enjeksiyon başlangıcının 0,78 °KMA daha erken gerçekleştiği ve enjeksiyon süresinde 1,67 °KMA'lık bir artış meydana geldiği belirlenmiştir. Enjeksiyon süresindeki bu artışın, dizel yakıtının sağladığı motor momentine düşük ısıl değere sahip biyodizel yakıt karışımı ile ulaşabilmek için daha fazla yakıt püskürtme gereksiniminden kaynaklandığı düşünülmektedir [25]. Biyodizel yakıtın yüksek yoğunluğu ile düşük sıkıştırılabilirliği erken enjeksiyonun sebeplerindendir [21]. Daha az sıkıştırılabilir yakıt, birim pompa-enjektörlü yakıt enjeksiyon sisteminde hat basıncının daha hızlı artmasına ve basınç dalgasının daha hızlı yayılmasına olanak sağlayarak enjektör nozuluna daha erken ulaşır. Yoğunluk artışı ise yakıtın geri kaçışını azaltarak basınç artışında etkili olacaktır [23]. Biyodizel ilavesi ile maksimum silindir içi basınç değerinde belirgin bir azalmanın olduğu şekilden görülebilir. Bu azalmanın kısmi yüktekinden daha belirgin olmasının nedeni, ön-karışım yanma safhasında yanan yakıt miktarının ve dolayısıyla giren ısının azalmasına bağlanabilir. Bununla birlikte ön-karışım yanma safhasındaki ısı yayılım oranındaki düşüşün difüzyon yanma safhasında artışla sonuçlandığı fakat yanma süresine belirgin bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.

Tam yük şartlarında EGR oranının artışı ile ısı yayılım oranının maksimum değerinde büyük bir değişim gözlemlenmemekle birlikte, konumunun ÜÖN'ya yaklaştığı ve bu gecikmenin maksimum silindir içi basıncını düşürdüğü Şekil 3'ten görülmektedir. Kısmi yükte olduğu gibi EGR ile içeriye alınan egzoz gazının silindir içindeki havayı seyreltmesi ve dolgunun özgül ısı kapasitesini attırması tutuşmayı geciktirerek bu düşüşe yol açtığı değerlendirilmektedir [26]. EGR oranının artışı ile enjeksiyon süresi artmış ve enjeksiyon başlangıcı daha erken meydana gelmiştir. Dizel motorlarında yük artışı püskürtülen yakıt miktarının artışı ile kontrol edilir ve aynı devir için silindire giren hava miktarında büyük bir değişim gözlenmez. Bununla birlikte, en fazla yakıtın püskürtüldüğü tam yük şartlarında içeriye alınan hava miktarı kısmi yüklere nazaran büyük önem arz eder. EGR uygulaması ile içeriye alınan hava miktarının azaltılması özellikle tam yük koşullarında yanmanın kötüleşmesine, yanma hızının düşmesine ve eksik yanma ürünlerinin oluşmasına sebep olur [7,27]. Yanmanın kötüleşmesi aynı motor momentini sağlamak için daha fazla yakıt püskürtülmesine yol açarak enjeksiyon süresini uzatacaktır. EGR uygulanması ile ön-karışım ve difüzyon yanma oranlarının değiştiği ve ısı yayılımının büyük oranda difüzyon yanma bölgesinde oluştuğu Şekil 3'ten görülebilir. Yanmanın difüzyon bölgesine yığılması, ısı yayılım merkezini ÜÖN'dan uzaklaştırarak motor momentini azaltan ve yakıt tüketimini arttıran bir faktördür [28,29]. Difüzyon yanma oranındaki artışa bağlı olarak yanma süresinde artış beklenmesine rağmen, yanma süresinin değişmemesi eksik yanma ürünlerine yol açan erken alev sönümün bir etkisi olabilir [21,30].

3.2. EGR Uygulamasının Motor Performansına Etkisi

Kısmi ve tam yük koşulları altında özgül yakıt tüketimi ile termik verimdeki değişimler Şekil 4'te verilmiştir.



Şekil 4. Özgül yakıt tüketimi ve termik verime etkisi.

Beklenildiği gibi her iki yük koşulu için biyodizel karışımlı yakıtın özgül yakıt tüketim değerleri dizel yakıta göre daha yüksektir. Bu artışın temel sebebi biyodizel yakıtının oksijen içeriğinden kaynaklı olarak dizel yakıtına göre % 9 oranında daha düşük alt ısıl değerine sahip olmasıdır [21]. Biyodizel yakıtın oksijen içeriği yanmayı iyileştirmesine rağmen, bu iyileşme özgül yakıt tüketimindeki artışı karşılayamamıştır. Her iki yük koşulu için biyodizel yakıt ilavesiyle özgül yakıt tüketiminde % 4,3'lük bir artış ve bu artışa bağlı olarak termik verimde % 3,1'lik bir azalma belirlenmiştir. Kısmi yükte EGR uygulamasının özgül yakıt tüketimine ve termik verime belirgin bir etkisi gözlenmez iken, tam yükte EGR artışı ile özgül yakıt tüketimi artmış ve termik verim azalmıştır.

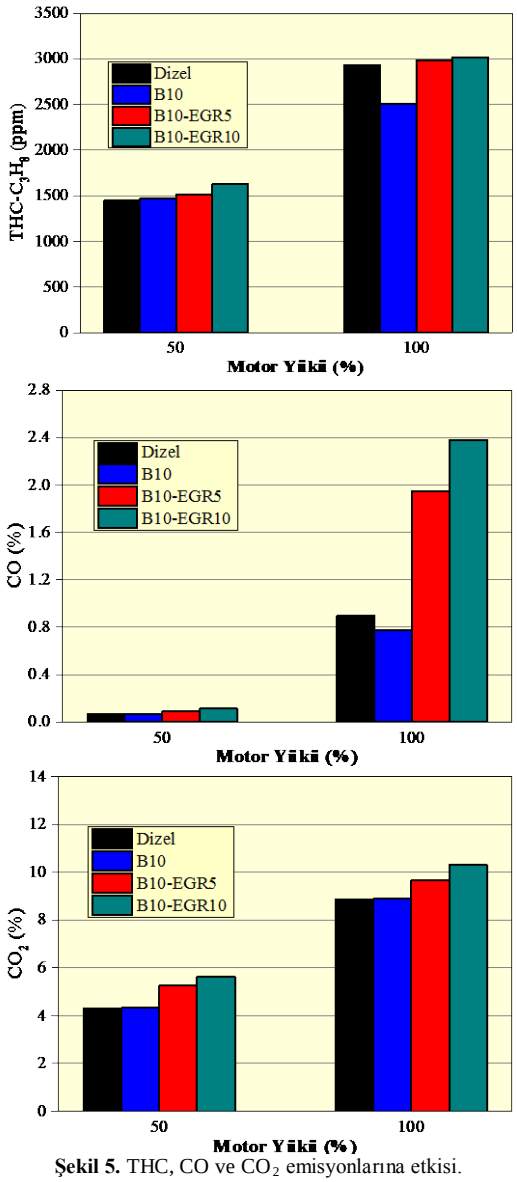
Tam yük şartlarındaki bu değişimin ana nedeni EGR artışı ile silindir içerisindeki oksijen miktarının azalarak yanmanın kötüleşmesidir [20]. Bir diğer etken ise yukarıda bahsedildiği gibi EGR ile yanma merkezinin ÜÖN'dan uzaklaşmasıdır.

3.3. EGR Uygulamasının Egzoz Emisyonları Üzerine Etkileri

Şekil 5'de THC, CO ve CO_2 emisyonlarındaki değişimler verilmiştir. Kısmi yükte dizel yakıtına biyodizel ilavesinin THC emisyonu üzerine önemli bir etkisi görülmezken, tam yük koşullarında olumlu bir etkisi olduğu görülmektedir. Dizel yakıtına % 10 biyodizel ilavesi ile tam yük koşullarında yaklaşık % 14 oranında bir iyileşme sağlanmıştır. Kısmi yükte görülmeyen bu iyileşmenin ana sebebi olarak biyodizel yakıtın oksijen içeriği gösterilebilir [20]. Özellikle, yukarıda belirtildiği gibi, tam yük şartları altında oksijene artan ihtiyaç biyodizel yakıtın kendine has oksijen içeriği ile giderilerek yanma iyileştirilmiştir. EGR oranının artışı THC emisyonlarında artışa sebep olmakla birlikte tam yük şartlarında elde edilen THC emisyonları dizel yakıtınkine yakın değerlerdedir. Bu durum ilave edilen biyodizel yakıtının oksijen içeriğinin EGR ile kaybedilen oksijen miktarını kısmen dengelediği sonucunu ortaya koymaktadır. Bu etkinin kısmi yükte görülmemesinin nedeni olarak eşdeğerlik oranının ve reaksiyon sıcaklıklarının düşük olması gösterilebilir [26,31]. Kısmi yükte EGR ile silindir içerisindeki havanın seyreltilmesi lokal yanma bölgelerinde oksijen eksikliğine yol açarak daha yüksek THC emisyonlarına sebebiyet vermiştir.

Biyodizel ilavesinin ve EGR'nin CO emisyonlarına etkisi THC emisyonları ile aynı paralellikte olup Şekil 5'te görülmektedir. Biyodizel ilavesi ile kısmi yükte bir değişim gözlemlenmez iken tam yükte belirgin bir azalma söz konusudur. Biyodizel yakıtın oksijen içeriğinin lokal bölgelerdeki yanmayı iyileştirerek CO'dan CO_2'ye dönüşümü arttırması tam yükteki bu azalmanın bir nedenidir [20]. Ayrıca yüke bağlı sıcaklık artışı da CO-CO_2 dönüşümünde etkilidir [32]. EGR artışı ile CO emisyonlarındaki artışın sebebi, içeriye alınan egzoz gazı içeriğinde CO'nun bulunması ve silindir dolgusunun seyreltilmesinden kaynaklı yanmanın kötüleşmesidir.

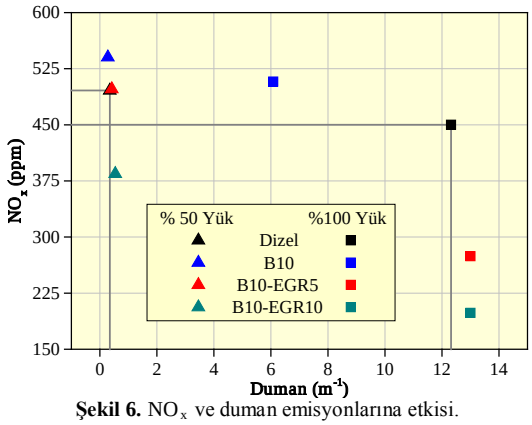
CO_2 emisyonlarındaki değişim incelendiğinde, kısmi yükte biyodizel ilavesinin bir etkisi görülmez iken, tam yükte yaklaşık % 0,2'lik bir artışa sebep olmuştur (Şekil 5). Bu küçük artışa biyodizel karışımlı yakıtın özgül yakıt tüketimi ile CO-CO_2 dönüşüm oranındaki artışın sebep olduğu düşünülmektedir. Bunlarla birlikte bu artışın bir diğer etkeni biyodizel yakıtın yüksek C/H oranıdır [30]. Biyodizel karışımlı yakıta % 5 EGR uygulanması ile CO_2 emisyonları kısmi ve tam yükte sırasıyla yaklaşık % 21 ve % 8,6 oranlarında artış gösterirken, EGR oranının % 10 düzeyine çıkartılması ile artış miktarları % 30 ve % 16 düzeylerinde oluşmuştur. Yük artışı ile yakıt tüketiminde ve bununla birlikte CO_2 emisyonlarında artış beklenen bir durumdur. Fakat yük artışı ile değişim oranlarında azalma görülmesi yanmanın kötüleşmesine bağlanabilir.



Şekil 5. THC, CO ve CO_2 emisyonlarına etkisi.

Biyodizel ilavesi genel olarak NO_x emisyonlarında artışa sebep olur ve bilindiği üzere NO_x emisyonlarının oluşumunda en etkili parametre reaksiyon sıcaklığıdır [33]. Bununla birlikte biyodizel karışımlı yakıtlar için EGR uygulamasının ana sebeplerinden birisi NO_x emisyonlarına olumlu etkisidir. Şekil 6'dan biyodizel karışımlı yakıtın kısmi ve tam yüklerde sırasıyla yaklaşık % 9 ve % 12 oranında daha fazla NO_x emisyonlarına sebep olduğunu görülebilir. Bu artış biyodizel yakıtın oksijen içeriğinin lokal bölgelerdeki yanmayı iyileştirerek alev sıcaklığını artırmasına bağlanabilir. Alev sıcaklığını arttırıcı etkenlerden bir diğeri biyodizel yakıtın yüksek doymamış yağ asidi bileşiğidir [22]. Ayrıca püskürtülen biyodizel karışımlı yakıtın damlacık çapındaki artış lokal yanma bölgelerinde eşdeğerlik oranını arttırarak alev

sıcaklığının artışına sebep olur [23]. Biyodizel karışımlı yakıt daha düşük duman emisyonlarına sahiptir. Dizel motorlarında NO_x ve duman emisyonları arasında zıt eğilim karakteristiğinin bulunduğu bir gerçektir [5,34]. Reaksiyon sıcaklığının artması CO-CO_2 dönüşümünü arttırarak duman oluşumunu azaltacaktır [21]. Biyodizel yakıtın düşük sülfür ve fosfor içeriği duman emisyonlarını azaltan diğer bir unsurdur. Kısmi yükte % 5 EGR uygulanması sonucu hem NO_x hem de duman emisyonlarının dizel yakıtı seviyesine yaklaştığı Şekil 6'dan görülebilir. Kısmi yükte EGR oranının % 10 düzeyine çıkartılması ile duman emisyonunda % 92'lik bir artış ve NO_x emisyonunda ise % 29'luk bir azalma söz konusudur. Tam yükte EGR oranı artışı ile NO_x emisyonlarında azalma daha etkili olmakla birlikte, duman emisyonları bir miktar artış gösterse de dizel yakıtına yakın değerlerdedir. EGR oranı artışı ile yanmanın kötüleşmesine ve içeriye alınan egzoz gazı içeriğindeki CO_2 ve H_2O'nun endotermik reaksiyonuna bağlı olarak silindir içi sıcaklığındaki düşüş NO_x emisyonlarını azaltırken duman emisyonlarını arttırmaktadır [23]. Düşük sıcaklığın haricinde, oksijen eksikliğinden kaynaklı nispeten zengin karışım da duman oluşumuna etki eder [24]. Her iki yük koşulunda oluşan NO_x emisyonları dizel ve biyodizel karışımlı yakıtlar için yakın değerlere sahipken, tam yükte duman emisyonları aşırı artmıştır. Bu artışın ana sebebi yanmanın difüzyon yanma safhasına yığılmasıdır [21]. Şekil 3'ten görülebileceği gibi, dizel ve biyodizel karışımlı yakıtların maksimum ısı yayılım değerinde yüke bağlı büyük bir değişim gözlemlenmezken, difüzyon yanma safhasında ısı yayılımı yük ile artmıştır. EGR ile duman emisyonlarındaki artışın sebebi de yine difüzyon yanma safhasındaki ısı yayılımının daha belirgin hale gelmesidir.



Şekil 6. NO_x ve duman emisyonlarına etkisi.

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, tek silindirli bir dizel motorunda, dizel yakıtına % 10 oranında kanola biyodizel ilavesinin ve % 5 ile % 10 oranlarında EGR uygulanmasının etkileri iki farklı yük (% 50 ve % 100) koşulu için incelenmiş ve NO_x emisyonlarının azaltılmasında EGR'nin etkili bir yöntem olduğu görülmüştür. Elde edilen diğer sonuçlar aşağıdaki gibidir;

- Kısmi yükte EGR uygulamasının enjeksiyon parametrelerine önemli bir etkisi görülmemekle birlikte, tutuşma gecikmesini bir miktar arttırarak ısı yayılım ve silindir basınç profillerini dizele yaklaştırmıştır.
- Tam yükte EGR oranı artışı ile enjeksiyon sürelerinde ve buna bağlı olarak özgül yakıt tüketimlerinde belirgin bir artış mevcuttur.
- EGR ile THC emisyonları artmıştır. Bununla birlikte tam yükte biyodizel yakıtın oksijen içeriği THC emisyonlarındaki artışı bir miktar dengeleyerek dizele yaklaştırmıştır.
- Tam yükte EGR'nin CO emisyonları üzerine olumsuz bir etkisi söz konusudur.
- EGR ile NO_x emisyonları azalırken duman emisyonlarında artış görülmektedir. Kısmi yükte % 5 EGR ile NO_x ve duman emisyonlarında dizele yakın sonuçlar elde edilmiştir.

Bu sonuçlar, yüksek oranda EGR'nin düşük oranlı biyodizel karışımları için olumsuz etkilerinin olabileceğini, kısmi yükte % 5 oranında EGR uygulanmasının yeterli ve olumlu sonuçlar verdiğini göstermektedir. Bununla birlikte, daha yüksek karışım oranları için yeni çalışmaların yapılması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

1. Can Ö., Combustion characteristics, performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with a waste cooking oil biodiesel mixture. *Energy Conversion and Management*;87:676-686,2014.
2. Enweremadu C.C., Rutto H.L., Oladeji J.T., Investigation of the relationship between some basic flow properties of shea butter biodiesel and their blends with diesel fuel. *International Journal of the Physical Sciences*;6(4):758-767,2011.
3. Saravanan S., Nagarajan G., Sampath S., Combined effect of injection timing, EGR and injection pressure in NO_x control of a stationary diesel engine fueled with crude rice brain oil methyl ester. *Fuel*;104:409-416,2013.
4. Rajasekar E., Nedunchezhian N., NO_x reduction by EGR in a DI diesel engine fueled with oxygenated biomass fuels. *International Journal of Applied Engineering Research*;5(4):583-592,2010.
5. Agarwal D., Sinha S., Agarwal A.K., Experimental investigation of control of NO_x emissions in biodiesel fueled compression ignition engine. *Renewable Energy*;31:2356-2369,2006.
6. Manieniyan V., Sivaprakasam S., Experimental analysis of exhaust gas recirculation on DI diesel engine operating with biodiesel. *International Journal of Engineering and Technology*;3(2):129-135,2013.
7. Saleh H.E., Experimental study on diesel engine nitrogen oxide reduction running with jajoba methyl ester by exhaust gas recirculation. *Fuel*;88:1357-1364, 2009.

8. Ladommatos N., Balian R., Horrocks R., Cooper L., The effect of exhaust gas recirculation on combustion and NO_x emissions in a high-speed direct-injection diesel engine. *SAE Paper* 960840.
9. Saichaitanya P., Simhadri K., Vamsidugamohan G., Impact of cold and hot exhaust gas recirculation on diesel engine. *International Journal of Engineering Research and Application*;3(5):430-434,2013.
10. Ladommatos N., Balian R., Horrocks R., Cooper L., The effect of exhaust gas recirculation soot formation in a high-speed direct-injection diesel engine. *SAE Paper* 960841.
11. Deepan G., Experimental investigation of performance and emission characteristics in a variable compression ratio diesel engine using partly cold EGR method. *ICEETS*:727-739,2013.
12. Tsolakis A., Megaritis A., Wyszynski M.L., Theinnoi K., Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME blends with EGR. *Energy*;32:2072-2080,2007.
13. Gill S.S., Turner D., Tsolakis A., York A.P.E. Controlling soot formation with filtered EGR for diesel and biodiesel fueled engines. *Environmental Science and Technology*;46:4215-4222,2012.
14. Usta N., Aydoğan B., Çon A.H., Uğuzdoğan E., Özkal S.G., Properties and quality verification of biodiesel produced from tobacco seed oil. *Energy Conversion and Management*;52:2031-2039,2011.
15. Szybist J.P., Kirby S.R., Boehman A.L.,NO_x emissions of alternative diesel fuels: a comparative analysis of biodiesel and FT diesel. *Energy & Fuels*;19:1484-1492,2005.
16. Gümüş M., A comprehensive experimental investigation of combustion and heat release characteristics of a biodiesel (hazelnut kernel oil methyl ester) fueled direct injection compression ignition engine. *Fuel*;89:2802-2814,2010.
17. Anand K., Sharma R.P., Mehta P.S., Experimental investigations on combustion, performance and emissions characteristics of neat karanji biodiesel and its methanol blend in a diesel engine. *Biomass and Bioenergy*;35:533-541,2011.
18. Arregle J., Lopez J.J., Garcia J.M., Fenollosa C., Development of a zero-dimensional diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase. *Applied Thermal Engineering*;23:1301-1317,2003.
19. Özsezen A.N., Çanakçı M., Turkcan A., Sayın C., Performance and combustion characteristics of a DI diesel engine fueled with waste palm oil and canola oil methyl esters. *Fuel*;88:629-636,2009.
20. Bhaskar K., Nagarajan G. Sampath S., Optimization of FOME blend and EGR for simultaneous control of NO_x and particulate matter emissions in diesel engines. *Energy*;62:224-234,2013.
21. Tsolakis A., Effects on particle size distribution from the diesel engine operating on RME-biodiesel with EGR. *Energy & Fuels*;20:1418-1424,2006.
22. Palash S.M., Kalam M.A., Masjuki H.H., Masum B.M., Fattah I.M.R., Mafijur M., Impact of biodiesel combustion on NO_x emissions and their reduction approaches. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*;23:473-490,2013.
23. Shehata M.S., Emissions, performance and cylinder pressure of diesel engine fueled by biodiesel fuel. *Fuel*;112;513-522,2013.
24. Labecki L., Ganippa L.C., Effect of injection parameters and EGR on combustion and emission characteristics of rapeseed oil and its blends in diesel engines. *Fuel*;98:15-28,2012.
25. Szybist J.P., Boehman A.L., Taylor J.D., McCormick R.L., Evaluation of formulation strategies to eliminate the biodiesel NO_x effect. *Fuel Processing Technology*;86:1109-1126,2005.
26. Saleh H.E., Effect of exhaust gas recirculation on diesel engine nitrogen oxide reduction operating with jojoba methyl ester. *Renewable Energy*;34:2178-2186,2009.
27. Qi D., Leick M., Liu Y., Lee C.F., Effect of EGR and injection timing on combustion and emission characteristics of split injection strategy DI-diesel engine fueled with biodiesel. *Fuel*;90:1884-1891,2011.
28. Fang Q., Fang J. Zhuang J., Huang Z., Effects of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion and emissions in premixed low temperature combustion. *Applied Thermal Engineering*;54:541-548,2013.
29. Ishida M., Yamamoto S., Ueki H., Sakaguchi D., Remarkable improvement of NO_x-PM trade-off in a diesel engine by means of bioethanol and EGR. *Energy*;35:4572-4581,2010.
30. Abu-Jrai A., Yamin J.A., Al-Muhtaseb A.H., Harrarah M.A., Combustion characteristics and engine emissions of a diesel engine fueled with diesel and treated waste cooking oil blends. *Chemical Engineering Journal*;172:129-136,2011.
31. Tsolakis A. Magaritis A., Wyszynski M.L. Application of exhaust gas reforming in compression ignition engines fueled by diesel and biodiesel fuel mixtures. *Energy & Fuels*;17:1464-1473,2003.
32. Shehata M.S., Abdel Razek S.M., Experimental investigation of diesel engine performance and emission characteristics using jojoba/diesel blend and sunflower oil. *Fuel*;90:886-897,2011.
33. Song H., Tompkins B.T., Bittle J.A., Jacobs T.J., Comparisons of NO emissions and soot concentrations from biodiesel fueled diesel engine. *Fuel*;96:446-453, 2012.
34. Öztürk E., Performance, emissions, combustion and injection characteristics of a diesel engine fuelled with canola oil-hazelnut soapstock biodiesel mixture. *Fuel Processing Technology*;129:183-191,2015.

SU ENJEKSİYONU İLE EGZOZ ISISI GERİ KAZANIMLI ALTI ZAMANLI BİR MOTOR İÇİN SU ENJEKSİYON PARAMETRELERİNİN YAPAY SİNİR AĞI (YSA) İLE MODELLENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada altı zamanlı bir motora ait deneysel veriler kullanılmıştır. Farklı su enjeksiyon durumları için yakıt tüketimi verileri elde edilmiştir. Yapay sinir ağları (YSA) kullanılarak su enjeksiyon parametreleri ve yakıt tüketimi verileri modellenmiştir. Elde edilen modellemeye göre, herhangi bir su enjeksiyon parametresi ve motor hızı için yakıt tüketimi değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak elde edilen YSA modellemesi ile modelleme ile R2 değeri, kovaryans değeri (cov) ve karekök hata değeri sırasıyla (RMS) 0,999999, 0,00502, 0,00047 olarak belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Altı zamanlı motor, egzoz ısısı geri kazanımı, su enjeksiyonu, YSA

MODELLING OF THE WATER INJECTION PARAMETERS WITH ARTIFICIAL NEURAL NETWORK (ANN) FOR A SIX-STROKE ENGINE WITH EXHAUST HEAT RECOVERY BY WATER INJECTION

ABSTRACT

In this study, experimental datas of a six stroke engine have been used. Fuel consumption datas for various water injection conditions have been obtained. Water injection parameters and fuel consumption datas have been modeled by using arficial neural network (ANN). According to the obtained modeling, fuel consumption values have been calculated for any water injection parameters and engine speed. The obtained results have been compared with experimental datas. As a result, R2, covariance (cov) and root mean square (RMS) values have been obtained 0.999999, 0.00047 and 0.00502 respectively.

Key Words: Six stroke engine, exhaust heat recovery, water injection, ANN

1. GİRİŞ

Günümüzde, özellikle otomotiv sektöründe, her ne kadar pistonlu, içten yanmalı motorlu sistemlerden hibrit ve elektrikli sistemlere geçiş eğilimi artsa da içten yanmalı motorlarla ilgili araştırma ve geliştirme çalışmaları büyük bir hızla devam etmektedir. Son yıllarda hibrit ve elektrikli sistemler, otomotiv sektörü için popüler araştırma konuları olarak görünmesine rağmen, günümüzde sistematik ve güçlü bir alt yapısı oluşturulmuş ve tükenmesi kaçınılmaz olan fosil türevi yakıtlar ile çalışan pistonlu içten yanmalı motor teknolojisinden vazgeçmenin kolay olmayacağı öngörülmektedir [1-4].

Otomotiv sektörü ve motor teknolojisi ile ilgili teknik ve magazinel yayınlar incelendiğinde içten yanmalı motorlarla ilgili çalışmalar için halen laboratuvar çalışmalarının yapıldığı, yeni yardımcı sistemlerin oluşturulduğu ve bu sistemlerle ilgili birçok patentin alındığı görülmektedir [4-6].

Altı zamanlı motor kavramı özellikle pistonlu motorlarda kullanılan iki ve dört zamanlı motorlara alternatif bir enerji dönüşüm sistemi olması muhtemel bir düşüncedir. 1900'lü yıllardan günümüze kadar altı zaman konsepti ile ilgili birçok patent alınmış ve amatör olarak küçük atölyelerde altı zaman prensibine göre çalışan prototip motor üretimleri yapılmıştır. Altı zaman çevrimi temel olarak

*Sorumlu Yazar
[1]Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Bucak Emin Gülmez Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Teknolojisi Programı
[2]Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü

dört zamanlı bir sisteme ek olarak buhar çevriminin eklenmesi ve bu iki farklı çevrimin birleştirilmesi için egzoz gazı ısı enerjisinin kullanılması prensibine dayanmaktadır. Teknolojinin gelişimi ile birlikte bu prensip de çeşitli değişikliklere uğrayarak farklı altı zamanlı motor tasarımları ortaya çıkmıştır [7].

Altı zamanlı motor adı ilk kez 1883 yılında Griffin tarafından kullanılmış ve altı zamanlı motorların içten yanmalı ve buhar motorlarının birleşimi olarak yeni bir motor çalışma prensibi olarak tanıtılmıştır [8, 9].

Altı zamanlı motorlar Griffin'in çalışmasında "klasik dört zamanlı motor çevrimine ek olarak iki zaman eklenmesiyle ve bu eklenen iki zamanın buhar çevrimi şeklinde çalıştırılmasıyla meydana gelen yeni bir motor tasarımı" olarak tanımlanmıştır. Altı zamanlı motorların tasarım amaçları; yüksek ısıl verim, düzenli egzoz emisyonları ve performans artışıdır. Altı zamanlı motorlar ile ilgili ayrıntılı çalışma prensibini açıklayan ilk çalışma ise 1920 yılında Dyer tarafından yapılmıştır [9, 10].

Dyer'in bu çalışmasında, motorda atık ısıdan faydalanarak motor veriminin yükseltilmesi, egzozun geliştirilmesi ve soğutma sisteminin basitleştirilmes olmak üzere üç önemli gelişme olduğundan söz edilmiştir [10]. Szybist 2010 yılında Dyer'in 1920 yılındaki çalışmasını referans alıp geliştirerek su enjeksiyonu ile yüksek verimli altı zamanlı motor çevrimi ile ilgili, sınır şartların teorik belirlendiği bir çalışma yapmıştır. Yapılan çalışmada motor ısıl veriminin yükseltilmesi amaçlanmıştır [11]. Conklin ve Szybist 2010 yılında su enjeksiyonu ile egzoz ısısı geri kazanımının kullanıldığı yüksek verimli altı zamanlı içten yanmalı bir motor çevrimi için teorik bir çalışma yapmışlardır. Yapılan bu çalışmada klasik dört zamanlı bir motorun referans ölçüleri alınarak, altı zamanlı motora dönüşümündeki ek iki zamanın termodinamik analizi yapılmıştır [7]. Chen ve arkadaşları 2015 yılında Conlin ve Szybist'in yaptığı çalışmayı geliştirerek klasik dizel dört zaman çevrimi ile rankine çevrimini birleştirerek yeni bir altı zamanlı motor üzerine bir çalışma yapmışlardır. Yapılan bu çalışmada egzoz supap mekanizması basitleştirilmiş ve teorik olarak daha önce yapılan çalışmalardan daha iyi sonuçlar elde etmişlerdir [12].

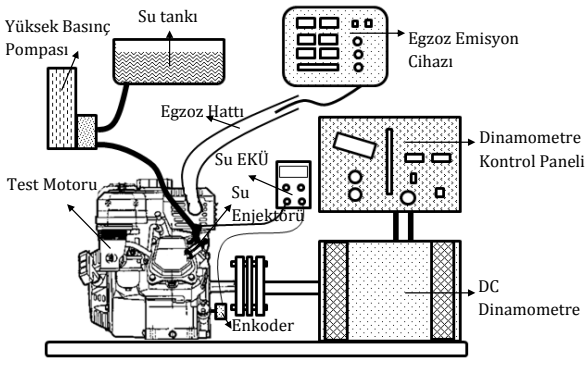
Bu çalışmada kullanılan altı zamanlı motor, tek silindirli, buji ateşlemeli, dört zamanlı genel amaçlı bir motor üzerinde çeşitli modifikasyonlar yapılarak elde edilmiş bir deney motorudur. Dört zamanlı motorun altı zamanlı motora dönüşümü için 1920 tarihli Dyer'in ve 2010 tarihli Szybist'in çalışmalarındaki bilgiler referans alınmıştır. Bu bilgiler ile motorun kam mili yeniden imal edilmiş, motorun silindir kapağına yüksek basınç şartlarında çalışan direkt enjektör montajı yapılmıştır. Su enjeksiyon miktarı ve zamanlamasının parametrik olarak değiştirilebilmesi için basit bir elektronik kontrol ünitesi tasarlanmıştır. Tam gaz kelebeği açıklığında yapılan deneylerde belirli motor hızı aralığı için su enjeksiyon miktarı ve zamanlaması değiştirilerek yakıt tüketimi değerleri elde edilmiş ve bu yakıt tüketimi verileri yapay sinir ağı ile modellenerek elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Su enjeksiyonu ile egzoz ısısı geri kazanımının yapıldığı bir motorda su enjeksiyon parametreleri yakıt tüketimi başta olmak üzere performans parametrelerinin yanında ortalama egzoz gazı sıcaklığı ve ortalama gövde sıcaklığı gibi birçok motor parametresini etkilemektedir. Bu çalışmada belirli sabit motor hızının elde edilebilmesi için su enjeksiyon parametresi durumuna bağlı olarak hava fazlalık katsayısı 1 sabit olmak üzere, gaz kelebeği açıklığı da değiştirilmiştir. Bu değişimle birlikte yakıt tüketimi de değişmiştir. Su enjeksiyon parametresi olarak iki temel parametre olan miktar ve zamanlama kullanılmıştır. Bununla birlikte su sıcaklığı, su basıncı, farklı sıvılar ve katkılar, enjektörün yeri gibi parametrelerin etkileri de başka çalışmalarda incelenebilir.

Yapay sinir ağı ile modelleme kullanılmasındaki temel amaç, belirli motor hızı değerleri için sınırlı aralıkta ve sayıda değiştirilebilen su enjeksiyon miktarı ve zamanlaması parametreleri değiştirilerek elde edilen verilerin yardımıyla, deneylerde kullanılmayan veya deneyleri yapılmayan ara parametreler için yakıt tüketimi değerleri belirli bir doğrulukta tahmin edilebilmektedir.

2. MATERYAL METOT

Dört zamanlı motorlar, basit modifikasyonlarla altı zamanlı motora dönüştürülebilmektedir. Deneylerde kullanılan motor Honda marka GX270 model dört zamanlı bir motordan dönüştürülmüş ve deneysel amaçlı kullanılan bir motordur. Deneylerde Cussons P8160 DC elektrik motorlu dinamometre kullanılmıştır. Kullanılan dinamometre 4000 min-1 motor hızında 10 kW güç absorbe edebilmektedir. Yakıt ölçümü için 1g hassasiyetinde Dikomsan marka elektronik terazi kullanılmıştır. Hava fazlalık katsayısının ölçümü için SUN MGA 1500 gaz analizörü kullanılmıştır [13].



Şekil 1. Deney seti

2.1. Altı zamanlı motor deneyleri

Deneyler 4 farklı motor hızı için ve her motor hızı için 3 farklı enjeksiyon zamanlaması ve 4 farklı su basıncı kullanılmıştır. Su enjeksiyon miktarı su basıncına göre belirlenmiştir. Bu şekilde toplam 52 durum için yakıt tüketimi verisi elde edilmiştir.

2.2. Yapay sinir ağı

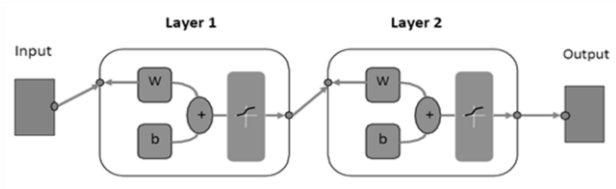
Yapay sinir ağı, insan beyninden esinlenerek geliştirilmiş, ağırlıklı bağlantılar aracılığıyla birbirine bağlanan ve her biri kendi belleğine sahip işlem elemanlarından oluşan paralel ve dağıtılmış bilgi işleme yapılar olarak tanımlanabilmektedir [14, 15].

Tablo 1. Deneylerde kullanılan su enjeksiyon avans değerleri

Motor Hızı (min^{-1})	Enjeksiyon Süresi ms/cyc	Enjeksiyon Avansı (^oCA)					
		ÜÖN'den Önce		ÜÖN		ÜÖN'den Sonra	
		Başla	Bitir	Başla	Bitir	Başla	Bitir
2500	1,2 ms	-33,9	-15,9	-18,9	-0,9	3,9	14,1
2750		-34,8	-15,0	-19,8	0,0	4,8	15,0
3000		-36,6	-15,0	-21,6	0,0	6,6	15,0
3250		-37,5	-14,1	-22,5	0,9	7,5	15,9

Yapay sinir ağı bugün matematik, fizik, elektrik ve bilgisayar mühendisliği gibi birçok bilim dalının araştırma konusu haline gelmiştir. Pratikteki kullanımı, farklı yapılarda ve formlarda bulunabilen örnek verileri tanımlama ve algılama üzerinedir. Benzer amaçla geliştirilen diğer yapay zeka yöntemleri gibi, havacılık ve uzay, otomotiv, savunma sanayi, ses ve sinyal algılama, robotik, imalat, optimizasyon, kontrol mühendisliği gibi bir çok alanda farklı şekillerde uygulama alanı bulmaktadır. Mühendislik uygulamalarında ise geniş bir şekilde kullanılmasının en önemli nedenlerinden biri, klasik yöntemlerle çözülemeyen problemlere etkin bir alternatif oluşturmasıdır. Bu metodun en önemli avantajları hızlı oluşu, basit olması ve öğrenme kapasitesinin yüksek olmasıdır [14-17].

Yağay sinir ağlarında öğrenme algoritması olarak geri yayılım, esnek yayılım, hızlı yayılım, delta-bar-delta, Levenberg-Marquardt, Fletcher-Reeves, Polak-Ribiere, Quasi-Newton algoritmaları kullanılmaktadır. Bu çalışmada, Scaled Conjugate Gradient (SCG) ve Levenberg Marquardt (LM) algoritması ve Sigmoid transfer fonksiyonunu kullanılmıştır.



Şekil 2. Yapay sinir ağı modeli

Yapay sinir ağları uygulaması MATLAB Toolbox kullanılarak yapılmıştır. Verilerin eğitiminde, gizli katmandaki nöron sayısı 3 ile 12 arasında değiştirilmiştir. 52 adet verinin %80'i eğitim , %20'si test amacıyla rastgele seçilmiştir. Oluşturulan ağda motor hızı (V), su enjeksiyon miktarı (M), su enjeksiyon basıncı (P), ve su enjeksiyon zamanı (T) olmak üzere dört adet giriş değişkeni ile çıkış değişkeni olarak yakıt tüketimi (E) kullanılmıştır. Oluşturulan ağda transfer fonksiyonu olarak LOGSIG, ağın tipi için Forward Back Prop ve eğitim fonksiyonu olarak ise TRAINLM (Levenberg Marquardt (LM) algoritması) ve TRAINSCG (Scaled Conjugate Gradient (SCG)) seçilmiştir. Yapılan denemelerde Epoch sayısı olarak 1000 değeri kullanılmıştır. Her bir ağ en uygun değeri elde edebilmek amacıyla 10'ar kez çalıştırılmıştır.

3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapay sinir ağı metodundan en iyi sonucu elde etmek için, farklı algoritmalar ve gizli nöronlar, farklı sayıda kullanılmıştır. Yakıt tüketimi (E) için elde edilen karekök ortalama (RMS), R^2 ve kovaryans (cov) değerleri Tablo 2.'de verilmiştir. Yakıt tüketimi değerleri (E) için en iyi R2 değeri TRAINSCG–8 eğitim fonksiyonu için 0.999999 olarak elde edilmiştir.

Tablo 2. Yakıt tüketimi değerlerinin tahmini için oluşturulan ağın istatiksel değerleri

Algoritma-Nöronlar	RMS	cov	R^2
Lm–3	0.16794	0.01578	0.998894
Lm–4	0.09179	0.00862	0.999669
Lm–5	0.06378	0.00599	0.999840
Lm–6	0.20689	0.01945	0.998322
Lm–7	0.02921	0.00274	0.999967
Lm–8	0.02886	0.00271	0.999967
Lm–9	0.01435	0.00134	0.999991
Lm–10	0.03213	0.00302	0.999959
Lm–11	0.04552	0.00428	0.999918
Lm–12	0.04856	0.00456	0.999907
SCG–3	0.02184	0.00205	0.999981
SCG–4	0.01703	0.00160	0.999988
SCG–5	0.04906	0.00461	0.999905
SCG–6	0.07177	0.00674	0.999798
SCG–7	0.03439	0.00323	0.999953
SCG–8	***0.00502***	***0.00047***	***0.999999***
SCG–9	0.05930	0.00557	0.999862
SCG–10	0.09045	0.00850	0.999679
SCG–11	0.07912	0.00743	0.999754
SCG–12	0.02128	0.00200	0.999982

Yakıt tüketimi değerleri (E) belirlenmesinde, YSA metodundan elde edilen aşağıdaki denklemler kullanılmıştır.

$$E_i = \sum_{n=1}^{4} I_n w_{ni} + b_n \quad (1)$$

$$F_i = \frac{1}{1 + e^{-E_i}} \quad (2)$$

Yukarıdaki denklemlerde, E_i nöron toplama fonksiyonu ve F_i nöron aktivasyon fonksiyonudur. I_n giriş değişkenleri ve b_n ise bias değerini temsil etmektedir. Formüllerde kullanılan katsayılar eğitim ağının gizli katmanına ait her nöronun toplama fonksiyonunun ağırlık değerlerini temsil etmektedir. Yukarıdaki denklemlerde YSA'nın giriş değişkenleri olarak motor hızı (V), su enjeksiyon miktarı (M), su enjeksiyon basıncı (P), ve su enjeksiyon zamanı (T) olmak üzere dört adet giriş değişkeni kullanılmaktadır. Yakıt tüketimi değerleri (E) tayini için kullanılan ağırlık katsayıları ve bias değerleri sırasıyla Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 3. Yakıt tüketimi değerlerinin tayini için kullanılan ağırlık katsayıları ve bias değerleri

Nöron pozisyonu (w_{ni})	I_1(V)	I_2(M)	I_2(P)	I_2(T)	b_n
1	0.77736	-5.5722	8.552	0.91297	-9.9697
2	-1.4375	6.6923	-6.8938	4.0941	6.6151
3	22.0939	-0.3518	0.18593	0.02008	-19.0047
4	5.9779	3.1251	8.8519	4.2492	-12.9549
5	0.84538	8.4628	-5.7699	-1.204	1.6548
6	-34.5987	3.2447	-1.6532	-0.043799	25.1957
7	-19.9697	6.6892	3.3068	-3.5912	10.7099
8	-9.3842	5.1126	4.1858	-6.4341	0.70639

Yakıt tüketimi değerleri (E), motor hızı (V), su enjeksiyon miktarı (M), su enjeksiyon basıncı (P), ve su enjeksiyon zamanı (T)'ye bağlı olarak aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir.

$$\begin{aligned} E9 = {} & F1.(-2.3453) + F2.(0.81035) \\ & + F3.(1.0804) + F4.(0.0049996) \\ & + F5.(0.74793) + F6.(-0.34547) \\ & + F7.(0.010467).(-0.0090191) \\ & + (-0.91899) \end{aligned} \quad (3)$$

$$(E) = \left(\frac{1}{1 + e^{-E_9}}\right).15 \quad (4)$$

Bu denklemlerle birlikte deneylerde kullanılmayan veya deneyleri yapılmayan ara parametreler için yakıt tüketimi değerleri 0,000001 ortalama karesel hata ile tahmin edilebilmektedir. Bu nedenle herhangi bir motor hızı ve herhangi bir su enjeksiyon parametresi için yakıt tüketimi gerçeğe yakın bir şekilde hesaplanabilmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Gazi Üniversitesi BAP tarafından TEF-07/2012-05 kodlu proje ile desteklenmiştir. Yazarlar Gazi Üniversitesi BAP birimine teşekkür eder.

KAYNAKLAR

1. Arabacı, E. (2007). Turbo döngüsel bir motorun performansının arttırılması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi FBE., Ankara, 1-15.
2. Nunney, M. J. (1982). Engine technology. Butterworths Co., Norwich, 58-63.
3. Pulkrabek, W. W. (2004). Engineering fundamentals of the internal combustion engine. Pearson Prentice Hall, Saddle, 67-97.
4. US. Dep. of Energy (2010). Energy efficiency and renewable energy vehicle technologies programme, 2010 progress report for advanced combustion engine R&D. USDOE,ORNL, Oak Ridge, 108-118.
5. İnternet: Taşıt Araçları Yan Sanayicileri Derneği Taysad internet teknoloji, URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.taysad.org.tr%2Fwww%2Ftaysaddergi%2F664%2Fpdf%2Ftaysad54.pdf&date=2014-04-06 Son Erişim Tarihi: 06.04.2014.
6. İnternet: Uluslararası Dergi Yayıncı ve Etkinlik Organizasyonu, Engine of the year, URL:http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.ukipme.com%2Fengineoftheyear%2F&date=2014-04-06 Son Erişim Tarihi: 06.04.2014.

7. Conklin, J., Szybist, J. (2010). A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery, Energy, Knoxville, 1658-1664.

8. Keating, E. (2007). Applied combustion, CRC Press, Boca Raton, 337-369, 383-412.

9. Griffin, S. (1889). Method of operating gas engines. USPTO, 412883, Somerset, 1-8.

10. Dyer, L. (1920). Internal combustion engine, USPTO, 1339176, Greenwich, 1-4.

11. Szybist, J., Conklin J. (2010). Highly efficient 6-stroke engine cycle with water injection, USPTO, 2010/03133831, Knoxville, 1-8.

12. Arabacı E. Dört Zamanlı Buji Ateşlemeli Bir Motorun Egzoz Isısı Geri Kazanımı İle Altı Zamanlı Bir Motora Dönüştürülmesi Ve Motor Performans Ve Emisyon Karakteristiklerinin İncelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, FBE, Ankara; 2014.

13. Arabacı, E., İçingür, Y., Solmaz, H., Uyumaz, A., Yılmaz E., "Experimental investigation of the effects of direct water injection parameters on engine performance in a six-stroke engine. Journal of Energy Conversion and management., 98 (2015) 89–97.

14. Öztemel, E., "Yapay Sinir Ağları", Papatya Yayıncılık, İstanbul, 41, 45, 47-53, 56, 207 (2003).

15. Kalogirou, S. A., "Applications of artificial neural networks in energy systems: a review", Energy Conversion and Management, 40 (10): 1073-1087 (1999).

16. Sağıroğlu, Ş., Beşdok, E. ve Erler, M., "Mühendislikte Yapay Zeka Uygulamaları-I: Yapay Sinir Ağları", Ufuk Kitap Kırtasiye Yayıncılık Tic. Ltd., Kayseri, 23-26, 28-35, 40, 105, 115 (2003).

17. YSA84 Özalp, M., Sözen, A. ve Arcaklıoğlu, E., "Ejektörlü ısı pompasının termodinamik analizinin yapay sinir ağları ile modellenmesi", 3. Uluslararası İleri TeknolojilerSempozyumu, Enerji, İnşaat, Mobilya ve Tekstil Teknolojileri 4. Cilt, Ankara,522-539 (2003).

Görüş ve Öneriler:

Deneysel bir çalışma daha sonra YSA ile modellenmeye çalışılmış.
Temelde YSA ile çalışmanın niye yapıldığı belirli değil.
Çıkan sonuçların da ne işe yarayacağı tartışılmamış.
YSA'da kullanılan girdi parametrelerinin niye tercih edildiğinin fiziksel gerekçelerle açıklanması beklenir.

ATIK LASTİK SIVISINDAN ELDE EDİLEN BENZİN BENZERİ YAKITIN TEREBENTİN İLE KARIŞIMININ MOTOR PERFONMASI VE EGZOZ EMİSYONU ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Abdulkadir AYANOGLU[1], Recep YUMRUTAŞ[2], Orhan ARPA[3], Dursun PAMUK[4]

[1]Şırnak Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 73000 Şırnak
kadir.ayan@hotmail.com
[2]Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, 27310 Gaziantep
[3]Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, 21000 Diyarbakir
[4]Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Insaat Mühendisliği Bölümü, 27310 Gaziantep

Özet

Bu çalışmada, atık lastik sıvısında üretilen Benzin benzeri Yakıtın (BBY) ile BBY'nin kütlesel olarak 10%, 20%, ve 30% oranlarında terebentin ile karışımı ve benzinin buji ateşlemeli (BA) motorunda performans ve egzoz emisyon karakteristikleri incelenmiştir. Deneylerde fren tork, güç, ortalama fren efektif basıncı, fren özgül yakıt tüketimi ve termal verimlilik test edilmiştir. Ayrıca, egzoz gaz sıcaklığı, NO, NOx, CO, CO_2, ve HC emisyonları analiz edilmiştir. Terebentin yüzdeliği BBY'de artınca güç, fren tork, ortalama fren efektif basıncı ve termal verimlilik artarken fren özgül yakıt tüketimi azalmıştır. 10 %, 20 % ve 30 % terebentinin BBY karışımının CO, CO_2 emisyonları artarken, NOx, NO ve O_2 azalmıştır. Ayrıca HC emisyonu artmıştır.

Anahtar Kelimler: Atik Lastik Sıvısı, Terebentin, Benzin Benzeri Yakıt (BBY), Motor Performansı, Egzoz Emisyonu.

GASOLINE-LIKE FUEL PRODUCED FROM WASTE TIRE MIXED WITH TURPENTINE AND ITS' AFFECT ON ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSION

Abstract

In this study, engine performance and emission of spark ignition (SI) engine were tested by gasoline, gasoline-like fuel (GLF) produced from waste tire oil, and blends of GLF and turpentine with amount of 10%, 20%, 30%. During the experiments, Performance parameters such as brake torque (T), power (Pb), mean effective pressure (Bmep), brake specific fuel consumption (Bsfc), and brake thermal efficiency (ηbt) were tested. Furthermore, exhaust gas temperature (EGT) and the engine emission parameters such as, nitrogen oxide (NO), **nitrogen oxides** (NOx), carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO2), oxygen (O2) and unburned hydrocarbon (HC) were analyzed. The turpentine percentage were increased at the GLF is Pb, T, Bmep, ηbt were increased but Bsfc were decreased. The 10%, 20% and 30% turpentine-GLF mixtures of CO_2 and CO were increased, while that of NO, NOx, and O2 were decreased. Furthermore, HC were increased. The samples burned without any problems according to the test results.

Keywords : Waste tire oil, turpentine, gasoline-like fuel (GLF), engine performance, exhaust emission.

1. Introduction

Decreasing fossil fuels and increasing pollution are caused to research for new energy source. In addition to price of petroleum are increased day by day, alternative fuel becomes more attractive. Renewable energy sources and waste energy are popular now and next future [1-2]. Many researches have presented in literature on alternative energy sources such as solid waste.

Pyrolysis methods used for decomposition of the tyre rubber at high temperatures (300–900°C) without oxygen under nitrogen/helium atmosphere. Moreover, it is hygienic, positive effect on environment and highly efficient disposing methods. The typical products are gas, oil and char. The pyrolysis products depend on experimental conditions and tyre composition [3-5]. Turpentine was mixed with waste tire oil and when it is distillated no problem occurred. Since it contains a high amount of hydrocarbon which can easily mixed with waste tire oil [6-7] as observed from distillation graphs.

The turpentine is a biobased and renewable fuel which has high calorific value more than other biofuels [6]. Yumrutas et. al. [4] mixed turpentine mass basis of 5% and 10% of gasoline. The results of the turpentine has a positive effect on the engine as brake power, thermal efficiency, mean effective pressure and specific fuel consumption. But it increases NOx, unburned hydrocarbon contents and exhaust temperature, and also it decreases CO emission. Arpa et. al. [5] blended 10%, 20% and 30% turpentine with total weight of gasoline-like fuel (GLF) (pyrolzed from first fraction of waste tire oil) to burn in gasoline engine. The results performances as torque, brake mean effective pressure and thermal efficiency increased but brake specific fuel consumption decreased with increasing amount of turpentine in the GLF sample. The NOx emission is increased, whereas CO emission decreased. The goal of this study was to research effect of turpentine mixed with first fraction of waste tire oil named as Gasoline-Like Fuel (GLF) on performance of SI engine and its exhaust emission. Therefore, the present study analyzed in three section as psychic-chemical of GLF, performance and exhaust emission tests. The GLF properties figure out by density, flash point, lower heating value (LHV), and distillation tests. Engine speed, torque, air and fuel consumption, exhaust gas temperature and emissions such as carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO2), unburned hydrocarbon (HC) and NOx were tested by gasoline engine and exhaust gas analyzer. The test results of the GLF was mixed with turpentine in mass ratio of 10%, 20% and 30%, were declared in figures and discussed deeply.

2. Pyrolysis of Gasoline Like Fuel (GLF)

A pyrolysis unit was found to liquefy waste tire and then waste tire oil (WTO) mixed with additives to produce a new fuel like standard petroleum fuel. The unit was established in the Motor Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Gaziantep. Schematic of the unit was shown in figure 1. Two types of fuels were produced in the pyrolysis unit. The fuels named as gasoline-like fuel (GLF) and diesel-like fuel (DLF) were pyrolyzed from WTO.

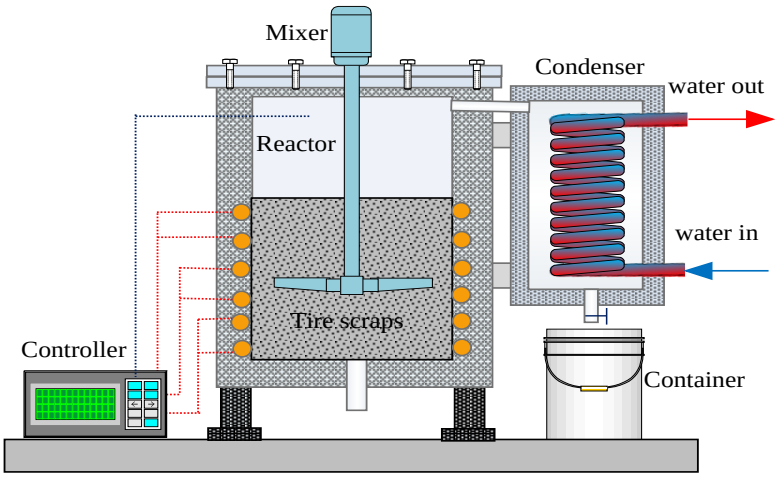


Figure 1. Schematic diagram of the distillation system.

The pyrolysis unit was consisted of container, condenser, mixer, controller and reactor. The parts of the unit will be explained briefly. In the fixed bed reactor, the waste tire was pyrolzed in reactor to produce liquid (WTO). The WTO mixed with CaO and Natural Zeolite with different ratio to obtain a similar properties of standard fuels. The 78 wt. % of the total WTO was converted into two type fuel GLF and DLF as mentioned in previous study [7,9]. The 12 wt. % gas was rejected from the reactor. The 10 wt. % of sludge and solid additives in the reactor were named as residue which was disposed. The GLF and DLF were separated from 10% CaO-WTO mixture due to distillation test result. The first fraction known as GLF fraction according to temperature difference between 54-150 oC. Then the second fraction known as DLF fraction according to temperature difference between 150-360 oC. The GLF and DLF burn in gasoline and diesel engines. Since, physical and chemical properties of the GLF were declared at table 1 and distillation curves of both GLF and DLF are resemble to standard petroleum fuel. The performance and emissions of engines in order to decide whether the GLF and DLF or their mixtures with alternative additives will be burned in engine. Thus, effects of the GLF and GLF-turpentine mixture with three ratios of 10%, 20% and30% on performance and exhaust emissions were investigated in this study.

3. Experimental Set Up and Its' Measurement

The physical and chemical property of fuels were analyzed. In order to obtain fuels effect on engine performance and emission parameters. Thus, it is

aimed to fuels can be burned in engine without any default. The experiments classified into two subsections as physical-chemical properties of the fuels, evaluation of performance and emission parameters.

3.1. Physical-chemical properties of the fuels

The physical-chemical property of the fuel and fuel distillation graph **give** an idea about fuel combustion in engine. Some of the fuel properties such as density, flash point, lower heating value ((LHV) were tested **[Düşük bir cümle, net anlaşılmıyor].** Besides, distillation tests are performed. All of the experiments are tested in the Fuel Laboratory of the Mechanical Engineering Department, University of Gaziantep. The analysis standards are attributed on American Standards for Testing and Materials (ASTM) methods [7,9].

3.2. Evaluation of performance and emission parameters

The performance and emission characteristic were tested by Fiat 131 SI engine in the Motor Laboratory of Mechanical Engineering Department, University of Gaziantep. Schematic drawing of SI engine is shown in figure 2 by its' component and exhaust gas analyzer. The engine used in the study has features as 4 strokes and 4 cylinders, water cooled chilling unit, fueled with carburetor and naturally aspirated. Each cylinder is 76 mm bore and 71.5 mm stroke. The maximum engine power output is 52.2 kW at 5500 rpm.

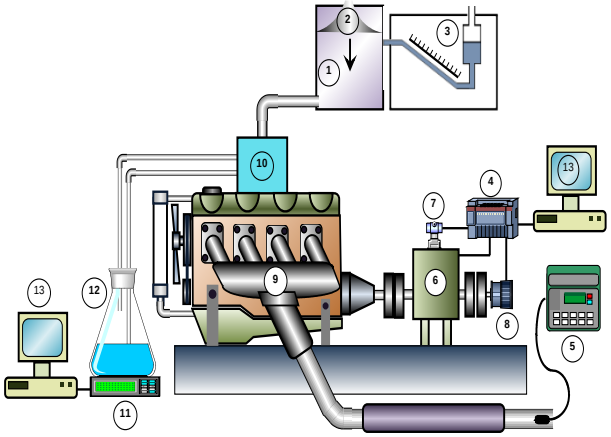


Figure 2. SI test engine picture and schematic drawing of the SI test engine. 1) air tank, 2) orifice, 3) inclined manometer, 4) data logger, 5) exhaust gas analyzer, 6) dynamometer, 7) transducer, 8) tachometer, 9) exhaust manifold, 10) carburetor, 11) weighing device, 12) fuel container, 13) computer [7,9].

Table 1. Test engine specifications [5]

Type	Fiat
Engine type	Four-stroke
Fuel type	Gasoline
Swept volume	1297 cm^3
Cylinder bore	76 mm
Cylinder stroke	71.5 mm
Compression ratio	7.8:1
Number of cylinders	4
Cooling type	Water cooled in closed circuit
Fuel supply system	Naturally aspirated carburetor
Maximum torque	12.5 kg.m at 3000 rpm
Maximum power	52.2/70 kW/ HP at 5500 rpm
Engine position	Vertical

In order to measure the exhaust emissions, Testo 350 model gas analysis device from Drager was used. The devices properties are declared at table 2. The emission results and performance parameters results would be explained and discussed in section 4 [7,9].

Table 2. Specifications of Testo 350 Gas Analyser

Specifications	Sensor Type	Range	Max. Perception time (s)	Accuracy
O_2	Electrochemical	0-25%	20	±0.1%vol
CO	Electrochemical	0-8000ppm	50	<300=±10ppm
CO_2	Electrochemical	0-99%	-	-
NO	Calculated	0-4000ppm	40	<100ppm=±5ppm
NOx	Electrochemical	0-4000ppm	-	0.1
CxHy	NDIR	0-5%	20	±5%
Tgas	Thermocouple K	0-1000°C	-	±(3% rdg+0.3)

4. The Performance Parameters of Diesel Engine

The fuel combustion effect on the engine was explained with the engine performance and exhaust emission parameters by Arpa et. al. [5]. The parameters would give an idea that can be used efficiently and without causing any trouble. Hence, the engine performance parameters are vital and

should be specified. These parameters are brake torque (T), brake power (Pb), brake mean effective pressure (Bmep), brake specific fuel consumption (Bsfc) and the brake thermal efficiency. In addition to these, engine parameters were computed by fuel and air expending, HHVfuel, torque and speed [7].

5. Result and Discussion

In this study, the waste tire oil mixed with mass basis of 10% CaO. The mixture was pyrolyzed to differentiate into two parts as light and heavy by distillation. The light one was GLF whose properties and distillation were tested in order to determine whether the GLF combustion is similar to gasoline fuel or not. Then, GLF blended with turpentine at ratios of 10%, 20% and 30% were burned. Performance and emissions results were applied on a SI engine by using the GLF and GLF turpentine mixtures. All the test results were shown in graphical forms and discussed below.

5.1. Characteristics and distillation tests

The physical-chemical properties and distillation test results of the fuels are useful experiments to predict engine combustion. Unless fuels are not benefit to standard fuels, many problems will be happened. The distillation curve describes chemical compounds due to evaporation of fuel. Each of the compounds evaporate at different temperature. Therefore, they are significant burn will happen in engine combustion chamber.

The density controls fuel combustion in the chamber. The density of the turpentine (880 kg/m3) is higher than that of GLF (740 kg/m3) and also GLF close to literature value [8]. The GLF and turpentine mixture arrange between 754-782 kg/m3. The Lower heating value (LHV) is measured by adiabatic bomb calorimeter which the LHV of GLF is 43.2 is lower than turpentine (44.5 MJ/kg). The LHV of the mixture increases by turpentine. Thus, combustion occurs at high performance. The initial boiling points (IBP) and the final or end points (FBP) close to each other. It shows volatile fuels which effects on crank case dilution, cold starting feature of the engine, warm-up time of the engine, and running performance acceleration [4]. Arpa et. al. [5] investigated metals concentrations in the turpentine which has rich ingredient as Fe, Al and Pb. And also, Arpa analyzed turpentine compounds were defined by GC-MS. Due to results of the GC-MS which have lower number of compounds and pure structure. The distillation tests of pure turpentine, pure GLF, and GLF and turpentine with an amount of 10%, 20% and 30%, were shown in figure 3. The % 85 of pure turpentine was evaporated from 145 to 160 oC which is horizontal line at distillation curve. Thus, turpentine contains rich pure hydrocarbon. The fuel distillation curve cannot be a horizontal line [7,9]. The horizontal curve of distillation preferable, because of an immediate burning which cause high pressure rise. Additionally, turpentine evaporate horizontal temperature line. It is a big problem for engine. It causes simultaneously combustion in the chamber. The combustion increased pressure and temperature in the chamber [4]. It is important that a fuel sample burns incrementally in engine combustion chamber. The distillation curves of the fuels rise smoothly and gradually. This smooth and gradual increments are important, because of 20-70% vaporization distillation curves region was utilized by fuel warm-up features [9]. However, the turpentine blended with the GLF as observed from distillation curve which is solved in the GLF. The mixture bond new chemical structure. As a result of mixture, it will not damage the engine. It is a good effect on economic and environmental benefits by using turpentine and GLF.

Table 1. Some characteristics of turpentine, GLF and its blends

Parameters	Method (ASTM)	Turpentine	GLF	GLF+%10T	GLF+%20T	GLF+%30T
Density (kg/m^3)	D1298	880	740	754	768	782
Flash point (^{o}C)	D93	39	24	26	27	29
LHV (MJ/kg)	D270	44.5	43.2	43.13	43.3	43.45
Distillation temperature, (^{o}C)	D86					
IBP		150	54	54	56	57
10 vol %		150	74	73	74	75
50 vol %		153	121	134	138	145
90 vol %		168	188	192	196	198
FBP		180	253	251	249	250

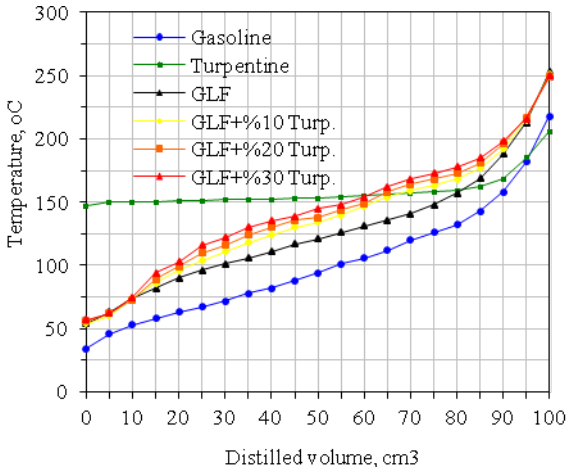


Figure 3 Distillation tests of turpentine, gasoline and GLF-turpentine blends

5.2. Engine performance tests

The performance and emissions of the gasoline, GLF and GLF-turpentine mixtures were tested to compare. During the experiments, Performance parameters such as brake torque (T), power (Pb), mean effective pressure (Bmep), specific fuel consumption (Bsfc), and brake thermal efficiency (ηbt) were tested. The parameters were presented in figures to discussed in this section.

Figure 4-8 show the effect of the GLF and its blends with turpentine at ratios of 10%, 20% and 30% on the performance parameters of Pb, T, Bmep, ηbt and Bsfc, respectively. Pb, T, Bmep were increased up to 2500 rpm, and then they were started to decrease gradually with the engine speed [10-11]. The turpentine percentage were increased at the GLF is Pb, T, Bmep, ηbt were increased but Bsfc were decreased.

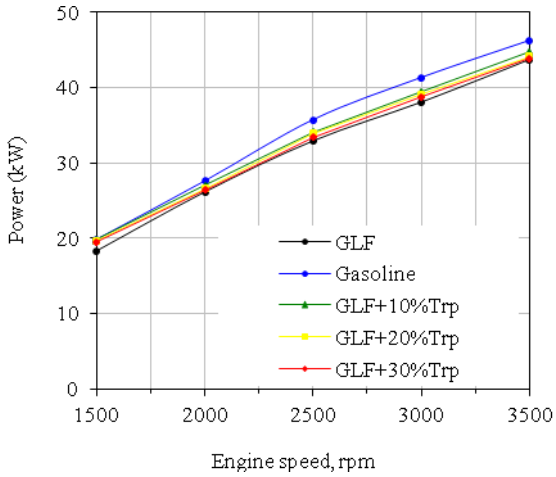


Figure 4. Effects of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine mixture on power.

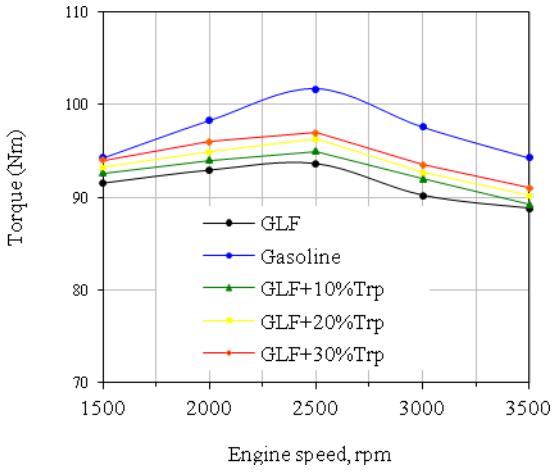


Figure 5. Effects of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on torque.

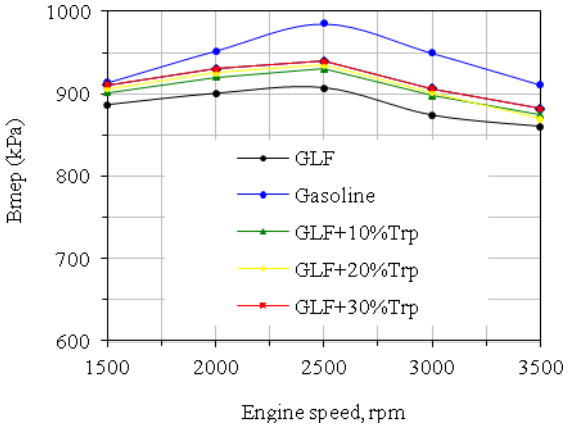


Figure 6. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on Bmep.

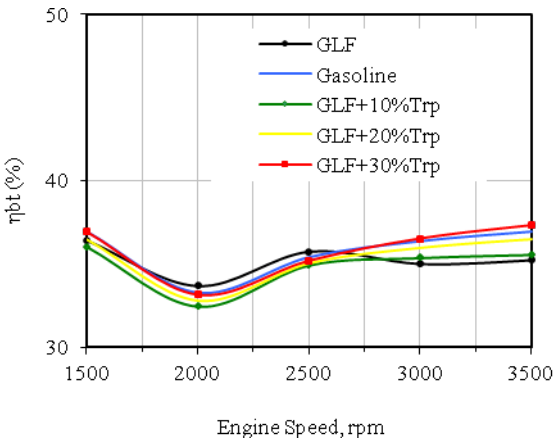


Figure 7. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on brake thermal efficiency.

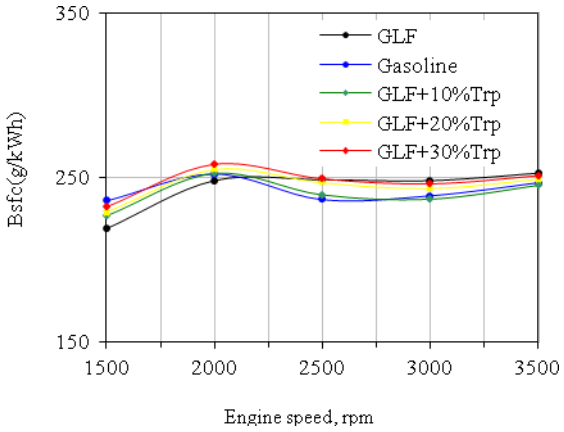


Figure 8. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on Bsfc.

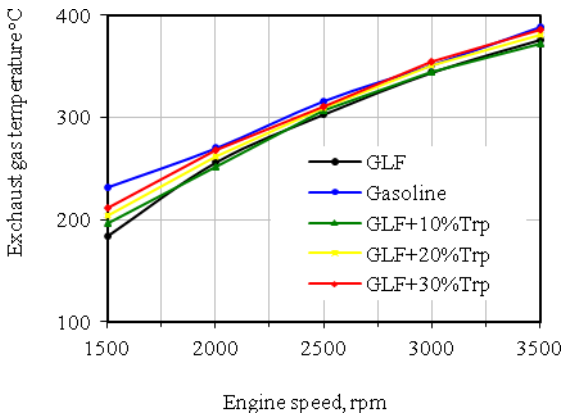


Figure 9. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on exhaust temperature.

5.3. Exhaust gas temperature and emission tests

In this study, exhaust gas temperature (EGT) and the engine emission parameters such as, NO, nitrogen oxide (NO), nitrogen dioxide (NOx), carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO2), oxygen (O2) and unburned hydrocarbon (HC) were analyzed by Greenline 8000 gas device. The EGT results were closed to each other at figure 10. Figures 10-14 show CO2, CO, NO, NOx, and O2 emissions. The 10%, 20% and 30% turpentine-GLF mixtures of CO2 and CO increase, while that of NO, NOx, and O2 decrease. The 10%, 20% and 30% turpentine-GLF mixtures of HC increase at figures 15. As a result, the amount of unburned fuel increases and more HC ends up in the exhaust.

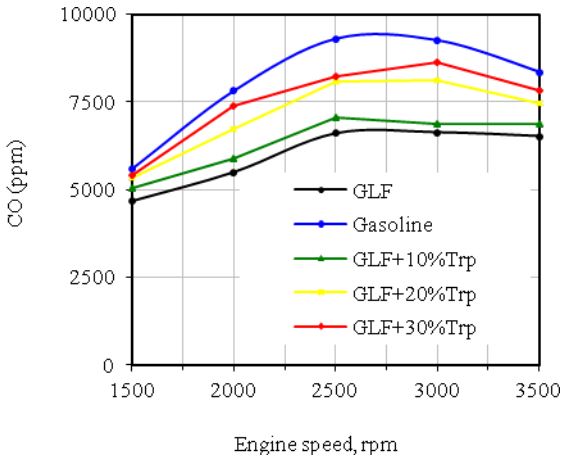


Figure 10. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on CO emission.

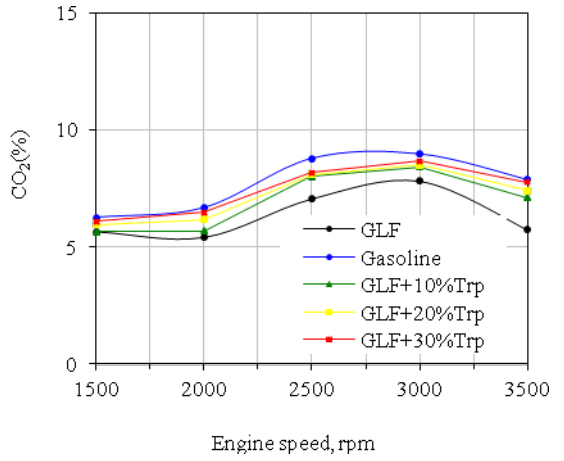


Figure 11. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on CO_2 emission.

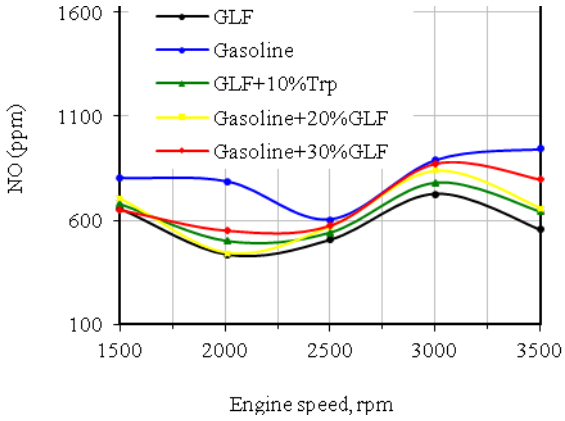


Figure 12. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on NO emission.

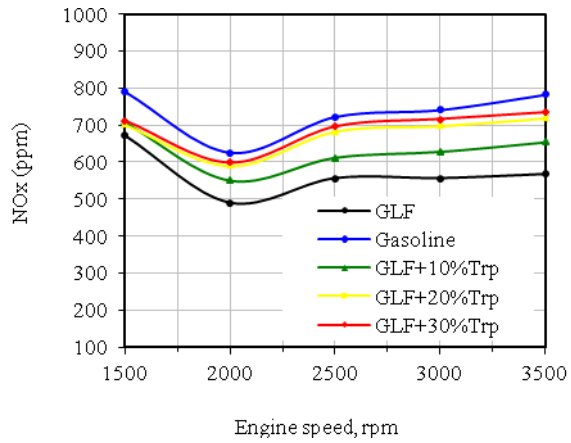


Figure 13. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on NO_x emission.

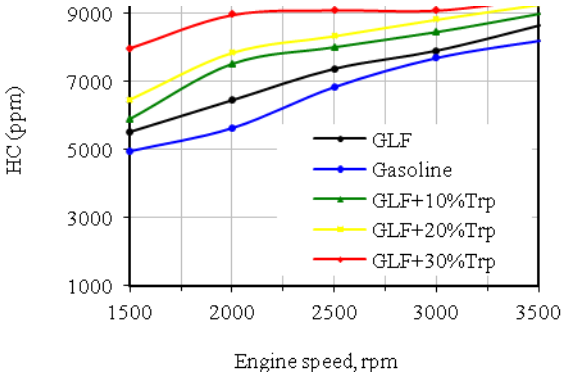


Figure 15. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on HC emission.

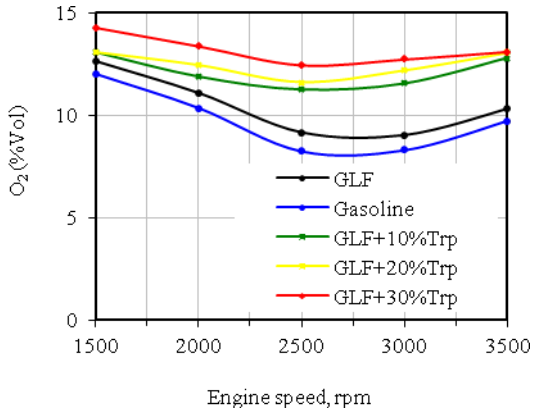


Figure 14. Effect of the Gasoline, GLF and GLF-Turpentine on O_2 emission.

Acknowledgements

The authors wish to thank Prof. Dr. Ayhan Demirbaş for useful discussion regarding all of the chemical analyses and technical assistance about pyrolytic distillation unit and testing of all characteristics of the produced waste tire oil and also to thank Dr. Selcuk Poyraz, Ress. Asst. Senem Pehlivan and Fikret Yilmaz for their plentifully English correction. And also Dr. Muhammed S. Yilmaz for his support.

6. Conclusions

The gasoline, GLF and GLF-turpentine mixtures were tested to obtain performance and exhaust emission. They were discussed in previous section in detail. The important results are presented:

1. The turpentine can be mixture with GLF as observed from distillation curve. Thus, the turpentine and GLF mixture **behave** as a unique fuel. Besides, the mixture burned without any problems according to the performance and emission results.
2. The turpentine percentages **were** increased at the GLF. Thus, P_b, T, Bmep, η_{bt} were increased but Bsfc were decreased. The 10%, 20% and 30% turpentine-GLF mixtures of CO_2 and CO were increased from 2000 rpm to 3500 rpm, while that of NO, NO_x were decreased to 2000 rpm then started to increase O_2 were decreased to 2500 rpm than started to incrase. to 2500 rpm Furthermore, HC were increased from 1500 to 4000 rpm.

7. References

[1] A. Demirbas, “Progress and recent trends in biodiesel fuels,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 1, pp. 14–34, 2009.

[2] A. Demirbas, “Importance of biodiesel as transportation fuel,” vol. 35, pp. 4661–4670, 2007.

[3] J. F. Gonza, M. Encinar, L. Canito, and J. J. Rodrı, “Pyrolysis of automobile tyre waste . Influence of operating variables and kinetics study,” vol. 59, pp. 667–683, 2001.

[4] R. Yumrutas, M. Hakkı, and O. Hakan, “Investigation of purified sulfate turpentine on engine performance and exhaust emission,” vol. 87, pp. 252–259, 2008.

[5] O. Arpa, R. Yumrutas, and M. H. Alma, “Effects of turpentine and gasoline-like fuel obtained from waste lubrication oil on engine performance and exhaust emission,” *Energy*, vol. 35, no. 9, pp. 3603–3613, 2010.
[6] R. Karthikeyan and N. V Mahalakshmi, “Performance and emission characteristics of a turpentine – diesel dual fuel engine,” vol. 32, pp. 1202–1209, 2007.
[7] O. Arpa and R. Yumrutas, “Experimental investigation of Gasoline-Like Fuel obtained from waste lubrication oil on engine performance and exhaust emission,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 91, no. 2, pp. 197–204, Feb. 2010.
[8] M. A. Al-ghouti, Y. S. Al-degs, and M. Amer, “Talanta Determination of motor gasoline adulteration using FTIR spectroscopy and multivariate calibration,” vol. 76, pp. 1105–1112, 2008.
[9] R. Karthikeyan and N. V Mahalakshmi, “Performance and emission characteristics of turpentine – diesel dual fuel engine and knock suppression using water diluents,” no. December 2006, pp. 960–974, 2007.
[10] G. Najafi, B. Ghobadian, T. Tavakoli, D. R. Buttsworth, T. F. Yusaf, and M. Faizollahnejad, “Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network,” *Appl. Energy*, vol. 86, no. 5, pp. 630–639, 2009.
[11] Y. Sekmen and T. Topgu, “The effects of ethanol – unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine,” vol. 34, pp. 2101–2106, 2009.

Görüş ve Öneriler:

İngilizce gramer hataları yapılan kısımlar kırmızıya boyandı, birçoğu farklı formatta hazırlanmış grafikler aynı formatta olacak şekilde düzeltildi ve başlıklar da standart formata göre düzenlendi. Emisyon gazlarının ve birimlerin indisleri standart değil, bazıları alt indis şeklinde bazıları düz metin, bunların düzeltilmesi iyi olur. Net anlaşılmayan, devrik bir iki cümle için işaret koyuldu, bu cümlelerin düzeltilmesiyle ve genel aksamda son kontrolün yapılmasıyla bildiri, sempozyuma uygun bir içerik ve doluluğa sahip bir hale gelecektir.

N bileşiklerinin açılımları NO-->Nitric oxide (ya da nitrogen monoxide), NOx-->Nitrogen oxides olarak yazılırsa daha doğru olacaktır. Yazar NOx için Nitrogen dioxide yazmış ancak nitrogen dioxide denilince N02 anlaşılmaktadır, NOx ise hem NO (nit. monoxide)'yu hem de NO2 (nit dioxide)'yi ihtiva eder.

THERMO-MECHANİCAL MODELİNG OF DOUBLE BASE PROPELLANT COMBUSTİON AND EXPERİMENTAL VALİDATİON

Nadir YILMAZ[1], Ercan DEĞİRMENCİ[2,*], Halil IŞIK[2], Celal EVCİ[2], Mehmet MACAR[2]

[1]Department of Mechanical Engineering, New Mexico Institute of Mining and Technology, NM, USA
[2]Turkish Military Academy, Ankara, Turkey
*Correspondence to: Ercan Degirmenci, Email: ercan1011@gmail.com

ÖZET

Yiv-setli namlu silahlarla kullanılan mermiler, enerjilerini sadece namlu içinde sevk yakıtı enerjisinden alırlar ve hedefe ulaşıncaya kadar uçuş yörüngeleri boyunca yörünge düzenlemesi yapılamaz. Ardışık atışlarda sevk yakıtı yanma karakterleri ve namlulara tesir eden termo-mekanik yüklemelerin bilinmesi tasarım surecinde ve taktik kullanımda en önemli parametrelerdendir. Atış frekansı değiştikçe sevk yakıtının yanması da değişir. Sevk yakıtı yanma hızı değiştikçe de, mermi hızı ve namlu iç basıncı değişir. Bu etkilerden, namlu malzemesinin mekanik davranışı da değişerek atış özelliklerinin her bir atışta farklı olmasına ve nihayetinde de merminin her defasında arzu edilen hedeften farklı yerlere gitmesine neden olur.

Bu çalışmada; çift bazlı katı sevk yakıtının farklı tane boyutu ve farklı başlangıç sıcaklıklarına göre yanma özellikleri belirlenmiş ve Abaqus® sonlu eleman programı kullanılarak termo-mekanik bir namlu modeli tasarlanmıştır. Çift bazlı, küresel geometrili (300-425, 425-500, 500-600, 600-710 ve 710-850 μm çap aralığında) ve -60, -20, 0, 20 ve 60 ^{0}C başlangıç sıcaklıklarındaki sevk yakıtlarının namlu ısınmasına, iç basıncına ve mermi hızına etkileri teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Sevk yakıtı numuneleri kullanılarak 7.62 mm standart NATO fişekleri üretilmiş ve poligonda atışlı testlerle her bir tane boyutundaki yakıtın namluda oluşturduğu basınç, mermi hızı ve namlu yüzey sıcaklık verileri deneysel olarak elde edilmiştir.

10 ardışık atış için termal simülasyonlar yapılmıştır. Her bir 10 atış paketindeki atışlar arasındaki bekleme zaman dilimi 3 saniyedir. Atış testleri ile simülasyonlar için aynı namlu kullanılmıştır. Deneylerden elde edilen namlu dış çeper sıcaklık verileri, simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca iç çeper sıcaklıkları sonlu elemanlar yöntemi ile ardışık atışlara bağlı olarak belirlenmiştir. Namlu iç çeperi, atış esnasında ciddi termal gerilmelere maruz kaldığı görülmüştür. Simülasyon ve deneysel sonuçları karşılaştırılarak modelin ve çözüm yaklaşımının deneysel verilere yaklaşık % 90 yakınsadığı görülmüştür.

ABSTRACT

Bullets that are used in a barrel with helical grooves receive their energy inside the barrel from a gun propellant and keep their projectile path without any external correction until reaching their targets. In successive shots, one of the most important parameters is to know the gun powder burning characteristics and thermo-mechanical loads acting on the barrel, for the purpose of better design and tactical use. As the frequency of successive shots changes, burning of the gun propellant also changes and with the changing velocity of the gun propellant, the bullet velocity and internal pressure of the barrel changes as well. These changes greatly affect the mechanical behavior of the barrel material, which causes variation of the quality of shots and deviation of bullet targets from the desired point.

In this work, combustion characteristics of double base propellants were determined based on various grain sizes and initial temperatures and a thermo-mechanical model was setup in ABAQUS® finite element code. Effects of various grain sizes (300-425, 425-500, 500-600, 600- 710, 710-850 μm) of double base propellants and effect of the initial temperature (-60, -20, 0, 20, and 60 ^{0}C) of double base propellants on internal pressure, bullet velocity and barrel heat transfer were investigated experimentally and computationally. Samples of propellants were tested in a shooting range by using a NATO standard small caliber barrel of 7.62 mm in diameter, and barrel internal pressure, bullet velocity and barrel surface temperatures were measured experimentally.

Thermal simulations of 10 successive shots were performed. The time-interval between successive shots was 3 seconds for every set of 10 shots. Shooting tests were carried out using the same barrel properties of the simulation. Outer surface temperature of the barrel was measured using thermocouples and compared to FEA. In addition, inner wall temperature of the barrel was determined as a function of the shooting frequency using FEA. It was seen that the

inner wall of the barrel experienced high thermal stresses during the shootings. Based on the comparisons between the simulations and the experiments, the model was in agreement with the data within 90% accuracy.

Keywords: Burn rate, heat transfer, thermo-mechanical modeling, barrel, experimental verification

1. INTRODUCTION

Gun propellants burn without any need for an oxidizer because they contain both fuel and oxidizer in their structures. Bullets in conventional weapon systems get their propulsion and spin energies while being inside the barrel and only from solid propellant fuels or gun powders. During shots, the barrel experiences high internal pressure and temperature. Because of the complexity of solid propellant combustion inside the barrel, computations are performed based on certain assumptions [1-6]. Parameters such as temperature, compressibility and gas volume of combustion products are determined using the ideal gas law and the assumption that the solid propellant is burned in a single step under atmospheric conditions. Temperature and heat transfer coefficient as a function of pressure can be calculated using the internal conditions of the barrel which are modified according to atmospheric data [6].

Under different pressures, solid propellants show different combustion behaviors and burn rates. Burn rate increases with respect to increasing internal pressure and temperature. Thus, as propellant temperature increases, pressure at the end of combustion chamber increases and combustion duration decreases. It has been determined that the addition of high energy materials into composite modified double base (CMDB) propellants increases combustion pressure and burn rate. Burn rate is a strong function of burn surface area, grain shape and internal pressure [7-12].

The heat transfer through the inner wall of the barrel and thermal stresses can be predicted using various approximations. Heat transfer occurring in large caliber weapons causes wear and failure on the barrel surface. In order to reduce the heating for successive shots, cooling of the barrel has been investigated by creating cooling channels at the joints of the two-part barrel. Thermal stresses and erosion on the inner wall of the barrel are important due to high thermal and pressure loads. Thus, it is important to measure the temperature of the inner wall and for the barrel of 40-mm diameter barrels, and it is possible to measure the inner wall temperature using thermocouples. And, transient heat transfer for a 2-D cylinder has an analytical solution. Thermo-mechanical cracking and wear mechanisms for large caliber guns have been investigated in detail. Initial temperature and grain size of the solid propellant has an important effect on the ballistics performance and the barrel heating [13-17].

In this work, combustion characteristics of double base propellants (85% Nitrocellulose and 15% Nitro-glycerine) were determined based on different grain size and initial temperature and a thermo-mechanical model was setup in ABAQUS® finite element code based on a NATO standard small caliber barrel of 7.62 mm in diameter and cartridges. Effects of various grain sizes (300-425, 425-500, 500-600, 600-710, 710-850 μm) and initial temperatures (-60, -20, 0, 20 and 60 ^{0}C) of double base propellants on internal ballistics characteristics and heat transfer were investigated experimentally and computationally. Thermal simulations were analyzed in ABAQUS®. Outer wall temperatures of the barrel were used for comparisons between computations and experiments. It was determined that decreasing grain size and increasing initial temperature increased burn rate, maximum internal pressure and bullet velocity. Inner wall temperatures were determined computationally. Simulations and experiments were in agreement within 90% of accuracy.

2. SOLID PROPELLANT BURN

This study is based on an analysis of the impulsive gaseous mixture from the burning of a gun powder consisting of 85% Nitrocellulose and 15% Nitro-glycerin in a barrel. The chemical reaction is given in Equation 1[6].

$$17C_{24}H_{30}(NO_2)_{10}O_{20} + 3C_3H_5(NO_3)_3 \rightarrow 250CO_2 + 167CO + 40H_2O + 222.5H_2 + 89.5N_2 + \approx 1000\,{}^{cal}/_{g} \quad (1)$$

Solid propellant fuels provide chemical energy, which is converted to kinetic energy for conventional bullets to spin and move along the weapon barrel. Thus, burn rate is one of the most important design parameters for bullet performance and range. Burn rate depends on many factors including combustion pressure, grain geometry, temperature, energetic materials, combustion sensitivity, chemical ingredients, percentage of oxidized materials and ignition energy. In solid propellants, combustion starts from the outer surface and propagates perpendicular to the burning surface, expanding radially outward [1-5]. The rate of change of solid propellant as a burn rate can be expressed as [1-6]:

$$w\frac{dr}{dt} = -kTP^n \quad (2)$$

where r is burn rate (mm/s), T is temperature (^{0}K), w is the minimum distance between burning surfaces (web thickness), P (kPa) is pressure, and k and n are experimental constants. Thermo-mechanical characteristics of propellants affect the value of n. For fast burn, $0 \leq n \leq 1$ and for slow burn, $0.3 \leq n \leq 0.8$. The value of k is a function of grain shape, temperature and calorific value. It is equal to 1 before combustion

starts and 0 after combustion ends. The value of r is equivalent to the combustion rate and indicates how fast propellant is consumed. As the solid propellant burns in a contained chamber, some of the solid phase is transformed to the gas phase as follows:

$$m_g(t) \cong \phi(t)m_s \quad (3)$$

where t is time, m_g is the mass of the solid transformed to the gas phase, m_s is the mass of solid propellant, ϕ is the fraction of propellant burnt within $0 \leq \phi \leq 1$. In figure 1, a schematic shows the relation between the solid and gas phases.

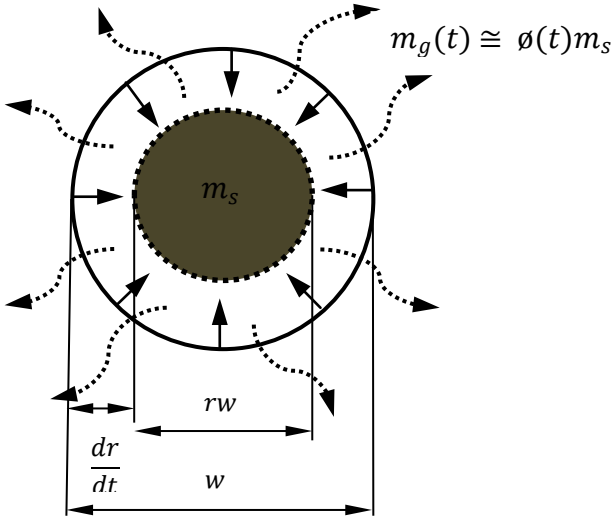


Figure 1. A schematic of a solid propellant of spherical geometry and the transformation to the gas phase. , m_g is the mass of the solid transformed to the gas phase, m_s is the mass of solid propellant, ϕ is the fraction of propellant burnt, w is the minimum distance between burning surfaces (web thickness) and r is the burn rate.

The fraction of propellant burnt can be expressed as

$$\phi = (1-r)(1+\theta r) \quad (4)$$

where θ changes based on shape factor and is an indication of the change of the burnt surface. As θ increases, the surface decreases faster and the rate of evolution of gas at constant pressure drops faster. Shapes of positive θ are designated as "degressive", negative θ to be "progressive" and those with $\theta = 0$, are called "neutral". θ cannot be less then -1 for r near unity and θ cannot be greater than unity for some accessible range of r.

If the equations 2 and 4 are combined, the fraction of propellant burnt can be expressed in terms of shape factor and pressure as

$$w\frac{d\phi}{dt} = kP(t)[(1+\theta)^2 - 4\theta\phi(t,T)]^{1/2} \quad (5)$$

Propellant grains, based on their combustion surfaces, can be classified as regressive, neutral and progressive burning. If there is a central core, it is usually a neutral burning grain. If the grain is cylindrical, spherical and cubical, it is regressive burning. And, multi-perforated grains are usually progressive burning [9]. Figure 2 shows the fraction of propellant burnt as a function of the burning rate for different shapes.

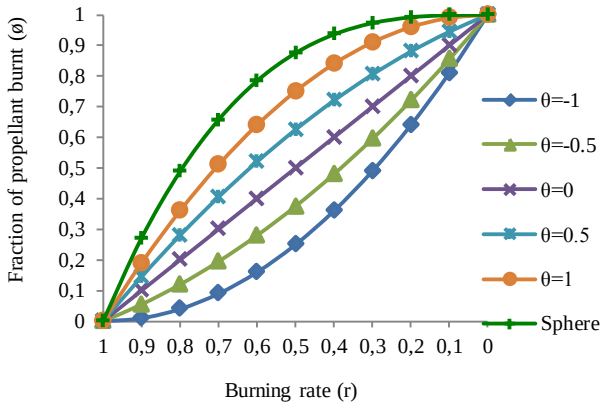


Figure 2. The fraction of propellant burnt as a function of the burning rate and shape factor.

For the modeling of propellant burn in barrels, there are several stages as 1) combustion before the bullet starts moving 2) combustion until the propellant is consumed and 3) after combustion [1,4]. Figure 3 shows these various stages.

1. During combustion, before the bullet starts moving, the propellant starts burning after the ignition and gases with high temperature are produced. It is assumed that all grain particles start burning at the same time [1,5]. The bullet starts moving once the internal pressure overcomes all the friction forces inside the barrel. These events occur at constant volume. The gas equation can be written as

$$P(t)(V - m_s\left(\frac{1-\phi(t)}{\rho}\right)) = \phi(t)m_sRT_0 \quad (6)$$

where V is the volume of the combustion chamber, m_s is the mass of the propellant, ρ is the density of the propellant, R is the ideal gas constant, and T_0 is the adiabatic flame temperature. RT_0 is assumed to be constant [5].

2) The propellant burns out after the maximum pressure is achieved [5]. Because the bullet moves during this stage, the combustion occurs while volume changes. During this stage, the following relation can be written [1]

$$P(t)(V + Ax - m_s\left(\frac{1-\phi(t)}{\rho}\right)) = \phi(t)m_sRT_0 \quad (7)$$

where A is the cross section of the barrel, and x is the distance the bullet has traveled.

3) After the propellant is consumed, only the gas phase exists in the system and high pressure/temperature expands the gases which push the bullet forward. The following equation can be written for this stage:

$$P(t)(V + Ax) = m_gRT_0 \quad (8)$$

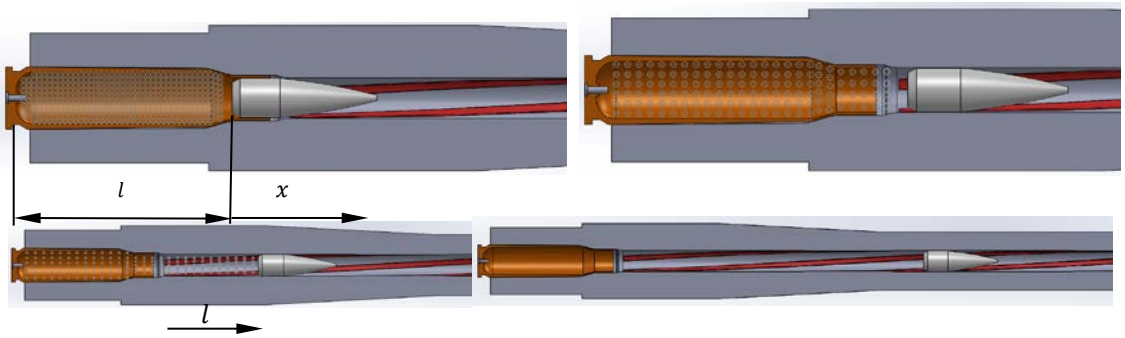


Figure 3. (a) Propellant burns at constant volume, (b) movement of the bullet, (c) reaching maximum pressure (d) fully consumed propellant

3. THERMO-MECHANICAL MODELING

Combustion gases due to complex thermochemical reactions inside the barrel provide propulsion and spin energies to bullets. During these reactions, dynamic internal temperatures and pressures occur. The period of successive shots can be expressed in two stages as shooting and preparation. During the shooting period, the solid propellant starts burning, the bullet moves and reaches the tip of the barrel and these events take 1.34 ms. The preparation period includes the waiting time between two successive shots and this period changes for every shot.

In the model, internal pressure and bullet velocity were entered as functions of displacement and time. For successive shots, loading effects such as left-over pressure and temperature from the previous shot was added to the loading of the current shot. During experiments, 10 successive shots were achieved within a period of 3 second and temperature and pressure were measured. A computational model was built based on these periods and experimental conditions as much as possible.

Half of the actual barrel was modeled in ABAQUS with 660 mm of length, 7.7 mm of inner diameter and without helical grooves as seen in Figure 4.



Figure 4
FEA model of the barrel in ABAQUS.

In order to apply loads to the area of the helical grooves, the barrel was divided into 24 pieces with 25 mm of length and materials properties were expressed according to Table 1 and Figure 5.

Table 1
Material Properties of the Barrel

Tensile Strength	1109 MPa	Elastic Modulus	228 GPa
Yield Strength	1010 MPa	Elongation at break	%9

As mentioned previously, the period of successive shots is defined as the combination of the shooting period and the preparation period. Table 2 shows the period between successive shots. The barrel was fixed at the point of contact with the weapon. Also, in order to reduce the computational overhead, a half-symmetry was used. Calculated pressure loading and gravity were applied to each of 24 sections of the barrel. The mesh included 29,010 nodes and 21,574 elements as seen in Figure 6. Barrel internal pressure and bullet velocity as functions of displacement and time were measured experimentally using 16 strain gages on the outer surface and 2 piezoelectric sensors on the inner surface. Also, the muzzle velocity was measured using a Doppler radar and calibration process was completed. Figure 4 shows velocity and pressure along the barrel length. Ballistics parameters such as inner barrel temperature, heat transfer coefficient, bullet residence time in the barrel and gas expansion were calculated according to validated methods available in literature and applied to the FEA model [6]

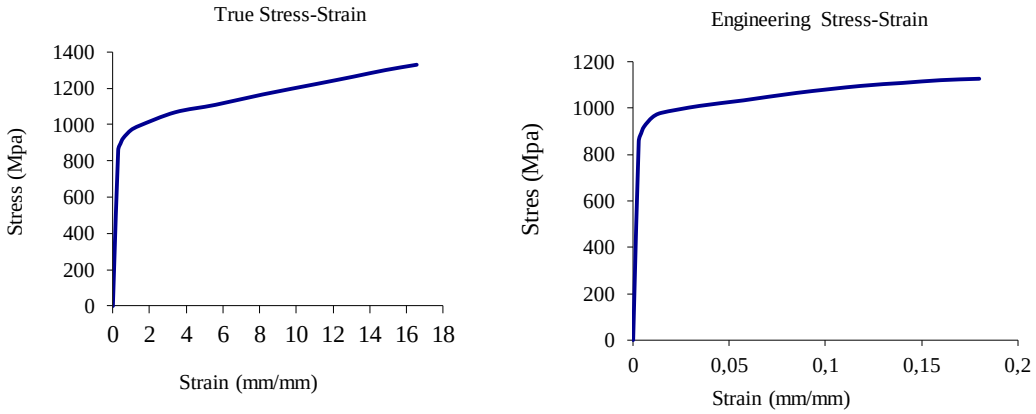


Figure 5
Stress-Strain Relations of the Barrel Material

Table 2
The period between successive shots

Number of shot	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Waiting time between shots	0	1	1.5	1.1	1.1	1	1.2	1.1	1.1	1	-
	0	3	6.1	8.9	12.1	14.8	17.9	20.8	24.2	27.1	-
	0	5.1	9.9	15.1	20.1	24.9	29.9	35.2	40.1	45.2	-
	0	9.8	20.1	30.1	39.8	50.1	59.8	70.1	79.8	90.1	-



Figure 6
Mesh of the barrel in ABAQUS

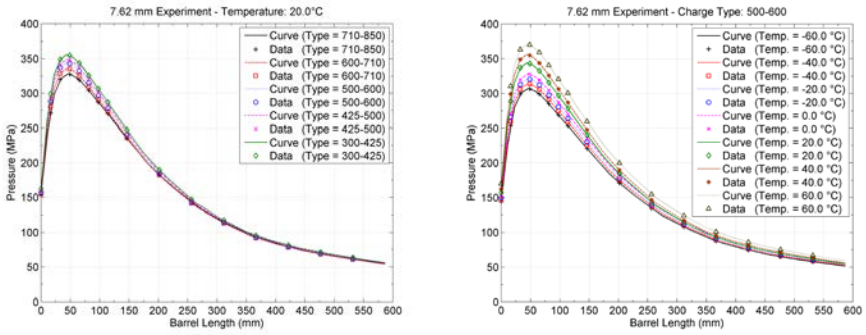


Figure 7 Pressure and velocity as a function of displacement

Thermo-mechanical element type was used in the FEA analysis. Nodes were created at the highest pressure points on the inner and outer surfaces of the barrel. Analyses were performed at the periods of 1, 3, 5 and 10 seconds. As the time increased between successive shots, temperatures of the inner and outer surfaces got closer to each other. As shots for different periods are analyzed, the outer surface temperature of the barrel increased less with the increase of the shooting period. During the shooting, the inner wall temperature increased suddenly and as soon as the bullet left the barrel, the temperature decreased. The outer wall temperature increased with a certain behavior. After the shooting, the inner wall temperature decreased while the outer wall temperature increased. Finally, equilibrium was achieved and both wall temperatures decreased as seen in Figure 5.

Stresses were 397-342 MPa at the highest pressure region on the inner surface and 197-151 MPa on the outer surface. The shooting period did not have a significant effect on thermal stresses. Because of unsteady

temperature during the first shooting, there was a high stress on the inner wall but a low stress level on the outer surface. As the shootings continued and the barrel heated up, the inner wall stress decreased and the outer wall stress increased.

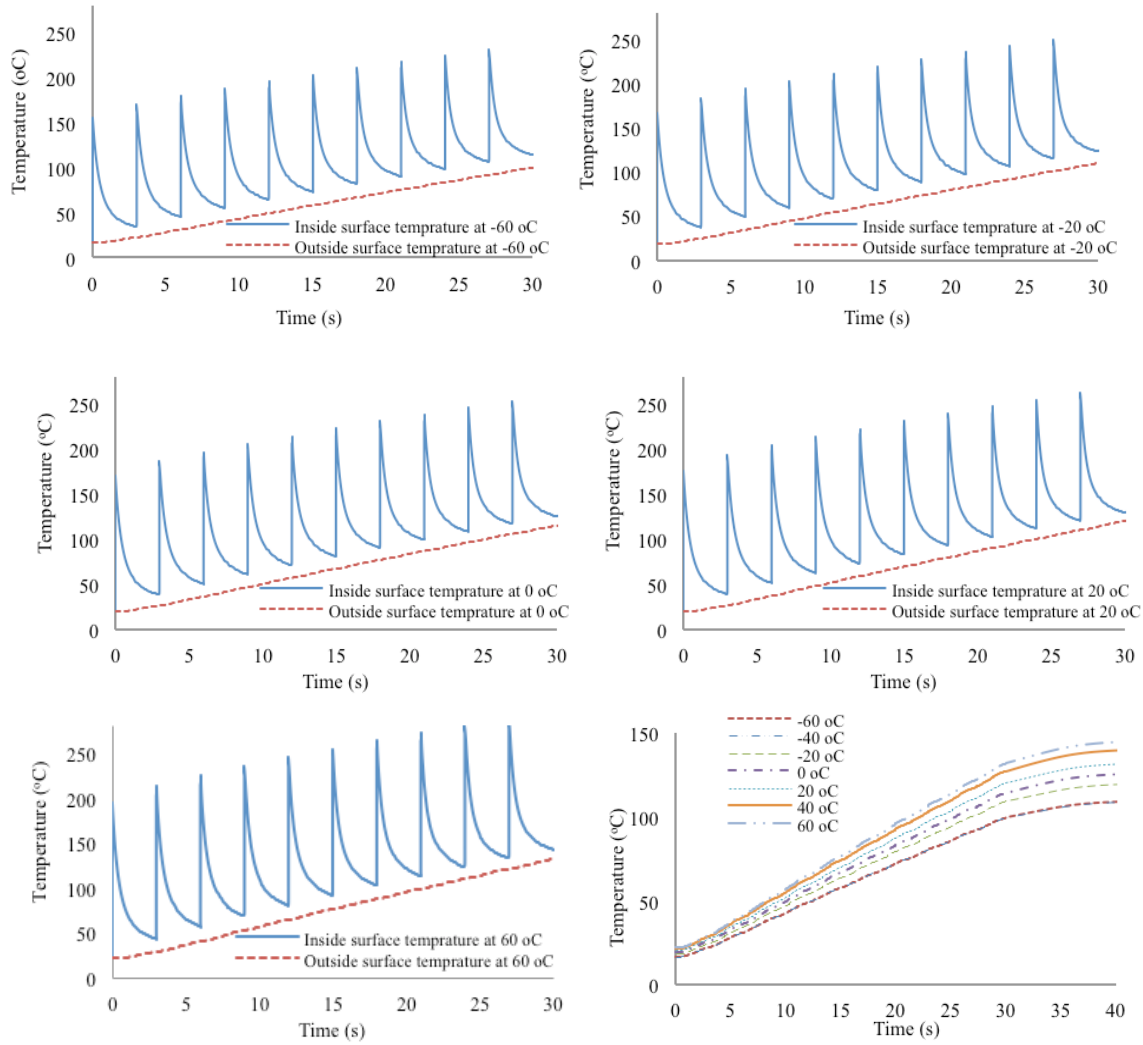


Figure 8 Temperatures of inner and outer walls as a function of time for different initial temperatures

Table 3 Maximum temperatures and stresses on the inner and outer walls for each grain size

Initial Temperature	Residence time of buller inside the barrel (ms)	Maximum temperature on the outer wall (^{o}C)	Maximum stress on the outer wall (MPa)	Maximum stress on the inner wall (MPa)
-60 ^{0}C	1.44	99.7	156	330
-20 ^{0}C	1.39	109.6	162	364
0 ^{0}C	1.37	114.1	167	370
20 ^{0}C	1.34	117.4	172	397
60 ^{0}C	1.27	136.4	197	425

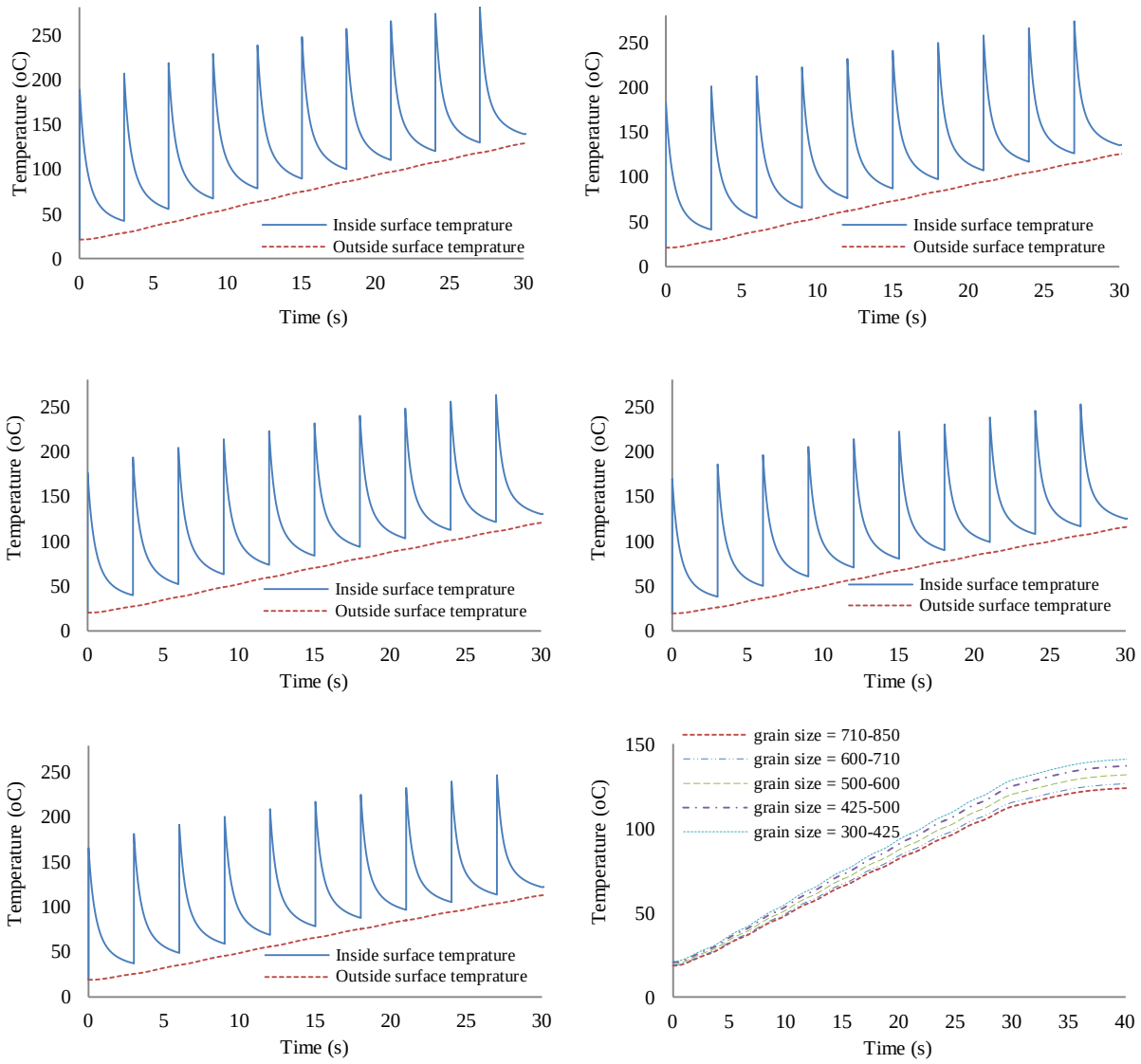


Figure 9. Temperatures of inner and outer walls as a function of time for different grain sizes (a) 300-425 μm, (b) 425-500 μm, (c) 500-600 μm, (d) 600-715 μm, (e) 715-850 μm.

Table 4 Maximum temperatures and stresses on the inner and outer walls for each grain size

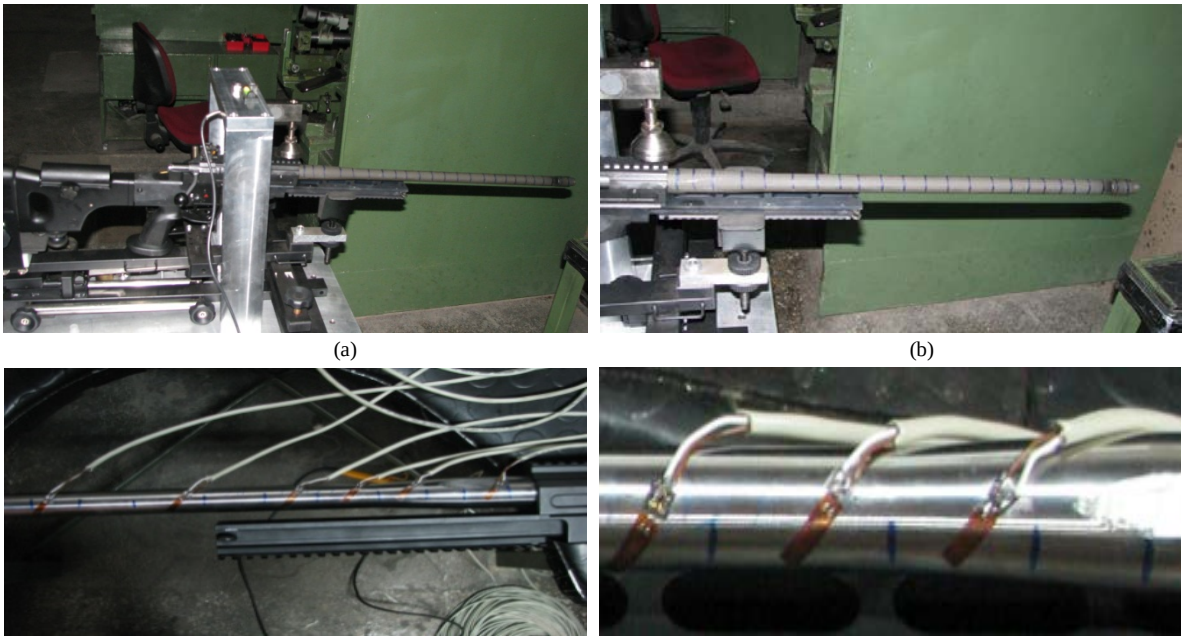
Grain Size (μm)	Residence time of buller inside the barrel (ms)	Maximum temperature on the outer wall (^{o}C)	Maximum stress on the outer wall (MPa)	Maximum stress on the inner wall (MPa)
300-425	1.27	141.0	182	416
425-500	1.30	137.8	176	402
500-600	1.34	129.2	172	397
600-710	1.37	127.2	166	374
710-850	1.42	124.6	162	342

As seen in Figures 8 and 9, the barrel heats up with respect to higher initial temperature and smaller grain size. As a result of this, burn rate increases.

4. EXPERIMENTS

In the experiments, thermocouple and strain gages were put at 24 locations as in the model. Data was gathered with a 50-Hz, 24-channel data acquisition system as seen in Figure 6. Tests were performed at 20 ^{0}C.

In the tests, magazines with a capacity of 10 cartridges were used. Bullets were 9.5 g and the solid propellant was 2.8 g. Temperature was measured with J thermocouples and data was gathered every 0.5 s. Tests were repeated until accurate results were obtained. Figure 8 shows temperatures from the original tests for different shooting periods.



(a) (b)

(c) (d)

Figure 10. (a) Test equipment, (b) barrel with 24 sections, (c) thermocouples, (d) strain gage

5. THERMO-MECHANICAL ANALYSIS AND MODEL VALIDATION

Experimental measurements of stress and temperature were collected at various locations on the outer wall of the barrel and the maximum pressure points on the inner wall. Simulation results for stress and temperature were collected at nodes corresponding to the experimental data collection points.

As seen in Figure 11, maximum temperatures for experimental-computational studies for the initial temperatures of -60, -20, 0, 20 and 60 ^{0}C were 99.7-110.0 ^{0}C, 101.3-116.6 ^{0}C, 109.6-120.6 ^{0}C, 114.1-125.9 ^{0}C, 117.4-132.5 ^{0}C, 129.4-140.5 ^{0}C, 136.2-145.5 ^{0}C.

As seen in Figure 12, maximum temperatures for experimental-computational studies for grain sizes of 300-425, 425-500, 500-600, 600-715 and 715-850 were 126.2-141 ^{0}C, 121.4-137.8 ^{0}C, 117.4-129.2 ^{0}C, 117.1-127.2 ^{0}C and 116.6-124.6 ^{0}C, respectively.

FEA results for temperature were 11% higher than the experiments. In addition, thermocouple responses were observed to be slow as seen in Figure 11. Uncertainty increased as the initial temperature decreased because of the accuracy of thermocouples at lower temperatures. The largest deviation occurred for the tests corresponding to the grain size of 300-425. The reason is that larger uncertainties occur while collecting data with a higher burn rate.

Differences between experimental and computational results are due to many factors. As an example, J-type thermocouples have slow responses and as the response time increases, heat loss (cooling) from the surface increases. This causes lower temperature measurement experimentally. Also, experimental errors and computational assumptions could affect the results.

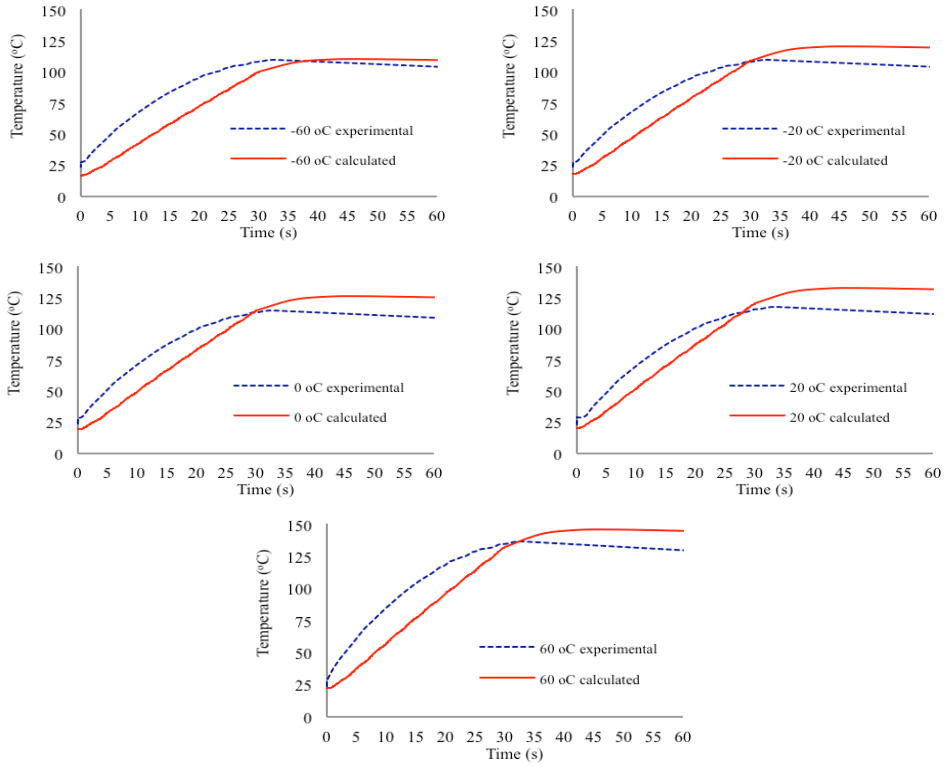
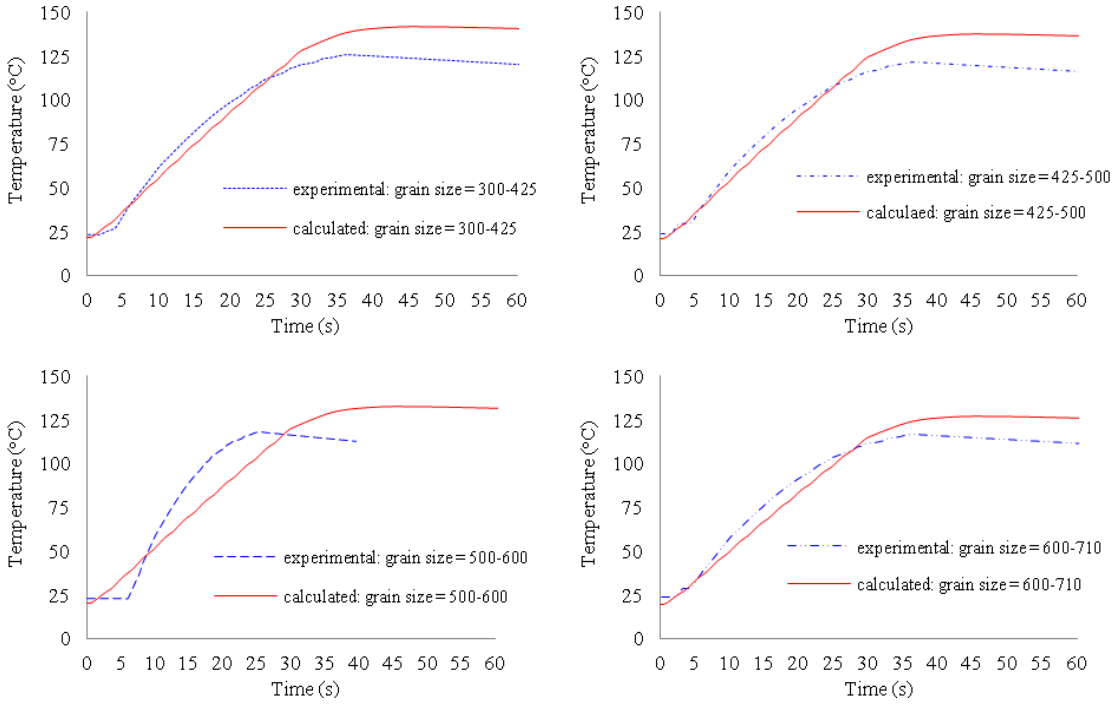


Figure 11 Comparisons of experimental and computational studies for temperature measurements for the periods of 3 s.

FEA results for temperature were 10% higher than the experiments. In addtion, thermocouple responses were observed to be slow as seen in Figure 10 and 11.

Differences between experimental and computational results are due to many factors. As an example, J-type thermocouples have slow responses and as the response time increases, heat loss (cooling) from the surface increases. This causes lower temperature measurement experimentally. Also, experimental errors and computational assumptions could affect the results.



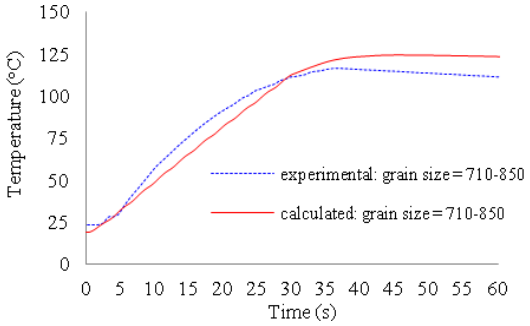


Figure 12 Comparisons of experimental and computational studies for temperature measurements for different grain sizes.

6. CONCLUSIONS

Variation of the initial temperature of the solid propellant changes combustion characteristics which affect dynamic pressure and temperature. From the computational and experimental studies performed in this work, it was seen that as the initial temperature of the solid propellant increased, the inner and outer wall temperatures, internal pressure and bullet velocity increased. With all the tests, the stresses on the inner wall were the highest at the first shooting while the stresses were very low on the outer wall due to small thermal gradients. As the successive shots continued, the thermal gradient on the inner wall decreased, leading to lower stresses.

The most important parameters to affect barrel behavior are thermal effects and stresses during successive shots. The current work included experimental and computational investigations of the effect of successive shots on temperature and thermal stresses on a barrel for periods of 3s. It was seen that as the time between successive shots increased, inner and outer wall temperatures got closer to each other but the barrel heated up more and the left over gases in the barrel continued heating the material. At the first shooting, thermal stresses were the largest on the inner surface due to large temperature differences but as the successive shots occurred, the temperature difference lowered and thermal stresses on the inner wall decreased while thermal stresses on the outer wall increased. Overall, the simulations showed good agreement with the experiments and can be used for parametric studies for small caliber weapon design.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors wish to thank to the Ministry of Industry of Turkey and to Turkish Mechanical and Chemical Industries (MKE) for financial support and technical cooperation.

REFERENCES

1. J. Corner, “Theory of the Interior Ballistics of Guns”, John Wiley & Sons Inc, New York, 1950.
2. AMCP 706-247 Ammunition Series, Section 4, Design For Projection, Headquarters, U.S. Army Materiel Command, July 1964.
3. Sutton G, P., “Rocket Propulsion Elements’’ Seventh Edition ISBN 978-0-471-08024-5 USA 2010
4. Kubato N., “Propellant And Explosives’’ ISBN: 3-527-30210-7 Germany 2002.
5. Jai Prakash Agrawal, ‘‘High Energy Materials” ISBN: 978-3-527-32610-5 , EY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim 2010.
6. E. Degirmenci, M. Hüsnü Dirikolu, “A Thermochemical Approach For The Determination Of Convection Heat Transfer Coefficients In A Gun Barrel”, Applied Thermal Engineering, 37 (2012) 275-279.
7. H.Yaman, V.Celik, E.Degirmenci, “Experimental investigation of the factors affecting the burning rate of solid rocket propellants”, Fuel 115 (2014) 794–803
8. N.Yilmaz, B.Donaldson, W.Gill, “Solid Propellant Burning Rate From Strand Burner Pressure Measurement”, Propellant, Explosives, Pyrotechnics Vol. 33, Issue 2, p. 109–117, April 2008
9. E.Degirmenci, “Effects Of Grain Size And Temperature Of Double Base Solid Propellants On Internal Ballistics Performance”, Fuel, 146 (2015) 95-102.
10. Xiong Gang Wu, Qi-Long Yan, Xin Guo, Xiao FeiQi, Xiao Jiang Li, Ke Qiang Wang ‘‘Combustion Efficiency And Pyrochemical Properties Of Micron-Sized Metal Particles As The Components Of Modified Double-Base Propellant’’ Acta Astronautica 68 (2011) 1098-1112.
11. L. Meda , G. Marra , L. Galfetti , F. Severini, L. De Luca., ‘‘Nano-aluminum as energetic material for rocket propellants’’ Materials Science and Engineering C 27 (2007) 1393–1396
12. Sung-Jin Song., Hak-Joon Kim., Sun-Feel Ko., Hyun-Taek Oh., In-Chul Kim., Ji-Chang Yoo., and Jung Yong Jung., ‘‘Measurement Of Solid Propellant Burning Rates By Analysis Of Ultrasonic Full Waveforms’’ Journal of Mechanical Science and Technology 23 (2009) 1112-1117

13. Haw-Long Lee, Yu-Ching Yang, Win-Jin Chang, Tser-Son Wu, “Estimation Of Heat Flux And Thermal Stresses In Multilayer Gun Barrel With Thermal Contact Resistance” Applied Mathematics and Computation 209 (2009) 211–221
14. Bin Wu a,, Gang Chen a, Wei Xia, “Heat Transfer In A 155 mm Compound Gun Barrel With Full Length Integral Midwall Cooling Channels” Applied Thermal Engineering 28 (2008) 881–888
15. Dong-Yoon Chunga, Naeho Shin b, Myoungho Ohc,Sam-Hyeon Yoo a, Seok-Hyun Nam “Prediction Of Erosion From Heat Transfer Measurements of 40mm Gun Tubes”, Wear 263 (2007) 246–250
16. Suneet Singh, Prashant K. Jain, Rizwan-uddin, “Analytical Solution To Transient Heat Conduction In Polar Coordinates With Multiple Layers In Radial Direction” International Journal of Thermal Sciences 47 (2008) 261–273
17. J.H. Underwood, G.N. Vigilante, and C.P. Mulligan, “Review of Thermo-Mechanical Cracking and Wear Mechanisms in Large Caliber Guns”, Wear, 263 (2007) 1616-1621.

EMISSION CHARACTERISTICS OF A DIESEL ENGINE FUELED WITH DIESEL-1-PENTANOL BLENDS

Nadir YILMAZ[1], Erol İLERI[2], Alpaslan ATMANLI[3], Francisco M. VIGIL[1]

[1]Department of Mechanical Engineering, New Mexico Institute of Mining and Technology, Socorro, NM, USA (yilmaznadir@yahoo.com)
[2]Gülhane Askeri Tıp Akademisi, ANKARA
[3]K.K. Astsb. Meslek Yüksek Okulu, Makine Bölüm Başkanlığı, BALIKESİR
[4]The University of Texas at Austin Department of Mechanical Engineering, Austin, TX, USA

ABSTRACT

The aim of the present study was to evaluate the exhaust emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel-1-pentanol blends. For experimental use, fuel blends were prepared by adding 1-pentanol (5%, 10%, 20%, 25% and 35% by volume) into diesel to achieve blends of D95Pen5, D90Pen10, D80Pen20, D75Pen25 and D65Pen35. In order to determine exhaust emission characteristics, engine tests were performed at four engine loads (0, 1.5, 2.25, 3 kW) with a constant engine speed (2000 rpm). The addition of 1-pentanol to diesel decreased lower heating value and cetane number of the blends. According to test results, an increase of 1-pentanol in the blends had a negative impact on exhaust gas temperature. The higher latent heat of evaporation of 1-pentanol caused a cooling effect in cylinder, reduction in combustion efficiency and increase in carbon monoxide (CO) and hydrocarbon (HC) emissions. Also the addition of 1-pentanol to diesel has a significant impact on the increase of oxides of nitrogen (NO_x) emissions. However, B95Pen5 blend is promising candidate for decreasing exhaust gas temperature, CO and NO_x emissions at the expense of increasing HC emissions.

Keywords: Biofuels, pentanol, exhaust emission, diesel engine.

DİZEL-1-PENTANOL KARIŞIMINI YAKIT OLARAK KULLANAN BİR DİZEL MOTORUNUN EGZOZ EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİ

ÖZET

Bu çalışmanın amacı, dizel-1-pentanol karışımını yakıt olarak kullanan bir dizel motorun egzoz emisyon karakteristiklerinin değerlendirilmesidir. Deneylerde kullanmak için dizel yakıtı içerisine hacimsel olarak 5%, 10%, 20%, 25% ve 35% 1-pentanol eklenerek B95Pen5, B90Pen10, B80Pen20, B75Pen25 and B65Pen35 karışımları hazırlanmıştır. Egzoz emisyon karakteristiklerinin belirleyebilmek için motor testleri dört değişik yükte (0, 1.5, 2.25, 3 kW) ve sabit motor devrinde (2000 rpm) gerçekleştirilmiştir. 1-Pentanolün dizel yakıtına eklenmesi, karışımların alt ısıl değeri ve setan sayısını azaltmıştır. Test sonuçlarına göre, karışım içindeki 1-pentanolün artması egzoz gaz sıcaklıkları üzerinde olumsuz bir etkisi vardır. 1-pentanolün yüksek gizli buharlaşma ısısı, silindir içinde bir soğutma etkisine, yanma veriminin düşmesine ve karbon monoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) emisyonlarının artmasına neden olmuştur. Aynı zamanda dizel yakıtı içerisine 1-pentanolün eklenmesi NO_x emisyonlarının ciddi derecede artmasına neden olmuştur. Fakat, B95Pen5 karışımı HC emisyonunu artırması pahasına egzoz gaz sıcaklıklarını, CO ve NO_x emisyonlarının azaltmak için aday bir yakıt olarak görülmektedir.

Anahtar kelimeler: Biyoyakıt, pentanol, egzoz emisyon, dizel motor.

1. INTRODUCTION

Demands to use the world's fossil fuel reserves have been getting higher recently due to global industrialization and the increase of road vehicles running on petroleum-based fuels. Nowadays, fossil fuels are used mostly in the transportation sector; in which diesel is the most commonly used fuel. Due to the decrease in petroleum resources and increase in tighter emission regulations, countries have been inclined to find and use alternative energy resources that are renewable, cost-effective and clean. Among these energy alternatives, it is anticipated that bioalcohols will be the suitable resources for diesel engines because of the economical and environmental impacts [1-3].

Alcohols, a family of organic molecules, can be used in internal combustion engines. Because alcohols can be produced from biomass and they have big potential for use in diesel engines. Literature shows that research with regards to alcohol use in diesel engines shows mostly evaluation of methanol (CH_3OH) and ethanol (C_2H_5OH), and also, butanol (C_4H_9OH) in recent years [4-6]. While ethanol can be produced from the fermentation of renewable biomass, methanol can be made of coal and petroleum based materials. However, if ethanol is mixed with diesel fuel for use in diesel engines, phase separation occurs under 10 °C [7]. Butanol, in the class of higher alcohols, affects diesel engine performance negatively due to its lower cetane number as compared to diesel [8,9].

Use of alcohols in diesel engines is important due to reduction of emissions and use of less fossil fuels. However, because of fuel properties of alcohols including low cetane numbers, it may not be possible to use them directly in diesel engines.

In addition, alcohol molecules contain alkyl and hydroxyl which allow alcohols to mix with diesel regardless of the number of carbon molecules. Thus, pentanol ($C_5H_{11}OH$), which is a higher alcohol, has a potential for use in diesel engine and there is very limited research regarding this fuel in literature.

Campos-Fernandez et al. [10] examined four different 1-butanol/diesel and 1-pentanol/diesel blends in a direct injection diesel engine. They found a slight decrease in BSFC for 1-butanol/diesel blends compared to that of 1-pentanol/diesel blends and diesel fuel. Also, they proposed 30% Butanol/diesel fuel blend and 25% 1-pentanol/diesel fuel blend as an alternative diesel fuel without significant loss of performance. Wei et al. [11] tested DP10, DP20 and DP30 (10, 20 and 30 vol.% pentanol fraction in diesel fuel) blends, which showed higher BSFC, HC, CO and NO_x emissions, while lower particulate mass concentration than diesel fuel.

As compared to the lower alcohols, pentanol can be easily blended with diesel due to the number of carbons in its chemical structure, higher cetane number, calorific value, viscosity, flame speed, lower latent heat of evaporation and pressure, ignition temperature, lower risk for corrosion, lower polarity and the ability to create miscible solutions with it [10-12]. Although there is limited research in literature with regards to the use of pentanol in diesel engines, it is a kind of alcohol that has more potential than lower alcohols due to advantages as outline above [13-15].

The main purpose of this work is to investigate the emission characteristics of a diesel engine running on diesel and diesel which is blended with 1-pentanol, currently viewed as a next generation alternative fuel. With that purpose, 5 vol.%, 10 vol.%, 20 vol.%, 25 vol.% and 35 vol.% of 1-pentanol was blended with diesel to create D95Pen5, D90Pen10, D80Pen20, D75Pen25 and D65Pen35, respectively. Emission characteristics of diesel-1-pentanol blends were compared to baseline fuels of diesel.

2. EXPERIMENTAL PROCEDURE AND SPECIFICATIONS

2.1. Test Facility

The experiments were performed on a Subaru RGD 3300H type, direct injected, single cylinder diesel engine generator (Figure 1). The main technical characteristics of the test engine are tabulated in Table 1. The exhaust emissions were measured with an EMS 5002 exhaust gas analyzer. The analyzer provided a HC measurement range of 0-2000 ppm with a resolution of 1 ppm, CO range of 0-10 vol.% with a resolution of 0.01vol.%, CO_2 range of 0-20 vol.% with a resolution of 0.1 vol.%, O_2 range of 0-25 vol.% with a resolution of 0.01 vol.% and NO range of 0-5000 ppm with a resolution of 1 ppm. The fuel mass consumption was measured by comparison of the mass of fuel before and after each 20 min trial time for each fuel at each load. In order to measure exhaust gas temperature a K-type thermocouple was used. Engine performance and exhaust emission tests were carried out at fixed engine speed of 2000 rpm and four loads 0, 1.5, 2.25 and 3 kW supplied by a series of electrical resistance elements without any engine modification.

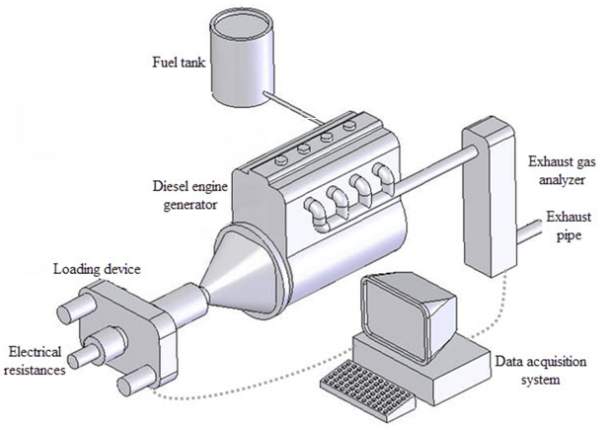


Figure 1. Schematic layout of the test equipment

Experiments were repeated three times in order to increase confidence in measurements of exhaust gas emissions and averaged values were reported in this work.

Table 1. Technical specifications of the test engine

Engine type	Subaru RGD 3300H
Displacement (ml)	347
Fuel injection system	Direct
Max. power (kW)	33
Speed (rpm)	3300
Compression Ratio	19:1
Number of cylinders	1
Number of cycles	4-Cycle
Intake system	Natural aspirated
Cooling system	Air Cooled

2.2. Test Fuels

1-pentanol, also named pentanol throughout the present study, of technical grade (99.9 % purity) was obtained from Univar, and diesel was purchased from Valero. Test blends were prepared by the splash-blending method, which is the most common and cheapest process. All fuel blends were miscible and stable for the duration of the tests. The basic properties of the test fuels are presented in Table 2.

Table 2. The basic properties of test fuels

Fuel	Density (g/ml)	Lower heating value (Mj/kg)	Cetane number	Kinematic viscosity (mm^2/s) at 40 °C
Diesel	0.818	44.8	54.00	2.95
Pentanol	0.815	34.94	20.00	2.89
D95Pen5	0.817	44.30	52.30	2.94
D90Pen10	0.816	43.80	50.60	2.93
D80Pen20	0.814	42.83	47.2	2.91
D75Pen25	0.813	42.35	45.50	2.90
D65Pen35	0.811	41.40	42.10	2.88

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Exhaust Gas Temperature

The variations of exhaust gas temperature as a function of engine load for diesel and diesel-pentanol blends are illustrated in Figure 2. Exhaust gas temperature increased with respect to the load for all the fuels. As engine load increases, the amount of fuel injected into the combustion chamber increases, which leads to an increase of in-cylinder temperature [16-17].

With the addition of pentanol to diesel, higher exhaust gas temperatures were experienced as compared to diesel. The average exhaust gas temperatures of D95Pen5 and D90Pen10 decreased by 8.65 and 3.40%, while D80Pen20, D75Pen25 and D65Pen35 increased by 3.58, 14.65 and 12.54%, respectively compared to that of diesel. As can be seen in Figure 2, addition of pentanol to diesel leads to decrease cetane numbers of diesel-pentanol blends (see Table 2), causing an increase of exhaust gas temperatures. Literature shows that the addition of 10% and 20% pentanol to diesel caused average increases of 6.38% and 9.35% in ignition delays [11]. Moreover, the oxygen content of pentanol positively affects combustion efficiency and contributes to the increase of exhaust gas temperature as the same time.

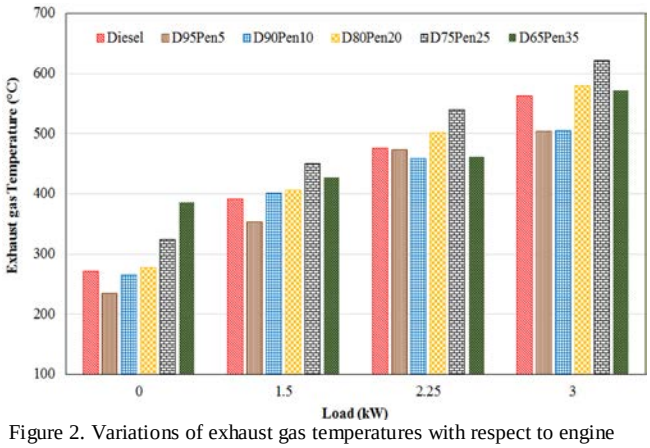


Figure 2. Variations of exhaust gas temperatures with respect to engine load

3.2. CO Emission

The variations of CO emission as a function of engine load for diesel and diesel-pentanol blends are depicted in Figure 3. Lack of oxygen concentration in-cylinder and overly lean or rich mixtures leads higher CO formation [14]. Higher percentage of pentanol in the blended fuel leads to higher HC emissions at all loads, specifically, at the engine load of 0 and 1.5 kW. As compared to diesel, D90Pen10, D80Pen20, D75Pen25 and D65Pen35 had average increases of 14.8%, 30.03%, 64.0% and 168.91% for CO emissions. These results are similar to those of Wei et al. [11] and Li et al. [18] in literature. The higher latent heat of evaporation of pentanol causes absorption of more heat from the combustion chamber which leads to a cooling effect, lower combustion efficiency and higher CO emissions. In addition, the lower cetane number of pentanol plays a key role in the increase of CO emissions. Compared to other diesel-pentanol blends, the addition of 5 vol.% pentanol to diesel had adverse impacts on the CO formation. D95Pen5 gave an average reduction in CO emissions of 16.39%.

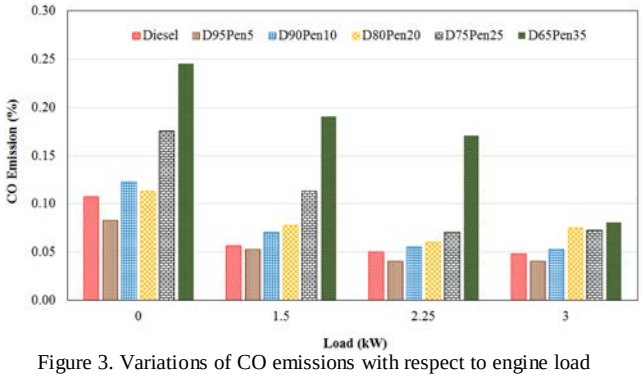


Figure 3. Variations of CO emissions with respect to engine load

3.3. HC Emission

Figure 4 shows the variations of HC emissions as a function of engine load for diesel and diesel-pentanol blends. HC emissions form due to incomplete combustion or slower oxidation reactions because of very rich or poor fuel-air ratios inside the cylinder, heat loss to cold regions around cylinders and flame quenching in these regions [1,2,19]. For all test fuels, the HC emissions decrease with increasing engine load. This reduction trend in HC emission can be attributed to the higher in-cylinder gas temperature related to higher engine load. Similar to CO emissions, D95Pen5, D90Pen10, D80Pen20, D75Pen25 and D65Pen35 emitted higher HC emissions compared to those of diesel. HC emission of D95Pen5, D90Pen10, D80Pen20, D75Pen25 and D65Pen35 increased an average of 16.63, 45.55, 97.78, 182.10 and 379.48% as compared to diesel. Similar findings were reported by Wei et al. [11], Imtenan et al. [20] and Sharon et al. [21]. Pentanol has higher latent heats of vaporization, leading to cooling and quenching effect in the cylinder which contributes to the increase of HC formation.

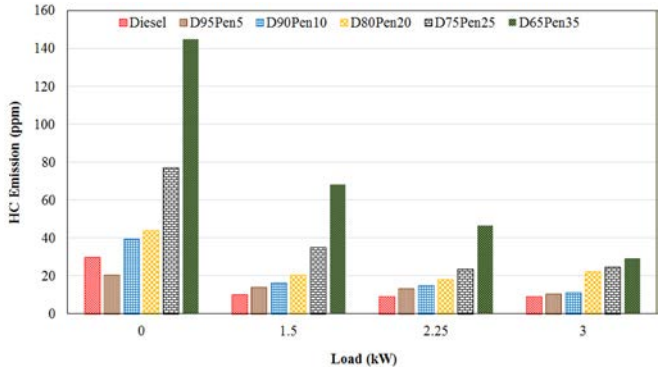


Figure 4. Variations of HC emissions with respect to engine load

3.4. NO_x Emission

Figure 5 demonstrates the variations of NO_x emissions with respect to engine load for diesel and diesel-pentanol blends. As can be seen in Figure 5, NO_x emissions increase with increasing engine load, which leads to higher combustion temperatures result in higher NO_x emission [22].

Comparing with diesel, NO_x emissions of diesel-pentanol blends show no noticeable difference at no load condition. However, as engine load increasing, the increases of difference between diesel and diesel-pentanol blends were observed. As compared to diesel fuel, D95Pen5 and D90Pen35 decreased NO_x emissions with average 15.21 and 24.64%, respectively. On the other hand, D80Pen10, D75Pen20 and D65Pen25 emitted higher NO_x emissions as 13.04, 10.21 and 29.28%, respectively compared to that of diesel. The lower cetane numbers of pentanol cause ignition delay and more fuel accumulation, increasing the amount of fuel in premixed combustion [23]. Then, post-combustion temperatures increase leading to higher NO_x [24,25]. Also, the amount of oxygen in higher alcohols may affect the combustion positively. However, the amount of oxygen in pentanol may cause an increase of fuel-lean regions which affect the combustion negatively. In addition, the higher latent heat of evaporation of the pentanol may allow for absorption of heat from the combustion chamber and lead to a reduction of NO_x formation. The temperature distribution inside the cylinder and the amount of high/low temperature regions can affect NO_x formation and lead to an increase/decrease of NO_x in those regions.

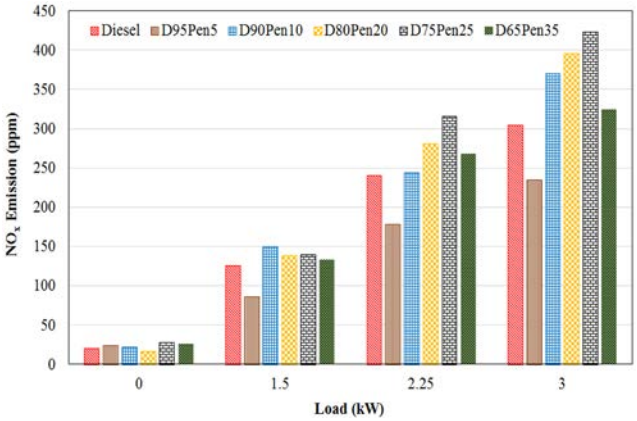


Figure 5. Variations of NO_x emissions with respect to engine load

5. CONCLUSIONS

In this work, effects of the addition of pentanol to diesel were examined on the exhaust emission characteristics without any engine modification. Main conclusions from this study can be outlined as follows:

- With any engine modification, diesel-pentanol blends were safely used and tested in a diesel engine.
- The addition of pentanol decreased lower heating value and cetane number of the blends. The lower heating value is due to the high oxygen content in pentanol.
- Presence of 5% and 10% pentanol in the blends decreased exhaust gas temperatures as compared to that of diesel. However, 20%, 25% and 35% pentanol blends increased exhaust gas temperatures on average of 3.58, 14.65 and 12.54%, respectively compared to diesel. Higher oxygen content of pentanol leads to increase of combustion efficiency, which cause higher exhaust gas temperatures.

- D90Pen10, D80Pen20, D75Pen25 and D65Pen35 produced higher CO emission than diesel due to higher latent heat of evaporation of pentanol. However, D95Pen5 had adverse impacts on the CO formation.
- All pentanol blends produced higher HC emissions than that of diesel. These increments can be attributed to higher latent heat of evaporation of pentanol.
- Presence of 5% and 35% pentanol in the blends decreased NO_x emissions as compared to that of diesel. However, 20%, 25% and 35% pentanol blends produced 3.58, 14.65 and 12.54% higher NO_x emissions than diesel.
- D95Pen5 can be used as alternative fuels in a diesel engine for decreasing exhaust gas temperature, CO and NO_x emissions at the expense of increasing HC emissions.

REFERENCES

[1] Agarwal AK, Rajamanoharan K. Experimental investigations of performance and emissions of Karanja oil and its blends in a single cylinder agricultural diesel engine. Applied Energy 86, 106-112, 2009.

[2] İleri E, Kocar G. Effects of antioxidant additives on engine performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with canola oil methyl ester–diesel blend. Energy Conversion and Management 76, 145-154, 2013.

[3] Yilmaz N, Vigil FM, Benalil K, Davis SM, Calva A. Effect of biodiesel–butanol fuel blends on emissions and performance characteristics of a diesel engine. Fuel 135, 46-50, 2014.

[4] Rakopoulos DC. Combustion and emissions of cottonseed oil and its bio-diesel in blends with either n-butanol or diethyl ether in HSDI diesel engine. Fuel 105, 603-613, 2013.

[5] Yilmaz N. Comparative analysis of biodiesel-ethanol-diesel and biodiesel-methanol-diesel blends in a diesel engine. Energy 40, 201-203, 2012.

[6] Yilmaz N, Vigil FM, Donaldson AB, Darabseh T. Investigation of CI engine emissions in biodiesel–ethanol–diesel blends as a function of ethanol concentration. Fuel 115, 790-793, 2014.

[7] Qi DH, Chen H, Geng LM, Bian YZ. Effect of diethyl ether and ethanol additives on the combustion and emission characteristics of biodiesel-diesel blended fuel engine. Renewable Energy 36, 1252-1258, 2011.

[8] Atmanlı A, Ileri E, Yuksel B. Effects of higher ratios of n-butanol addition to dieselevegetable oil blends on performance and exhaust emissions of a diesel engine. Journal of the Energy Institute 88, 209-220, 2015.

[9] Yao M, Wang H, Zheng Z, Yue Y. Experimental study of n-butanol additive and multi-injection on HD diesel engine performance and emissions. Fuel 89, 2191-2201, 2010.

[10] Campos-Fernández J, Arnal JM, Gómez J, Dorado MP. A comparison of performance of higher alcohols/diesel fuel blends in a diesel engine. Applied Energy 95, 267-275, 2012.

[11] Wei L, Cheung CS, Huang Z. Effect of n-pentanol addition on the combustion, performanceand emission characteristics of a direct-injection diesel engine. Energy 70, 172-180, 2014.

[12] Tuccar G, Ozgur T, Aydın K. Effect of diesel–microalgae biodiesel–butanol blends on performance and emissions of diesel engine. Fuel 132, 47-52, 2014.

[13] Atmanli A, Yuksel B, Ileri E, Karaoglan AD. Response surface methodology based optimization of diesel–n-butanol–cotton oil ternary blend ratios to improve engine performance and exhaust emission characteristics. Energy Conversion and Management 90, 383-394, 2015.

[14] Atmanli A, Ileri E, Yuksel B, Yilmaz N. Extensive analyses of diesel–vegetable oil–n-butanol ternary blends in a diesel engine. Applied Energy 145, 155-162, 2015.

[15] Atmanli A, Ileri E, Yuksel B. Experimental investigation of engine performance and exhaustemissions of a diesel engine fueled with diesel–n-butanol–vegetable oil blends. Energy Conversion and Management 81, 312-321, 2014.

[16] İleri E, Kocar G. Experimental investigation of the effect of fuel injection advance on engine performance and exhaust emission parameters using canola oil methyl ester in a turbocharged direct-injection diesel engine. Energy and Fuels 23, 5191-5198, 2009.

[17] Rizwanul Fattah IM, Masjuki HH., Kalam MA, Mofijur M, Abedin MJ. Effect of antioxidant on the performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with palm biodiesel blends. Energy Conversion and Management 79, 265-272, 2014.

[18] Li L, Wang J, Wang Z, Liu H. Combustion and emissions of compression ignition in a direct injection diesel engine fueled with pentanol. Energy 80, 75-81, 2015.

[19] Serrano M, Oliveros R, Sánchez M, Moraschini A, Martínez M, Aracil J. Influence of blending vegetable oil methyl esters on biodiesel fuel properties: Oxidative stability and cold flow properties. Energy 65, 109-115, 2014.

[20] Imtenan S, Masjuki HH, Varman M, Rizwanul Fattah IM, Sajjad H, Arbab MI. Effect of n-butanol and diethyl ether as oxygenated additives on combustion–emission-performance characteristics of a multiple cylinder diesel engine fuelled with diesel–jatropha biodiesel blend. Energy Conversion and Management 94, 84-94, 2015.

[21] Sharon H, Shiva Ram PJ, Fernando KJ, Murali S, Muthusamy R. Fueling a stationary direct injection diesel engine with diesel-used palm oil–butanol blends – An experimental study. Energy Conversion and Management 73, 95-105, 2013.

[22] Ileri E, Kocar G. Experimental investigation of the effect of antioxidant additives on NOx emissions of a diesel engine using biodiesel. Fuel 125, 44-49, 2014.

[23] Campos-Fernandez Arnal JM, Gómez J, Lacalle N, Dorado MP. Performance tests of a diesel engine fueled

with pentanol/diesel fuel blends. Fuel 107, 866-872, 2013.
[24] Kocak MS, Ileri E, Utlu Z. Experimental study of emission parameters of biodiesel fuels obtained from canola, hazelnut, and waste cooking oils. Energy and Fuels 21, 3622-3626, 2007.
[25] Atmanli A, Yuksel B, Ileri E. Experimental investigation of the effect of diesel–cotton oil–n-butanol ternary blends on phase stability, engine performance and exhaust emission parameters in a diesel engine. Fuel 109, 503-511, 2013.

EFFECTS OF GUN PROPELLANT GRAIN SHAPE AND COMBUSTION CHARACTERISTICS ON INTERNAL BALLISTICS

Nadir YILMAZ[1], Ercan DEĞİRMENCİ[2, *], Celal EVCİ[2], Mehmet MACAR[2], Halil IŞIK[2]

[1]Department of Mechanical Engineering, New Mexico Institute of Mining and Technology, NM, USA

[2]Turkish Military Academy, Ankara, Turkey

ÖZET

Konvansiyonel silah mermileri, enerjilerini sadece namlu içinde ve sevk yakıtının yanma enerjisinden alırlar. Sevk yakıtlarının yanma karakteristikleri silah performansını belirleyen en önemli parametrelerdendir. Bu çalışmada; uzun silindirik, kısa silindirik, tek (single-perforated) ve çok delikli (multi-perforated) silindirik geometrik şekilli çift bazlı katı sevk yakıtları incelemiştir. Numunelerin yanma hızları, laboratuvarda kapalı basınç bomba kabında, namlu basıncı ve mermi hızları ise özel poligonda atışlı testlerle ölçülmüştür. 25 mm namlu kullanılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Yanma yüzeyleri arasındaki mesafe kısaldıkça ve yanma yüzeyi arttıkça; yanma hızının, namlu basıncının ve mermi hızının ve namlu içinde yanan yakıt miktarının arttığı ve merminin namluyu terk etme suresinin azaldığı görülmüştür.

ABSTRACT

Bullets in conventional weapons receive their propulsion and spin energies only from solid propellant fuels or gun powders. Thus, one of the most important design parameters that affect bullet performance and range is burn rate of solid fuel or gun propellant. In this work, double base propellants with cord (long cylinder), pellet (short cylinder), single-perforated and multi-perforated grains were investigated. The burn rates of test samples were determined in laboratory conditions using a closed pressure bomb, while internal barrel pressure and bullet velocities were measured in a shooting range with field tests. The tests were carried out using a 25-mm long barrel. Results indicated that burn rate, internal barrel pressure, bullet velocity and the amount of the propellant burned inside the barrel increased and residence time of the bullet inside the barrel decreased as the burning surface area and the web thickness increased.

Keywords: Burn rate, solid propellant, barrel, internal ballistics.

*Correspondence to: Ercan Degirmenci, Email: ercan1011@gmail.com

1. INTRODUCTION

Solid propellant fuels or gun powders provide chemical energy, which is converted to kinetic energy for conventional bullets to spin and move along the weapon barrel. Thus, burn rate is one of the most important design parameters for bullet performance and range. Burn rate depends on many factors including combustion pressure, grain geometry, temperature, energetic materials, combustion sensitivity, chemical ingredients, percentage of oxidized materials and ignition energy. In solid propellants, combustion starts from the outer surface and propagates perpendicular to the burning surface, expanding radially outward [1]. The rate of change of solid propellant as burn rate can be expressed as [1-4]:

$$w\frac{dr}{dt} = kTP^n \qquad (1)$$

where r is burn rate (mm/s), T is temperature (^{0}K), w is the minimum distance between burning surfaces (web thickness), P (kPa) is pressure, and k and n are experimental constants.

Because of complex physical and chemical events, solid propellant combustion is not known to the fullest extent, but advanced combustion models allow one to investigate flame structure, gaseous phases and other products with mathematical models [1-5].

Solid propellants have fuel and an oxidizer in their own chemical structures and burn without the need for external oxidizers. Propellant grains, based on their combustion surfaces, can be divided into three categories as regressive, neutral and progressive burning. Regressive burning grains are cylindrical, spherical or cubic. Neutral burning grains have central cores and multi-perforated grains are usually progressive burning [1-9].

The burn rate of solid propellants changes as a function of various factors. Pressure and burn rate may increase with the addition of Al to double base solid

rocket propellants [6,7]. Combustion chamber pressure is another important parameter affecting the burn rates of solid propellants. Under different pressures, fuel compositions, percentages of ammonium perchlorate (AP) and grain size greatly affect burn rate. For different AP amounts, it was seen that higher pressure increased burn rate [8-9]. Xiong-Gang et al. investigated burn rate and pressure relation of double base propellants with an initial temperature of 293 ^{0}K [10]. Composite modified double base propellants with the addition of micron-sized energetic materials were tested, and the burn rates of the samples were measured as a function of pressure within the range of 1-22 MPa pressure. In addition, burn rate, burn surface and pressure relations were also investigated [11-14] and it was found that burn rate increases as the specific burn surface increases and the grain size decreases.

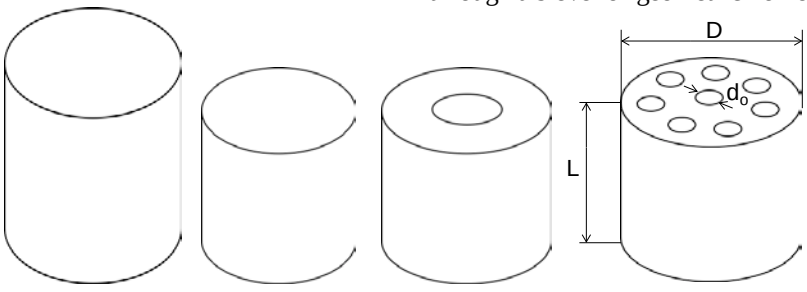
Also, an increase of the initial combustion chamber temperature and pressure increases burn rate. Thus, as the combustion chamber temperature increases, the final combustion pressure and burn rate increases and combustion duration decreases [14].

Solid propellant burn rate is measured using two methods. The first method measures the burn rate under constant pressure in a nitrogen environment by determining the combustion speed of the solid fuel rod. This is an expensive and time-consuming approach. The second approach is the ultrasonic method that uses constant volume combustion and determines burn rate based on gathered data from high frequency sound waves [8]. Ultrasonic signal and pressure measurements require simultaneous analysis of a wide range of pressures during the solid combustion [1,2,7,12]. Strand burners are also used to measure pressure and burn rate, as well as, to predict burn rate from pressure measurements [13].

In this work, double base propellants with cord (long cylinder), pellet (short cylinder), single perforated and multi-perforated (7 holes) grains were tested and internal barrel pressure and bullet velocity were determined for each configuration. Experiments were performed under laboratory conditions, as well as, in a shooting range. In laboratory conditions, each test sample was tested in a closed pressure bomb and burn rates were measured. In the shooting range, double base propellants with the different grains were tested in a 25-mm long barrel with multiple gun shots. Internal pressure was calculated by measuring stress and strain at various locations on the barrel using piezoelectric sensors and strain gages. It was seen that internal pressure and bullet velocity increased as the burn surface increased and the web thickness decreased.

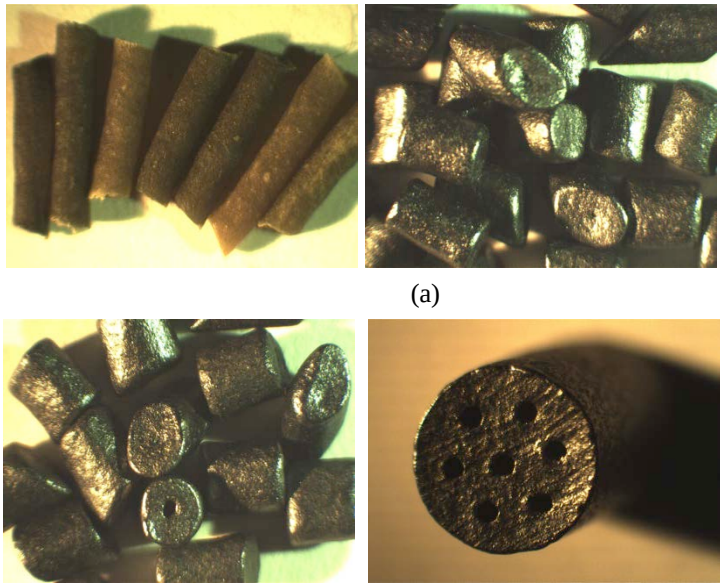
2. EXPERIMENTAL SPECIFICATIONS

Experiments were performed in two stages: under a laboratory setting and in a shooting range. The same test samples were used under both conditions. Four different geometries of double base propellant (85% nitrocellulose and 15% nitroglycerin) grains were used in the tests which included cord (long cylinder), pellet (short cylinder), single-perforated and multi-perforated (seven holes) grains. Geometric details of the propellant grains are shown in Figure 1. Figure 2 shows the digital images of the actual grains. For each grain type based on the web thickness, the ratio of experimental constants k/w is given in Table 1. In order to maintain the geometric dimension of the sample constant, each type of grain was passed through a sieve for geometric homogeneity.



	l	D	d_o	w
a	12.0	2.24	-	2.24
b	3.0	2.24	-	2.24
c	3.0	2.24	0.3	0.97
d	3.0	2.24	0.24	0.38

Figure 1. Geometric properties of grains for (a) cord (long cylinder), (b) pellet (short cylinder), (c) single-perforated, (d) multi-perforated (seven holes) double based propellants. D: grain diameter (mm), l: grain length (mm), d_0: internal hole diameter of single-perforated and multi-perforated grains.



(a) (b)

(c) (d)

Figure 2. Enlarged digital images of the sample grains used in the tests: (a) cord, (b) pellet, (c) single-perforated, (d) multi-perforated.

Table 1. Experimental burn rate constants of double base propellants

Adiabatic Flame Temperature (^{0}K)	Heat of Combustion (cal/g)	Covolume	Density (g/cm^3)	Combustion Constant (k)	Pressure Exponent (n)
2570	960	29.92	1.58	0.00086	0.63

w	Propellant Shape			
	Cord	Pellet	Single-Perforated	Multi-Perforated
	0.46	0.46	0.42	0.37

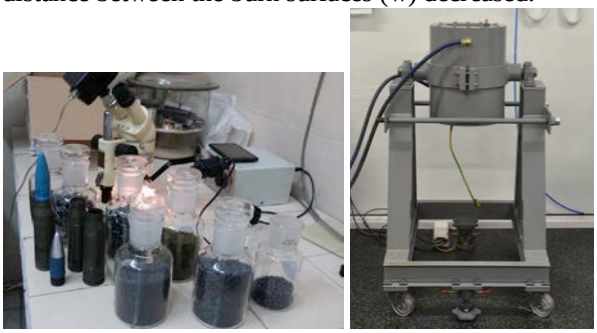
3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Solid Propellant Burn Rate Measurement with the Method of High Frequency Ultrasonic Wave and Pressure Change

Burn rates of solid propellants can be measured in a closed pressure bomb at constant volume without gas leak. Consumption of solid propellant or burn rate is determined based on the gas pressure that is released due to combustion of the propellant. Pressure is measured using a piezo-electric transducer [9].

During the laboratory tests, all of the sample propellants were located inside an oven at 26 ^{0}C and the environment in which the closed pressure bomb was held was kept at the same temperature, as well. Burn rates of the propellants were measured inside a constant volume bomb (200 cm^3) for the ranges of 10-90 MPa. Variations of the burn rates as a function of pressure for the four types of grains are shown in Figure 3 and Figure 4.

As seen in the figure, the burn rate of each propellant increased with increasing pressure. When burn rates are compared to one another for different grain types based on Table 1, burn rate increased as the burn surface increased and the web thickness or the distance between the burn surfaces (w) decreased.



(a) (b)

Figure 3. Propellant examples and bullet installation(a), closed bomb(b).

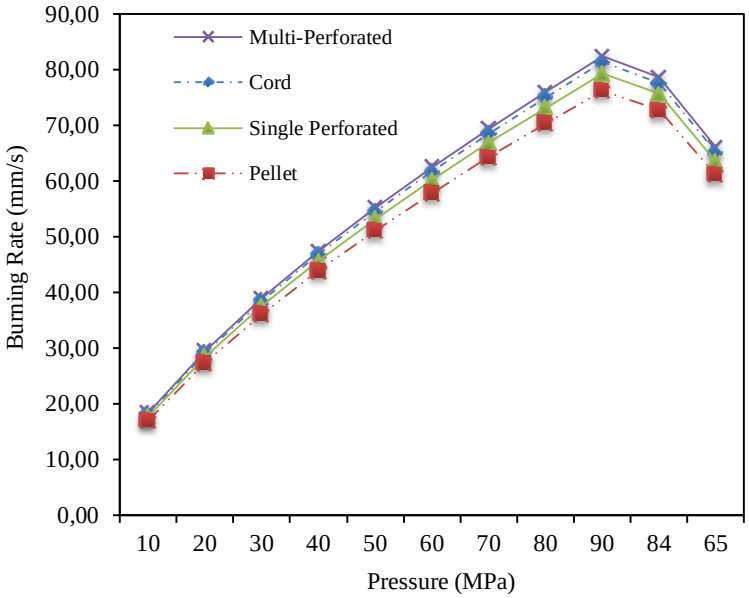


Figure 4. Burn rate vs. pressure for the four types of grains

3.2. Investigation of Internal Ballistics Characteristics in a Shooting Range

Cord, pellet, single-perforated and multi-perforated grains of double base propellants were prepared for tests in a shooting range. Using the sample propellants, 25-mm diameter anti-aircraft gun ammunitions were made and tested using a 25-mm test barrel. Sample bullets had an average mass of 140 g. A total of 40 ammunitions were made with 10 ammunitions for each grain type. During shooting tests, internal barrel pressure and stress were measured using strain gages on the external barrel surface and piezoelectric sensors on the internal barrel surface, and data was gathered with a 16-channel, 50 kHz capacity data acquisition system. Internal barrel pressure as a function of distance and time were determined using the real time data. Muzzle velocity at the barrel exit was measured using a Doppler radar. Figure 4 shows the experimental setup of the field tests.



Figure 5. The 25-mm test barrel and experimental setup of shooting range tests

Because shootings were carried out within one minute, barrel heating could not be measured properly. However, temperature distributions formed during shootings inside the barrel and on the internal surface of the barrel were calculated using an accurate method outlined in literature [5,15].

Figures 5-6 show variations of internal barrel pressure and bullet velocity along the barrel length for the double base propellants of different grain types. As the propellant burn continued along the

barrel axis, the multi-perforated double base propellant created a higher maximum pressure (4257 bar) and faster bullet exit velocity than the other propellants.

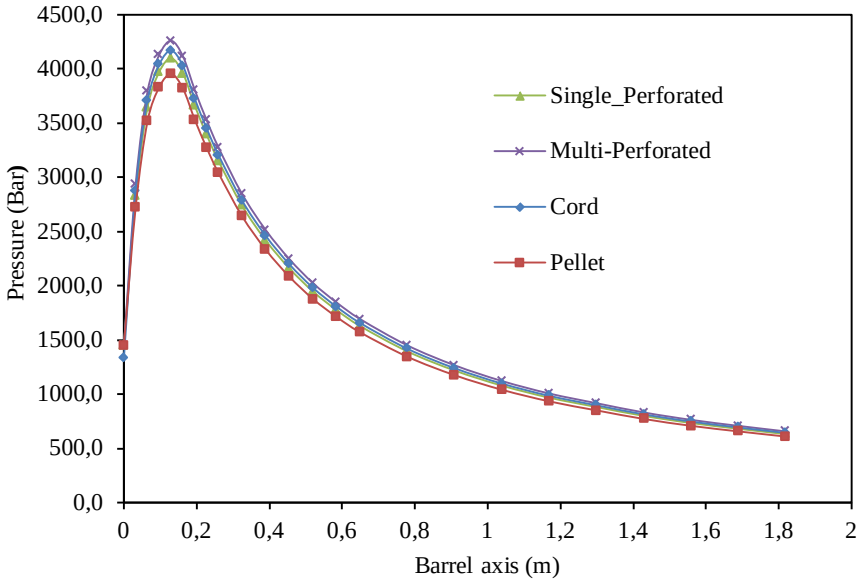


Figure 6. Internal barrel pressure along barrel axis for different grain types.

With regards to bullet velocities, multi-perforated double base propellant, due to a higher burn surface area, created a higher pressure which increased bullet velocity. As seen in the figure, bullet exit velocity was the highest (1210 m/s) with multi-perforated grains and the lowest bullet exit velocity was achieved with pellets which had the highest k/w ratio.

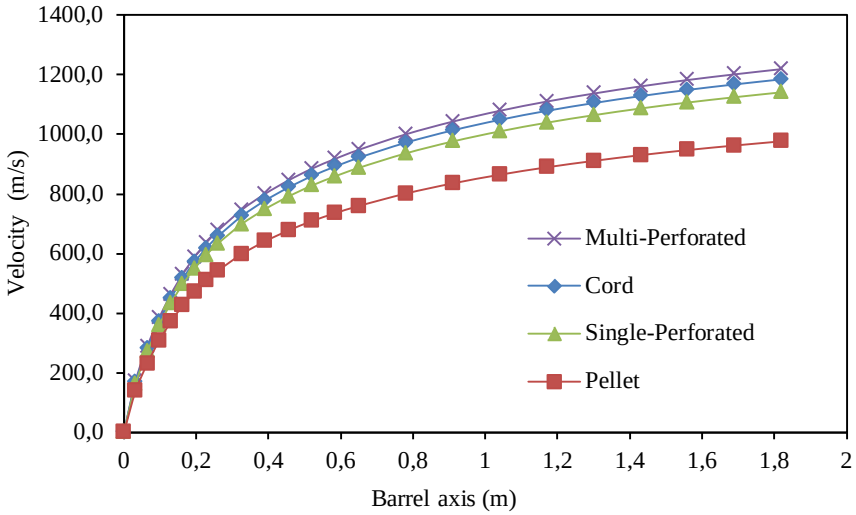


Figure 7. Bullet velocity along barrel axis for different grain types.

When experiments and calculations were examined, it was seen that 60-90% of the propellant burned inside the barrel and the rest of the propellant burned outside of the barrel. In addition, burn rate, internal barrel pressure and bullet velocity increased as thr burn surface increased and web thickness decreased. When the burn time of the propellant gets higher than the residence time inside the barrel or the time for the bullet to leave the barrel, then this causes burn of the propellant outside of the barrel and decrease of efficiency. Vice versa, if the propellant burns much before the bullet exits the barrel, the efficiency decreases because of no propulsive force pushing the bullet towards outside of the barrel.

4. CONCLUSIONS

Conventional bullets that receive their propulsive force due to the energy from solid propellants move along the barrel with increasing acceleration and exit the barrel with certain spin and propulsion energies. Combustion characteristics of solid propellants are important parameters affecting bullet performances and

ranges. In the laboratory and fields tests of double base solid propellants with four different types of grains, namely cord, pellet, single-perforated and double-perforated grains, the following conclusions can be made.

- In the closed pressure bomb tests, burn rate increased with increasing pressure.
- When burn rates are compared, it was seen that burn rate increased with increasing burn surface area and decreasing web thickness.
- Propellants with higher burn rated formed higher internal barrel pressures and bullet velocities.
- When burn surface was high and web thickness was low, propellants burned more inside the barrel, decreased residence time of the bullet inside the barrel, and increased the weapon efficiency.
- Knowing combustion characteristics of solid propellants plays a critical role in optimization calculations of barrel length and thickness, grain geometry, bullet mass and bullet exit velocity for weapon design.

REFERENCES

1. J.Corner, "Theory of the Interior Ballistics of Guns", John Wiley & Sons Inc, New York, 1950
2. http://www.nakka-rocketry.net/burnrate.html
3. AMCP 706-247 Ammunition Series, Section 4, Design For Projection, Headquarters, U.S. Army Materiel Command, July 1964
4. Sutton G, P., ''Rocket Propulsion Elements'' Seventh Edition ISBN 978-0-471-08024-5 USA, 2010
5. E.Degirmenci and M.H.Dirikolu, "A Thermochemical Approach For The Determination Of Convection Heat Transfer Coefficients In A Gun Barrel", Applied Thermal Engineering, 2012, 37, 275-279.
6. H.Yaman, V.Celik, E.Degirmenci, "Experimental investigation of the factors affecting the burning rate of solid rocket propellants", Fuel 2014, 115, 794–803
7. Sutton G, P., ''Rocket Propulsion Elements'' Seventh Edition ISBN 978-0-471-08024-5 USA, 2010.
8. Kubato N., "Propellant And Exsplosives'' ISBN: 3-527-30210-7 Germaney, 2002.
9. Jai Prakash Agrawal, ''High Energy Materials'' ISBN: 978-3-527-32610-5, EY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, 2010, p320-324
10. Xiong-Gang Wu,Qi-LongYann, XinGuo, Xiao-FeiQi, Xiao-JiangLi, Ke-QiangWang ''Combustion Efficiency And Pyrochemical Properties Of Micron-Sized Metal Particles As The Components Of Modified Double-Base Propellant'' Acta Astronautica, 2011, 68, 1098-1112.
11. L. Meda, G. Marra, L. Galfetti, F. Severini, L. De Luca, ''Nano-aluminum as energetic material for rocket propellants'' Materials Science and Engineering C, 2007, 27, 1393–1396
12. Sung-Jin Song., Hak-Joon Kim., Sun-Feel Ko., Hyun-Taek Oh., In-Chul Kim., Ji-Chang Yoo., and Jung Yong Jung., ''Measurement of solid propellant burning rates by analysis of ultrasonic full waveforms'' Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23, 1112-1117
13. N.Yilmaz, B.Donaldson, W.Gill, "Solid Propellant Burning Rate From Strand Burner Pressure Measurement", Propellant, Explosives, Pyrotechnics, April 2008, Vol. 33, Issue 2, 109–117
14. E.Degirmenci, "Effects of Grain Size and Temperature of Double Base Solid Propellants on Internal Ballistics Performance", Fuel, 2015, 146, 95-102

HEAT RELEASE MODELLING OF A SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE THAT AVOIDS KNOCKING AND FORMATION OF HARMFUL EMISSIONS

İpci DUYGU*, Karabulut HALİT

Gazi University, Technology Faculty, Automotive Engineering Department

Abstract

In this study the conjugate dynamic-thermodynamic analysis of a single cylinder four-stroke diesel engine was conducted. The gas pressure in cylinder was calculated with the first law of the thermodynamic and the general state equation of the perfect gases. The variation of the heat, given to the working fluid during the heating process of the thermodynamic cycle, was modeled with the Gaussian function. The dynamic model of the engine consists of the motion equations of piston, conrod and crankshaft. Conrod motion was modeled by two translational and one angular motion equations. In the derivation of the motion equations, the Newton method was used. Motion equations involve hydrodynamic and asperity frictions as well as gas forces. By preparing a heat release rate profile consistent with ones given in the literature, thermal efficiency, knocking and emission characteristics of the engine were investigated. At full load, if the heat release period is initiated soon after the piston passed the top dead center, the pressure rise rate becomes critical from the knocking point of view. However, a couple of degree of retarding of the heat release period avoids the knocking without causing significant loss in thermal efficiency. The temperature of the combustion gas is at a moderate level unless the throttling is not more than 70% and formation of NO_x is avoided.

Keywords: Four-stroke diesel engine, heat release, dynamic modeling, thermodynamic modeling

Özet

Bu çalışmada tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik-termodinamik bileşik analizi yapılmıştır. Silindir basıncı termodinamiğin birinci kanunu ve ideal gazların genel hal denklemi kullanılarak hesaplanmıştır. Isıtma süreci boyunca çalışma maddesine verilen ısının değişimi Gauss fonksiyonu ile modellenmiştir. Motorun dinamik modeli; pistonunun hareket denklemi, biyelin hareket denklemi ve krank milinin hareket denklemlerinden oluşmaktadır. Biyelin hareketi, iki doğrusal hareket denklemi ve bir açısal hareket denklemi ile modellenmektedir. Hareket denklemlerinin türetilmesinde Newton metodu kullanılmıştır. Hareket denklemleri; hidrodinamik sürtünme, kuru ve yaş sürtünmenin bileşiminden oluşan kompleks sürtünme ve gaz kuvvetlerini kapsamaktadır. Literatürde verilen ısı salınım profilleri ile uyumlu bir ısı salınım korelasyonu hazırlanarak; motorun termik verimi, vuruntu ve emisyon karakteristikleri incelenmiştir. Eğer, tam gazda, ısı salınım işlemi piston üst ölü noktayı geçer geçmez başlatılırsa basınç artış oranı vuruntu açısından kritik olmaktadır. Bununla birlikte ısı salınım sürecinin ÜÖN'dan hemen sonra değil de birkaç derece geciktirilmesi ile termik verimde kayda değer bir azalma olmaksızın vuruntu önlenebilmektedir. Gaz kelebeği açıklığı %70 ten fazla olmadığı sürece yanma gazlarını sıcaklığı makul seviyede kalmakta ve NO_x oluşumu önlenmektedir.

Anahtar Kelime: Dört zamanlı dizel motoru, ısı salınımı, dinamik modelleme, termodinamik modelleme

*Corresponding Author: Duygu İpci, Gazi University, Technology Faculty, Automotive Engineering Department
e-mail: duyguipci@gazi.edu.tr, Tel: 0312 2022000-8661.

Introduction

For the current situation the principal power sources used in the ground vehicles is piston engines which are classified as gasoline and Diesel engines according to their fuels. The most important problems of diesel engines are environmentally harmful exhaust emissions, knocking, vibration and noise [1]. All of these problems have relations with the heat release process of Diesel engines [2,3].

The harmful emissions released by Diesel engines are: Unburned hydrocarbons (UHCs), Carbon monoxide (CO), Oxides of Nitrogen (NO_x), Sulfur dioxide (SO_2), Particulate matters (PM) such as elemental carbon, organic carbon, sulphuric acid and metallic compounds originated mainly from the lubrication oil; and the other harmful compounds[4,5,6,7]. These emissions have negative effects on human healthy as well as global warming. Related to diesel emissions, several diseases were reported such as lung cancer, respiratory inflammation, asthma, chronic bronchitis, allergies etc., [8,9].

The cause of unburned hydrocarbons generated by diesel engines is low combustion temperatures and rich fuel mixture [10]. The low temperature appears in the vicinity of solid borders of the combustion chamber. When the injection performed, some of the fuel droplets may impinge onto the walls of the combustion chamber and causes a deposition. The fuel deposition on the wall remains as unburned hydrocarbons and rejected out of the cylinder via exhaust gases. To avoid impingement of fuel droplets onto the walls, several techniques were applied such as reducing droplet dimensions via using higher injection pressure, designing appropriate combustion chambers to generate turbulence, orientation of injection direction and so on [11,12,13]. The particulate matter of soot is caused by rich burning [14].

NO_X are caused by higher combustion temperatures [14]. For reduction of NO_X combustion temperature is lowered via exhaust gas recirculation or via injection of several emulsions consisting of water and combustible liquids (alcohol etc.)[14,15]. Carbon monoxide is caused by insufficient air or heterogeneous mixing of fuel and air. Formation of the carbon monoxide is reduced by generating higher turbulence in the combustion chamber as well as using excess air. Sulfur dioxide (SO_2) and Sulfate particulate matters are caused by sulfur content of fuels and it may be generated at any combustion temperature. To prevent formation of sulfur dioxide and sulfate particulate matters, the sulfur content of fuels are refined. Because of that NO_X is caused by high combustion temperature while the unburned hydrocarbons and soot are caused by low combustion temperature, the measure taken for NO_X contradicts with the measures taken for unburned hydrocarbons and soot [14,15].

Diesel knocking is caused by the time difference between the start of fuel injection and initiation of combustion process. During this time difference, which is named as ignition delay, fuel droplets make heat exchange with surrounding air. On the other hand injection of the fuel into the cylinder is continued and some unburned fuel accumulates in the cylinder. After a while the accumulated fuel becomes ready for burning and a sudden burning takes part in the cylinder. In this sudden burning process if the pressure increase per degree of crankshaft angle exceeds 10 bars, then pressure increase causes harmful impacts on the piston and other components of the crankshaft mechanism [16]. Preheating of combustion air, better pulverization of injected fuel, turbulence of combustion air in the combustion chamber and gradual injection of the fuel into the cylinder are some measures taken to reduce diesel knocking [10,16,17]. Ignition delay depends upon many factors such as compression ratio, the inlet pressure, injection parameters and the properties of the fuel. The property of fuels reducing the ignition delay is called as cetane number. While the cetane number increases the ignition delay becomes lower. The minimum value of the cetane number of the high quality petroleum based fuel used by modern Diesel engines is 51.

The increase of pressure per degree of crank angle is related to the heat release rate. By means of reducing the amount of fuel accumulation during the ignition delay, the intensity of the knocking is reduced. In modern Diesel engines having electronically controlled fuel injection system (common rail), the rate of fuel injection is programmable and the variation of the injection rate is controlled by a microcomputer. The intensity of knocking is minimized via initiating the combustion process with a pilot injection. The pilot injection is a small amount of injection made before main injection. Since the amount of fuel injected through the pilot injection process is small enough, the intensity of knocking caused by the burning of pilot injection is also small enough. After the initiation of burning of the pilot injection, the main injection is put into operation. The programmable injection system has also utility in controlling the maximum temperature of the combustion process to reduce the NO_X formation [17,18].

In a theoretical dynamic-thermodynamic analysis, if the heat is given to the working gas at the top dead center, the highest thermal efficiency is obtained. However, because of knocking phenomenon, in practice, this is not applicable. As pointed out by many investigators [19,20,21], the pressure increase per degree of crankshaft angle should be less than 10 bars. The literature of Diesel engines involves too many heat release profiles obtained at harmless knock conditions as well as avoiding the over

formation of harmful emissions. Heat release profiles found in the literature were obtained via the first law of the thermodynamics by means of using experimentally obtained pressure data [22,23]. The Gaussian function is an appropriate tool to define a heat release profile algebraically [24].

In this study the dynamic model of the Crankshaft mechanism was established via the motion equation of the piston; the vertical, lateral and angular motion equations of the conrod and the motion equation of the crankshaft. The novelty of the dynamic model presented in this paper are coupling of dynamic model with a thermodynamic model, definition of the heat release profiles with the Gaussian function and inclusion of the lateral motion equation of the conrod into the dynamic model.

1. Mathematical Model

Figure 1 illustrates mechanism and some of nomenclature used in the analysis. The crankshaft center is the center of the general coordinate system. At stationary position of the mechanism $\theta = 0$. Anticlockwise direction is positive for moment and angles. Components of the mechanism are rigid. The inertia of the crankshaft is dominantly formed by the flywheel inertia. There are no clearances between the piston and cylinder as well as articulating couples.

Regarding the conrod force, hydrodynamic friction, the piston skirt load-dependent friction and the piston ring pack frictions exerting on the side surface of the piston and gas forces exerting on the top and bottom surfaces of the piston, the motion equation in y coordinate may be written as

$$F_{by} = m_p \frac{d^2 y_p}{dt^2} + F_w - F_{ch} + C_p \dot{y}_p + \left[F_\infty + C_s \left| F_{bx} \right| \right] sgn\left(\dot{y}_p \right) \qquad (1)$$

where the term $\left[F_\infty + C_s \left| F_{bx} \right| \right] sign(\dot{y}_p)$ indicates the combination of the ring pack and piston skirt asperity frictions. The mass center of the conrod displays a two dimensional motion. Except this, the conrod displays a rotational motion around the gudgeon pin as well. The complete motion of the conrod can be described by translational equations of motion in x and y coordinates and the angular equation of motion around the gudgeon pin. The translational motion equations in x and y coordinates are

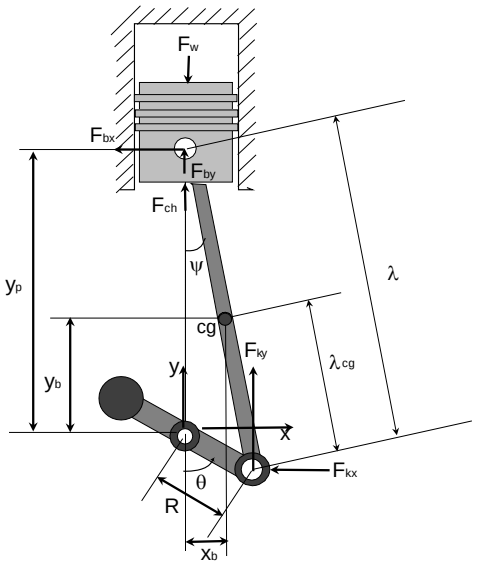


Figure 1. Mechanism, coordinates and nomenclature

$$F_{bx} = m_b \frac{d^2 x_b}{dt^2} + F_{kx} \qquad (2)$$

$$F_{ky} = m_b \frac{d^2 y_b}{dt^2} + F_{by} . \qquad (3)$$

The big and small ends of the conrod are connected to the crankpin and gudgeon pin. The friction at the gudgeon pin can be disregarded. However, the friction at the big end bearing should be significant. By regarding forces exerted by the crank pin and the moments generated by the bearing hydrodynamic frictions, the angular motion equation of the conrod may be written as

$$I_b \ddot{\psi} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \lambda \sin\psi & -\lambda \cos\psi & 0 \\ -F_{kx} & F_{ky} & 0 \end{vmatrix} + C_{km} \left(\dot{\theta} - \dot{\psi} \right) \cdot$$

From this equation

$$F_{kx} = \frac{-I_b \frac{d^2 \psi}{dt^2} + F_{ky} \lambda \sin\psi + C_{km} \left(\dot{\theta} - \dot{\psi} \right)}{\lambda \cos\psi} \qquad (4)$$

is obtained.

By regarding conrod forces, the frictional moment in conrod big end bearing, the frictional moment in the main journal bearing, the starter moment and the external moment applied by the foundation, the crankshaft motion equation may be written as

$$I_{cr}\frac{d^2\theta}{dt^2}=\begin{vmatrix} i & j & k \\ R\sin\theta & -R\cos\theta & 0 \\ F_{kx} & -F_{ky} & 0 \end{vmatrix}- C_{km}\left(\dot{\theta}-\dot{\psi}\right)+M_s-M_q$$

From this equation

$$\frac{d^2\theta}{dt^2}=\frac{M_s-M_q-F_{ky}R\sin\theta+F_{kx}R\cos\theta}{I_{cr}} -\frac{C_{km}\left(\dot{\theta}-\dot{\psi}\right)+C_h\dot{\theta}}{I_{cr}} \quad (5)$$

is obtained. In Equation (5), C_{km} and C_h, are hydrodynamic friction coefficients with constant values. M_s and M_q are starter moment and external moment applied by the foundation. The starter moment may be assumed as a constant. The external moment may appear at different forms. If the flywheel of the engine was connected to a hydraulic device such as an impeller or an air fan, in that case the external moment may be assumed as a constant. If the flywheel is connected to a mechanical power transmission system, in that case the fluctuation of flywheel speed is absorbed by flexible components taking part in the transmission mechanism. In this case the external moment in equation (5) becomes variable. In this study, for the sake of simplicity, the external moment is assumed to be a constant.

The kinematic relations used for the calculation of; the angle between the conrod and cylinder axis, the vertical distance between the crank center and piston top, the vertical distance between the crank center and the conrod mass center and the horizontal distance between the crank center and conrod mass center are

$$\psi=\arcsin\left[\frac{R}{\lambda}\sin\theta\right] \quad (6)$$

$$y_p=-R\cos\theta+\lambda\cos\psi+h_p \quad (7)$$

$$y_b=-R\cos\theta+\lambda_{cg}\cos\psi \quad (8)$$

$$x_b=(\lambda-\lambda_{cg})\sin\psi\,. \quad (9)$$

For the calculation of the in-cylinder pressure, an equation was derived from the first law of the thermodynamic and perfect gas equation. For the closed systems with unit constant mass, the first law of the thermodynamic is given as

$$dq=du+pdv\,. \quad (10)$$

The perfect gas law is given as

$$dT=\frac{1}{\Re}d\left(pv\right). \quad (11)$$

Equation (10) may be arranged as

$$\frac{dq}{T}=\frac{\Re}{k-1}\frac{dp}{p}+\left[\frac{\Re k}{k-1}\right]\frac{dv}{v}. \quad (12)$$

In last equation q indicates the net heat calculated as $q=q_p-q_w$, where q_p is the heat generated by the combustion and q_w is the heat loss by the heat transfer between the gas and walls surrounding the gas. Equation (12) can be rearranged as

$$\frac{dp}{p}+k\frac{dv}{v}=\left(k-1\right)\frac{d\left(q_p-q_w\right)}{pv}. \quad (13)$$

For any amount of the mass, the Finite difference form of the last equation can be written as below

$$p_i=p_{i-1}+\left(k-1\right)\frac{dQ_p-dQ_w}{V_{i-1}} -kp_{i-1}\frac{V_i-V_{i-1}}{V_{i-1}}. \quad (14)$$

For the calculation of the dimensionless heat release rate, the correlation

$$HRR=\frac{\Delta Q_P}{C\dot{\theta}\Delta t}=e^{-200\left[\theta-(\varphi)-(n-1)2\pi\right]^2} -\frac{2}{5}e^{-35\left[\theta-(\varphi-4\pi/180)-(n-1)2\pi\right]^2} +\frac{3}{5}e^{-20\left[\theta-(\varphi+3\pi/180)-(n-1)2\pi\right]^2} \quad (15)$$

was used. The last equation was obtained by correlating the dimensionless heat release rate profiles given graphically in the Diesel engine's literature [15,22]. In this equation n is an integer indicating the number of strokes, C is a constant related to the throttling level of the engine and φ is a constant indicating the location of the maximum heat release rate in terms of crankshaft angle. By shifting φ forwards or backwards the place of the combustion is oriented in terms of crankshaft angle.

For the calculation of heat transferred from the gas to the wall, Nusselt relations

$$h=5,388\times10^{-4}(1+1,24V_p)T^{1/3}p^{2/3} +0,421\left[\frac{(T/100)^4-(T_w/100)^4}{T-T_w}\right] \quad (16)$$

was used [25,26]. In these equation V_p is the average speed of the piston and initially not known. In last two equations if V_p is replaced with $0.64R\dot{\theta}$ equations becomes more eligible to use in a simulation program.

2. Result and Discussion

Figure 2 illustrates the dimensionless cumulative heat release profile and the heat release rate profile generated from equation (15). By introducing $\varphi = 188 \times \pi / 180$ the results illustrated in Figure 2 are obtained. Since results presented in Figure 2 are non-dimensional, the shape of the curves does not vary with throttling. As seen from Figure 2, the heat release occurs within the crankshaft angle interval of 180-215. The maximum heat release rate appears at about 188 degree. As appearance, the cumulative heat release and the heat release rate profiles given in Figure 2 are almost the same with given by Ghojel and Honnery [15]. Ghojel and Honnery [15] obtained these results from an engine with compression ratio of 17 for 2200 rpm engine speed.

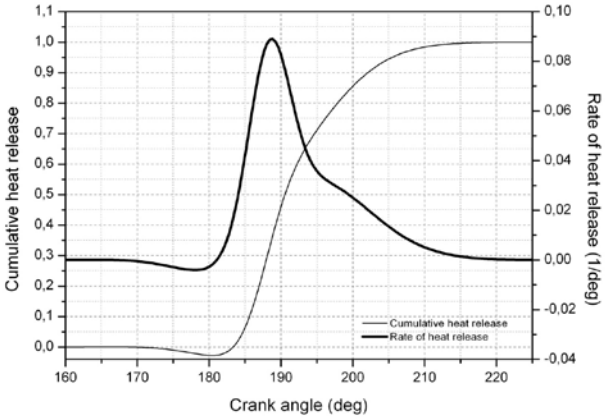


Figure 2 Heat release rate and cumulative heat per cycle

The specific values of the engine used in this study are given in Table 1. For this engine the cumulative heat release per cycle is 1216 J at full throttle operating conditions. In equation (15), if the constant C was taken to be 5000, cumulative heat release per cycle becomes 1216 J. So, at full throttle $C = 5000$. Figure 3 illustrates the $\theta - p$ and $\theta - (dp/d\theta)$ diagrams, which were obtained for different throttling levels. The pressure of the gas after compression process is 32.9 bar. At full throttle, after burning of the fuel accumulated during ignition delay, the gas pressure increases to 99.2 bar. During the combustion, the increasing ratio of the pressure is about 3 times the compression pressure. The maximum value of the pressure increase rate is more than 10 bar/^{o}CA which indicates that the heat release rate profile presented by Figure 2 is critical for full throttle working condition. If the throttling level of the engine is decreased to below 80%, the pressure increase rate becomes lower than 8 bar/^{o}CA which is an appropriate value. As seen from Figure 2, the total range of the heat release is about 30^{o}CA and the engine speed introduced in this case study is 300 rad/s. By enlarging the range of heat release interval, the maximum value of the heat release rate may be decreased while keeping the cumulative heat the same. In this case however, the thermal efficiency of the engine may display significant variations.

Figure 3 $\theta - p$ profile of the cycle.

Figure 4 illustrates variation of the pressure rise rate and thermal efficiency with the location of the peak of heat release profile. While the heat release profile's peak is at about 185^{o}of crankshaft angle, the thermal efficiency and the pressure rise rate are 44% and 11.3 bar/^{o}CA. If the location of peak of the heat release profile was shifted to 194^o of crankshaft angle, the pressure rise rate drops to 8 bar/^{o}CA which is appropriate from knocking point of view. Corresponding to this moderation of the pressure rise rate, the thermal efficiency displays a decrease less than 1%. If however, the peak of the heat release is shifted to 200^o, the thermal efficiency displays a significant amount of decrease. It is understood that if the location of the peak of heat release profile is about 190^o - 195^o of CA, both the thermal efficiency and knocking characteristics of the engine would be appropriate.

Figure 4 Variation of pressure rise rate and thermal efficiency with the retard of heat release

Figure 5 indicates the temperature of combustion gas in the cylinder. The temperature of the compressed air is about 800 K which is adequate for ignition of Diesel fuel. If the maximum temperature of the combustion gas is lower than 2500 K, the ratio of NO_x in the exhaust gas is assumed to be reasonable by some investigators [27]. In the present study, as long as the throttling is more than 70%, the gas temperature appears to be higher than 2500 K. Below 50% throttling, the engine seems to be good enough from all points of view.

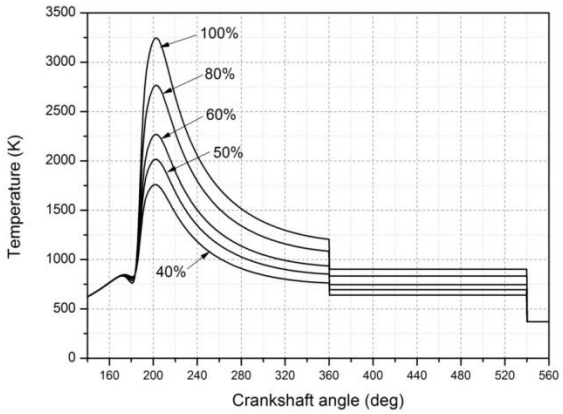


Figure 5 Temperature of combustion gas

Figure 6 illustrates p-V diagram of the engine. Compression ratio is 16.06. During intake and exhaust processes the gas pressure is 101000 Pa (ambient pressure). Minimum and maximum volumes of the thermodynamic cycle are 26.7 and 429 cm^3 respectively. All of the heat release occurs after piston has passed the top dead center. After the completion of compression process, the pressure reaches to 34.37 bar. If the compression process is assumed to be isentropic and $k = 1.33$, the compression pressure would be about 40 bar. The difference between these two numbers is caused by heat transfer to the wall.

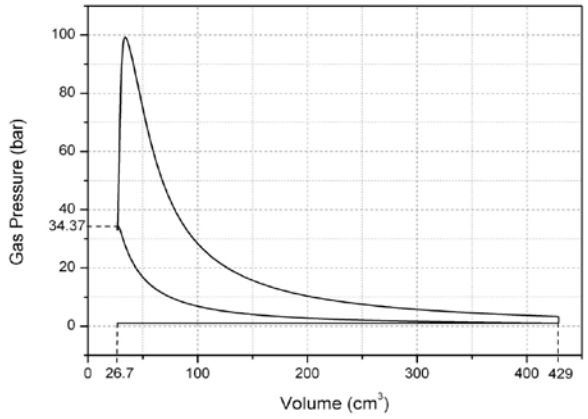


Figure 6 p-V diagram of the engine

3. Conclusion

At full load the maximum temperature of the combustion gas is about 3250 K. If the throttle is about 70% of the full throttle, the maximum temperature of the combustion gas becomes about 2500 K which is reasonable from the viewpoint of the NO_x formation. For this value of throttle, the thermal efficiency of the engine is about 42 % - 44 %. The torque is 27 Nm and the power is 8.1 kW. At full throttle if the location of the peak of the heat release profile is 191° of crank angle, $dp/d\theta$ is 9 which is below the critical value given by several authors as 10.

Table 1. Specific values used in the analysis

Diameter of the piston	0.08 m
Location of maximum heat release (φ)	188° (according to Fig.1)
Length of the conrod (λ)	0.16 m
Distance from conrod big end center to gravity center (λ_{cg})	0.04 m
Crank radius (R)	0.04 m
Surrounding pressure (p_∞)	101000 Pa
Mass of piston (m_p)	0.5 kg
Mass of conrod (m_b)	0.5 kg
Torsional viscous damping coefficient at conrod bearing (C_{km})	0.002 N m s/rad
Torsional viscous damping coefficient at main bearing (C_h)	0.006 N m s/rad
Dimensionless friction coefficient at piston side surface (C_s)	0.05
Lateral viscous damping coefficient at piston side surface (C_p)	2.0 N s/m
Ring pack friction (F_∞)	20 N
Gas constant of air $(\Re)$	288.0
Specific heat at constant pressure/Specific heat at constant volume (k)	1.33
Inlet temperature of the fresh air into the cylinder (T_{in})	370 K
Average wall temperature of cylinder (T_w)	400 K
Lower heating value of fuel	42000 kJ/kg
Distance between piston top and gudgeon pin center (h_p)	0.05 m
Volume of combustion chamber	26.7 cm^3
Crankshaft mass inertia moment (I_{cr})	0.0567 m^2kg
Conrod mass inertia moment (I_b)	0.007 m^2kg
Starter motor moment (M_s)	80 Nm

Nomenclature

C	a dimensionless constant to quantify the released heat during the cycle
C_{km}	torsional viscous damping coefficient at conrod bearing (N m s/rad)
C_s	dimensionless friction coefficient at piston side surface
C_h	torsional viscous damping coefficient at main bearing (N m s/rad)
C_p	lateral viscous damping coefficient at piston surface (N s/m)
F_w	gas force exerting onto the piston (N)
F_{ch}	crankcase pressure (N)
F_{bx}	x component of the conrod force exerting on piston (N)
F_{by}	y component of the conrod force exerting on piston (N)
F_{kx}	horizontal force applied by crankpin to conrod (N)
F_{ky}	vertical force applied by crankpin to the conrod (N)
F_∞	ring pack friction (N)
HRR	heat release rate (J/rad)
h	cylinder heat transfer coefficient (W/m^2K)
h_p	distance between piston top and gudgeon pin center (m)
I_{cr}	crankshaft mass inertia moment (m^2kg)
I_b	conrod mass inertia moment (m^2kg)
k	specific heat at constant pressure/specific heat at constant volume
m_b	mass of conrod (kg)
m_p	mass of piston (kg)
M_s	starter motor moment (N m)
M_q	External moment applied by the foundation to the engine (N m)
n	stroke counter
p	pressure (Pa)
q	heat per kg of air (J/kg)
Q_p	heat released during the cycle (J)
q_p	heat released per kg of air during the cycle (J/kg/cycle)
Q_w	heat transferred to the wall during the cycle (J)
q_w	heat transferred to the wall per kg of air during the cycle (J/kg/cycle)
R	crank radius (m)
$\Re$	gas constant (J/Kg K)
T	temperature (K)
T_w	wall temperature (K)
t	time (s)
u	internal energy per kg of air (J/kg)
v	specific volume of air (m^3/kg)
V	volume of the gas (m^3)
V_p	average velocity of the piston during a stroke (m/s)
x	coordinate element (m)
x_b	conrod gravity center location in x (m)
y	coordinate element (m)
y_p	piston top location in y (m)
y_b	conrod gravity center location in y (m)
θ	angular position of the crankshaft respect to the initial position, Fig. 1, (rad)
$\dot{\theta}$	angular speed of the crankshaft (rad/s)
$\ddot{\theta}$	angular acceleration of the crankshaft (rad/s^2)
ψ	conrod angle with cylinder axis (rad)
φ	a dimensionless constant to indicate the location of maximum heat release
λ	conrod length (m)
λ_{cg}	distance from conrod big end center to gravity center (m)

References

[1] H. Hyung-Suk, Analysis of fatigue failure on the keyway of the reduction gear input shaft connecting a diesel engine caused by torsional vibration, Engineering Failure Analysis, 44 (2014) 285–298.

[2] V.T. Lamaris, D.T. Hountalas, A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines – Application on the main propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel, Energy Conversion and Management, 51 (2010) 740–753.

[3] A. Usman, Z. Ming, Fast heat release characterization of a diesel engine, International Journal of Thermal Sciences, 47 (2008) 1688–1700.

[4] P. Anjoeka, C. Joseph and S. Patricia, Occupational exposure to diesel engine exhaust: A literature review ,J Expo Sci Environ Epidemiol. 2009 July; 19(5): 443–457.

[5] M.E. Birch and R.A. Cary (1996) Elemental Carbon-Based Method for Monitoring Occupational Exposures to Particulate Diesel Exhaust, Aerosol Science and Technology, 25:3, 221-241.

[6] M. Mehrdad, T. Meisam, A. Mehdi, R. Alimorad, G. Barat, B. Mohammad, P. Mohammad, A novel soluble nano-catalysts in diesel–biodiesel fuel blends to improve diesel engines performance and reduce exhaust emissions, Fuel 139 (2015) 374–382.

[7] K.O. Blumberg, M.P.Walsh, C. Pera, Low-sulfur gasoline & diesel: the key to lower vehicle emissions, United Nations environment programme (UNEP), 2014.

[8] E. Garshick, F. Laden, J.E. Hart, B. Rosner, T.J. Smith, D.W. Dockery and F.E. Speizer, Lung

Cancer in Railroad Workers Exposed to Diesel Exhaust, Environmental Health Perspectives, Vol. 112, No. 15 (Nov., 2004), pp. 1539-1543.

[9] J. Kagawa, Health effects of diesel exhaust emissions - a mixture of air pollutants of worldwide concern, Toxicology 181-182 (2002) 349-353.

[10] J.B. Heywood, 1988. "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, New York.

[11] S. Jaichandar, K. Annamalai, Combined impact of injection pressure and combustion chamber geometry on the performance of a biodiesel fueled diesel engine, Energy 55 (2013) 330-339

[12] S.H. Lee, H.S. Ryou, Modeling of diesel spray impingement on a flat wall, KSME International Journal 14 (2000), No. 7 pp 796-806.

[13] M. Boot, E. Rijk, C. Luijten, B. Somers, B. Albrecht, Spray Impingement in the early direct ınjection premixed charge compression ignition regime, SAE International (2010).

[14] J. Ghojel, D. Honnery, K. Al-Khaleefi, Performance, emissions and heat release characteristics of direct injection diesel engine operating on diesel oil emulsion, Applied Thermal Engineering Volume 26, Issues 17–18, December 2006, Pages 2132–2141.

[15] J.Ghojel, D. Honnery, Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines, Applied Thermal Engineering 25 (2005) 2072–2085.

[16] R.K. Rajput, Internal Combustion Engines, Laxmi publications, 2005.

[17] P.Carlucci, A. Ficarella, D. Laforgia, Pilot injection behavior and its effects on combustion in a common rail diesel engine, SAE, 2003.

[18] R.G. Papagiannakis, D.T. Hountalas, C.D. Rakopoulos, Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel, Energy Conversion and Management 48 (2007) 2951–2961.

[19] M.Y.E. Selim, Pressure–time characteristics in diesel engine fueled with natural gas, Renewable Energy 22 (2001) 473–489.

[20] M. Christensen and B. Johansson, Per Amnéus and Fabian Mauss, Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition, SAE Technical Paper Series, 1988.

[21] G. Yanfeng, L. Shenghua, G. Hejun, H. Tiegang, Z. Longbao, A new diesel oxygenate additive and its effects on engine combustion and emissions, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 202–207.

[22] M. Canakci, Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel, Bioresource Technology 98 (2007) 1167–1175

[23] N. Raeie, S. Emami, K.O. Sadaghiyani, Effects of injection timing, before and after top dead center on the propulsion and power in a diesel engine, Propulsion and Power Research 2014;3(2):59–67.

[24] D.M. Greenberg, Advanced Engineering Mathematics Second Edition, 1988, pp. 984-985.

[25] H.F. Quintero C.A. Romero, L.V.V., Useche, Thermodynamic an dynamic of an internal combustion engine with a noncircular-gear based modified crank-slider mechanism, 12th IFToMM World Congress, Besançon (France), June 18-21,2007, pp.1-6.

[26] Spitsov, O., Heat Transfer Inside Internal Combustion Engine: Modeling and Comparison With Experimental Data, Master Thesis, Lappeenranta University Of Technology, 2013.

[27] S. Kook, C. Bae, P. C. Miles, D. Choi, L.M., Pickett, The Influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-Temperature Diesel Combustion and Emissions, SAE, 01-3837.

THE IMPACT OF THE RELEASE OF VOCs AND PAHs FROM POWER STATIONS ON THE ENVIRONMENT AND HUMAN

Ömer ARSLAN

Muş Alparslan Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, MŞÜ
Kampusu, 49250-Muş.

Özet: Uçucu Organik Bileşikler (VOC) zehirleyici veya kanser yapıcı maddeler olmalarının yanında güneş ışığının varlığında fotokimyasal dumanı oluştururlar. Bu çalışmada, bu maddelerin tanımlanması, sınıflandırılması ve bunların güç santralleri tarafından çevreye atılan en çok emisyona sahip ve zararlı olanları sunulacaktır. Yanma olayında VOCs ve PAHs oluşumu operasyonel parametrelere bağlı olarak özelikle kömür ve diğer yakıtlarda değişmesi detaylıca bu çalışmada incelenecektir. Bu parametrelerin özellikle kömür ve diğer yakıtların yanmasında VOCs ve PAHs oluşum ve azalmasına etki ettiğine inanılmaktadır.

Abstract: VOCs are toxic or carcinogenic and forming photochemical smog in the presence of sunlight. Therefore it is harmful to people's health and environment. In this work definition, classification and effect of most hazardous and abundant VOCs in the environment generated from power stations will be presented. In the combustion phenomena changing operational parameters, which are believed to affect the formation or reduction of VOCs and PAHs with particularly in coal and the other fuel combustion, will be examined thoroughly in this work.

Key Words: VOC, PAH, power stations, toxic, carcinogens

1. Introduction

Volatile organic compounds (VOC's) are attracting considerable attention from scientific and governmental organisations. These pollutants are emitted via two sources: one natural, the other anthropogenic. The important anthropogenic sources are industrial processes, stationary combustion and vehicle exhausts. The main concern of this work is with stationary combustion units, mainly power stations. These pollutants are mainly produced in the combustion zone of the process, with some also formed in the post-combustion zone. An increasing number of VOCs are already the subject of legislative control due to their known impact on human health and environment such as [1-3].

In this article the definition, classification and effect of most hazardous and abundant VOCs in the environment generated from power stations will be investigated. Their effects on human beings and the environment will also be included. The formation of VOC's with changing operational parameters, which are believed to affect the formation or reduction processes particularly in coal and the other fuel combustion environments will be examined thoroughly in this work.

2. Definition and Classification of VOCs

The literature survey revealed that there are many hundreds of compounds, which can come within the category of VOCs. VOC definitions, limits and calculations are different all over the world. The definition of VOCs from according to different international bodies as follows. For the United States Environmental Protection Agency (USEPA) the term VOC has a special regulatory meaning. This revised definition dated on 31 03 2009. It is defined in 40 CFR 51.100(s) as follows: "Volatile organic compounds (VOC) means any compound of carbon, excluding carbon monoxide, carbon dioxide, carbonic acid, metallic carbides or carbonates, and ammonium carbonate, which participates in atmospheric photochemical reactions." After definition organic compounds which have negligible photochemical reactivity excluded from VOCs extensive possible species. This list includes mostly chlorofluorocarbons. The two most important organic compounds that are not classified as VOC are methane and ethane [1]. We can see similar definition of the Environment Canada. Here VOCs are defined under Schedule 1 (item 65) of the Canadian Environmental Protection Act, 1999 (CEPA 1999). According to this definition "VOCs are organic compounds containing one or more carbon atoms that have high vapour pressures and therefore evaporate readily to the atmosphere " and

according to the Environment Canada "this definition excludes photochemically low-reactive compounds such as methane, ethane and the chlorofluorocarbons (CFCs)" [1]. Immediately following definition in the document it is mentioned that the most of programs in Canada focus on the 50 to 150 most abundant compounds containing two to twelve carbon atoms. Above two important definitions differs fundamentally from the EU description defined in the Solvents Directive (2004/42/EC) where "a VOC is any organic chemical with boiling point below 250 ℃ at a standard atmospheric pressure of 101.3 kPa" [3]. To be given as grams VOC per litre product. From this definition it can be seen that reactivity is not taken for consideration.

One of the most important sources of VOCs is the polycyclic aromatic hydrocarbon species. PAHs may be divided two subclasses; volatile PAHs and non-volatile PAHs. Non-volatile PAHs, which are known collectively as Toxic Organic Micro-pollutants (TOMPS), will not be examined in this study, while volatile PAHs are dealt with under the VOCs title. Therefore, in this work the use of the PAH terminology refers to the volatile group, although such terminology has been applied in the literature to non-volatile matters as well.

Current interest in polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) and soot has arisen from environmental concerns that some PAHs are carcinogenic and others may be mutagenic [4]. Considerable effort has been expended in recent years to identify reactions leading to ring formation in flames of aliphatic fuels, particularly those of acetylene [5-6].

3. Environmental Considerations and Health Effect Concerning VOCs

Natural biogenic VOCs emissions come from plants, trees, animals, forest fires and anaerobic processes in bogs and marshes. Human-made VOCs arise mainly from industrial process, solvent usage, oil refining, petrol storage and distribution, land-filled wastes, food manufacture, agriculture and combustion systems, especially motor vehicle exhausts and stationary industry combustion systems [7].

VOCs are both primary and secondary pollutants. Their anthropogenic emission cause concern in three main areas, the ozone layer depletion, ground level ozone formation and toxic or carcinogenic human health effects and VOCs play a minor part in the global climate change [8]. However, the importance of the emissions of VOCs from human activity in the global tropospheric ozone is still under evaluation and their emissions are not considered significant when compared to the main 'greenhouse' gases, such as CO_2, H_2O and CH_4 [9].

3.1 The Ozone Layer (Stratospheric Ozone) Depletion

The stratospheric ozone layer protects the earth from harmful ultraviolet radiation. Destruction of this ozone layer is feared to cause skin cancer and eye damage. Many VOCs are stable enough to persist in the atmosphere and to survive the tropospheric removal processes and to reach the stratosphere [10]. If they contain chlorine or bromine substituents, the processes of stratospheric photolysis and hydroxyl radical destruction may lead to the release of active ozone-destroying chain carriers and to a further stimulation of the stratospheric ozone layer depletion and Antarctic "ozone hole" formation [7].

3.2 Ground Level Ozone (Tropospheric Ozone) Formation

The formation of tropospheric ozone is the most significant environmental problem associated with VOCs. It is formed in a series of complex chemical reactions occurring between atmospheric oxygen, oxides of nitrogen (NOx) and VOCs in the presence of sunlight, generally in warm, still weather conditions. It can occur in greatly differing scales. The more reactive volatile organic species react fast, within a few hours, and therefore their affect can be observed close to the point of emission. The less reactive volatile organic compounds will disperse before reactions occur and they increase ozone concentrations beyond the borders of the source of the emissions. This ozone can be transported considerable distances in the air [11]. Low-level ozone is a hazard to human health, being an irritant to the respiratory system, which can produce asthma-like symptoms, particularly in children. At the same time it affects crops, and plants [8].

Not all VOCs emitted into the atmosphere contribute equally to ozone formation. Although all take part in the ozone-forming reactions, some substances are more reactive than others. Therefore it is important to find the role of each individual VOC with respect to ozone formation. The Photochemical Ozone Creation Potential (POCP) factor is a measure of how quickly a substance will react with nitrogen oxides to form ozone [12]. POCP used by the United States Environmental Protection Agency (USEPA) as a basic measure to compare reactivities of volatile compounds and according this measurement more reactive volatile organic compounds are subjective primarily legislative purpose. However current "mass-based" legislation in Europe does not distinguish between the reactivities of different VOCs in terms of ozone creation potential. If further VOC reduction measures are to be considered, then replacing highly reactive VOCs with less reactive VOCs could be a more focused, cost and time effective approach.

3.3 Toxic or Carcinogenic Human Health Effects

VOCs may have important impacts on human health through direct mechanisms, in addition to their indirect

impacts through photochemical ozone formation [4, 13-18]. Some VOCs affect the human senses through their odour, some exert a narcotic effect while certain species are toxic and some of them even have bad effect development of brain of newborn and young infants [13]. Here, the main concern focuses on long-term (chronic) exposure to low levels of VOCs, particularly those that are known or suspected carcinogens (cancer-causing agents). Two basic classes of carcinogens are recognised as genotoxic and non-genotoxic. Genotoxic agents cause cancer by reacting directly with the hereditary material (DNA) within the cells, whereas non-genotoxic agents do not act directly on DNA, but exert their effects through other mechanisms. It appears that non-genotoxic agents only cause cancer once a certain threshold of exposure has been exceeded. In other words, it is possible to determine exposure levels, below which there is 'zero' risk. Genotoxic agents on the other hand are not thought to show such a 'threshold' effect, so it is theoretically impossible to define levels of exposure below which the risks are so low as to be undetectable by any feasible study. One of the best-studied VOCs with respect to cancer is benzene, which is a genotoxic carcinogen, associated with some cancers of the leukaemia variety [19]. Furthermore, the review of [20] on environmental exposures to organic compounds showed that chemical exposure to benzene during pregnancy may put mothers at a higher risk of giving birth to children with leukaemia. Another VOC known or suspected as a carcinogen is 1,3-butadiene [8], potentially the most significant genotoxic carcinogen and widely distributed in the air (from combustion, specially exhaust fumes), being associated with certain types of leukaemia and lymphomas (cancer of the lymph system). Formaldehyde is another potential leukaemia generating carcinogen [20].

Many of the VOCs above are shown to posses carcinogenic agents. However, quantification of the risk due to environmental exposure to suspected agents is limited since it is difficult to reliably assess exposure levels [20].

4. Health Hazardous VOC's in Power Plants

It is important to identify the most abundant and hazardous VOC's in coal fired power stations. To this end an extensive literature survey has been completed to be able to tackle this issue more efficiently. However, the main problem faced in this area is a considerable lack of information [21-23]. This can be related to the majority of VOCs species are intermediate species of combustion products and therefore the difficulties in sampling and accurately determining volatile organics in real emissions [24].

The most abundant compounds are aldehydes (formaldehyde and acetaldehyde), aliphatic and aromatic hydrocarbons (toluene, xylenes, ethyl-benzene and benzene) and chlorinated hydrocarbons (tetrachloroethene), but available data concerning the emissions of VOCs from power stations is incomplete and the most abundant product is found not to be the same in every power station [22]. Some of these compounds form during combustion and some of them are present in the fuel. For example, according to [22] the emission of aldehydes depends on the type of coal, but hydrocarbon emissions will increase with the load. The implementation of the efforts to reduce the emissions of VOCs requires a fundamental knowledge of species emitted into the atmosphere in order to evaluate their local and global impact and the consequential development of suitable abatement technologies. On the other hand, the behaviour of VOCs depends on the option chosen for SOx and NOx control in an integrated pollution control system. It is therefore necessary to establish procedures for the optimal utilisation of coal with respect to the emissions of VOCs in plant using state-of-the-art SOx and NOx control points.

It is important to emphasise that the main target should be defining important harmful VOC on the environment and health. Therefore, we need to compare effect of some operating conditions and other parameters to obtain the entire picture of the emissions level first. Later it should be looked at the perspective of the more dangerous species such as benzene, formaldehyde, acetaldehyde and 1,3-butadiene, rather than the abundant aliphatic hydrocarbon species (e.g. in oil), which are less harmful when compared with the above mentioned species [25].

5. Effect of Parameters on VOC's Release in Power Plants

The type of toxic organic materials emitted depends upon the fuel properties, boiler design and operating conditions.

Polycyclic aromatics are formed more in the fuel-rich combustion regions than the lean flame zones. They may be emitted as pollutants, depending on burner operating conditions and design. Thus, it is important to identify the chemical and fluid dynamical mechanisms that lead to PAHs formation and emissions in industrial burners. However, it is difficult to study the chemistry of PAHs formation in the highly turbulent environment of an industrial burner [26].

Experimental studies on the observation of polycyclic aromatic growth in flames have been limited because the presence of soot can make measurement difficult. Modelling studies have been limited as the chemistry and thermodynamics are not well- understood for flame modelling of benzenoid molecules and soot [27].

According to [28] there are qualitative differences in the VOCs profiles only when there are strong variations in process parameters or in fuel characteristics. [29] used three different conditions to provide some foundation as

to the effect of different parameters on the formation of incomplete hydrocarbon species for different fuels (such as natural gas, coal, coal-water slurry), different operating conditions and different combustors. They found that the most common organic compounds in the flue gas of coal-fired power plants were PAHs.

In power combustion different kinds of mechanism can lead to different levels of VOC formation. Here we investigate the affect of parameter change on the formation of VOCs. Hence, we will analyse each of these parameters as a separate issue. These mechanisms are classified briefly below:

- Operating Conditions
- Effect of Fuel Type
- The Type of Combustor

5.1 Effect of Operating Conditions

[24] and [28], remarked that when combustion parameters are optimised for high combustion efficiency, VOC emissions decreased dramatically in the combustion chamber. Furthermore, they revealed that when combustion efficiency was low more VOCs (especially PAH compounds) were observed. Moreover, they pointed out that when the firing rate was increased the concentration of VOC emissions decreased slightly and that when the swirl number was increased the VOCs emissions were sharply decreased. Essentially, they are observing the effects of turbulence with respect to decreasing VOCs emissions.

Important operating parameters on the efficiency of combustion are temperature, residence time and fuel particle size and the rate of air and fuel mixing. These parameters are influencing the formation and destruction of VOC's species [25].

5.1.1 Temperature

Concentrations of VOC decrease rapidly with increasing temperature and, theoretically, with efficient fuel mixing and sufficient residence times. The temperature of most utility boilers (800-1500^{o}C) would cause complete destruction of most PAH compounds [30]. Above temperatures of 1500^{o}C even single ring aromatic compounds tend to rupture, releasing small non-aromatic species [31]. However, according to [32], peak formation of the different PAHs in a flame is not only a function of temperature but it is also sensitive to fuel. The relationship between fuel content and temperature is somehow interrelated for the determination of the peak formation of PAHs.

[29] investigated the influence of combustor temperature in a bench-scale drop-tube reactor. The results revealed near constant PAH concentrations in the solid–phase samples, while the PAH concentrations in the vapour-phase samples increased as a function of temperature. At around 1300^{o}C the rate of PAH formation was exceeded by the rate of PAH oxidation, and PAH concentrations in the vapour phase began to decrease.

5.1.2 Residence Time and Fuel Particle Size

The particle size affects the combustion rate. Therefore, the residence time becomes a vital factor for unburned hydrocarbon destruction in the combustion zone. Combustion of solid particles occurs in a series of repeated steps: combustion of volatile components near the surface of the particles followed by burning of the residual solid structure. The larger the particle the more cycles are necessary for complete combustion and therefore residence time becomes more important. Boilers burning non-pulverised coal therefore have higher unburned hydrocarbon emissions than pulverised coal combustors [25].

5.1.3 The Rate of Air and Fuel Mixing

There are two types of fuel combustion with regard to mixing; one is premixed fuel combustion and the other non-premixed (diffusion) flame. In coal combustion, unburned hydrocarbons may be produced directly from the nature of the non-premixed combustion. This may be due to the nature of very lean and very rich regions created within the combustion chamber that do not support rapid combustion [32]. Therefore, the air/fuel ratio and the turbulence, which causes the efficient mixing between air (oxygen) and fuel, affect the chemical nature of the fuel combustion. The mixing of the fuel and air is the most important factor with respect to the efficiency of combustion and destruction of unburned hydrocarbons. Systems involving frequent start-up and shut-down or non optimal operation due to variations in the supply of fuel or air will suffer from poor air/fuel ratios. A poor air supply can also result in a lowering of the combustion temperature. This results in incomplete combustion, which means more emissions going to the atmosphere [25].

Moreover, [29] claimed that the PAHs emissions showed a decrease with an increase in the excess air rate, but they did not provide relevant information on optimisation of this rate in their work.

5.2 Affect of the Nature of the Fuel

Coal is made up of a wide range of organic compounds. The molecular structure of coal is still not fully understood. Organic matter is released during the heating of coal to 300^{o}C. It is assumed that pyrolysis does not occur at this temperature. The amount of volatile matter decreases as the carbon content of the coal increases with the ageing process that starts with peat, lignite or brown coals, ranging through sub-bituminous and bituminous to anthractitic coals that are primarily used for metallurgical processes. This evidence, along with evidence that there is an increase in the average PAH ring size with increasing coal rank and hydrocarbons in coal, becomes increasingly aromatic through the coalification process.

Since coal is a hydrocarbon mineral, inefficient combustion or utilisation of coal leads to the emissions of organic compounds to the environment. Hundreds of organic compounds have been identified. For ease of study, groups of compounds such as VOCs and PAHs have been classified based on chemical or physical properties. However, such groups are often poorly defined. It is easier to study emissions from activities such as coal combustion in terms of a group of organic compounds rather than trying to identify and quantify many individual compounds.

[22] concluded from a study on several coal-fired power stations that the fuel type had less effect on hydrocarbon emissions than the load or the furnace type and emphasised that no significant trend between emissions and coal type could be established. Later on [29] supported this observation. Furthermore, according to [33], PAHs formation depends upon the carbon to the hydrogen ratio of the fuel and its molecular structure. The more aromatic PAH type compounds already present in the fuel the more likely that such compounds and the derivatives of such compounds will be released. However, [32] supported the idea of fuel having less effect on exit emissions when compared to the operating conditions, but they also suggested the formation of different peak VOCs in the flame may be the result of the combined effects of the nature of the fuel and temperature.

In inefficient combustion systems some compounds present in the fuel may be released in the same form as in the fuel. Simple pyrolysis may also release single or multiple ring compounds, which were originally present as larger molecules in the fuel or as part of the complex fuel matrix. The addition of small ring systems, either from small precursors present in the original fuel or from pyrolysis products, may occur. Although combustion degrades the large aromatic structures, these structures may reform in the combustion zone or elsewhere in combustion system. The formation of organic compounds from elemental sources is also possible [31] in rich flames or at lower temperatures.

[29] revealed that there are no significant emissions differences with respect to the fuel type or form (pulverised coal vs. coal- water slurry fuel (CWSF), and raw vs. cleaned coal) found in the PAHs compounds. However, [28] show when coal has different values of volatile matter for a fixed carbon ratio, it exhibits significant differences in behaviour with respect to the formation of incomplete combustion products.

[28] compared pulverised coal with oil for PAHs emissions and they observed that the average emissions from coal combustion were around 10 % of those from oil combustion. During the combustion of pulverised coal, as long as the process conditions are well-optimised, the total levels of VOCs are much smaller compared to oil combustion (an averaged reduction of around two times). This reduction is mainly due to a decrease in aliphatic hydrocarbons, which are of smaller environmental concern than aromatics. On the other hand, the influence of the process parameters on VOC emissions is much more important in coal combustion than that of oil [28]. However, [22] suggest that the effluent emissions seem to be of the same order of magnitude for oil-fired and coal-fired stations, although there are contradictory results for several compounds. For certain compounds, the effluent is more abundant with coal, for some others it is the opposite. From this point of view the only one agreement that can be drawn from the work of [22] and [28] is that there are different VOCs species emitted from coal and oil combustion. [22] mainly concentrated on the identification of specific species in both fuels while [28] emphasised on the amount of the overall emission.

Optimal integration between different pollutants mechanism is vital in order to prevent adverse effect on the formation of the other types of pollutant. [21] suggest that combustion modifications to reduce NOx emissions from coal-fired power stations can sometimes lead to an increase in the PAHs emissions but a decrease in the nitro-PAH derivatives. That is why the overall optimisation of parameters is essential for minimising the emission of VOCs, SOx, and NOx, respectively.

5.3 Effect of the Type of Combustor

Temperatures in fluidised bed combustion (FBC) systems are predominantly lower (between 800-900^{o}C) than pulverised coal fired boilers. These lower temperature values and other combinations of combustion characteristics of the FBC may result in more unburned hydrocarbon being released. According to [34] the average emissions of unburned hydrocarbons from fluidised beds (<200ppb) are higher than those from other types of coal combustion (<30ppb). [35] found that emissions of PAHs from fluidised beds are significantly higher than even industrial systems.

Furthermore, [30] examined the affect of coal volatile composition, air /fuel ratio, temperature-time history on pollutant formation. They used the above parameters for both pulverised coal flames and fluidised bed combustion. They suggested that in coal combustion significant products of VOCs may be released into the atmosphere in the case of incomplete combustion from coal fired combustors. They observed an important difference between pulverised coal and fluidised bed combustion even though they do not give any comparison values with respect to the emission of VOCs between these two combustor types. In fluidised bed combustion there is weak relation between the coal rank and the nature of PAH emissions, but in pulverised combustion it

was difficult to establish this kind of claim. Moreover, [21] claimed that liquid fuel fired power stations emit more pollution in the form of significant amounts of pyrene, which is reputed to be particularly carcinogenic in the form of its derivatives. Moreover, [21] suggest that we should not generalise any specific emission only with respect to the type of power stations since a combination of combustion conditions, the nature of the fuel and type of furnace give a more realistic picture on emissions.

6. Conclusions

The combustion of fuel in power stations leads to the emission of small but important hazardous of VOCs into the environment. These products of incomplete combustion represent a risk to both environment and health. There are extensive possible VOCs species exist in coal or co-fire combustion. Therefore, it is important to identify the most abundant and hazardous VOC's in power stations. To this end an extensive literature survey has been completed to be able to see this issue more efficiently. However, the main problem faced in this area is a considerable lack of information. From the literature it can be seen that certain authors have attempted to draw up VOC inventories of emissions from power stations, but these are restricted to PAH or total hydrocarbons. However, some hydrocarbons have been analysed individually in a few studies [22] or in studies of pilot plants [30].

It can be concluded that organic compounds may be released from combustion systems as intact fuel, as decomposition products of larger molecules, or as products of the interaction of precursor molecules. The reaction mechanism and the final product are determined by the fuel type, combustor type and combustion conditions. High temperatures with lean burn result in the destruction of organic molecules, while low temperatures and excess air levels allow PAHs to form. Long residence times in the combustion zone allow efficient organic destruction, while long residence times in cooler areas enhance reformation. According to [33] the more aromatic (PAH) type compounds present in the fuel, the more likely that such compounds, and derivatives of such compounds, will be released. Optimal integration between VOCs and other pollutants is vital in order to prevent adverse effect on the formation of the other types of pollutant. Sometimes combustion modifications to reduce some pollutants such as NOx emissions from coal-fired power stations can lead to an increase in the PAHs emissions but a decrease in the nitro-PAH derivatives. That is why the overall optimisation of parameters is essential for minimising the emission of VOCs, SOx, and NOx, respectively.

7. Future Works

The majority of VOCs species are intermediate species of combustion products. Therefore it is difficult to measure them in power stations. To understand the underlying principles of how these pollutants are formed and destroyed we should thoroughly understand the reaction mechanisms involved in combustion processes. Therefore it is essential to construct a skeletal reaction mechanism from well established literature works in order to see how these species interacted with each other in complex combustion environment.

Furthermore, the literature survey showed that there are difficulties in sampling accurately determining individual targeted hazardous VOC species in real emissions of power stations. Therefore for future work, it is important to develop a full chemistry employed mathematical model to predict hazardous important species in power stations and according to combustion parameter variations find behaviours of these targeted species and optimal integration between VOCs and other pollutants in order to prevent their emission in their sources.

References

[1] The United States Environmental Protection Agency (USEPA). Definition of VOC. Last Revised 31.03. 2009. http://www.epa.gov/ttn/naaqs/ozone/ozonetech/def_voc.htm, retrieved on 03.07.2015.

[2] Environment Canada. http://www.ec.gc.ca/cov-voc/, retrieved on 03.07.2015

[3] Directive 2004/42/CE of the European Parliament and of the Council of 21 April 2004 http://eurlex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1435853829678&uri=CELEX:32004L0042, retrieved on 03.07.2015.

[4] M. Yang. A Current Global View of Environmental and Occupational Cancers. Journal of Environmental Science and Health, Part C, 29:223–249, 2011.

[5] M. Frenklach, H. Wang. Detailed modelling of PAH Profiles in a Sooting Low-pressure Acetylene Fame, in H. Bockhorn (Ed.), Soot Formation in Combustion, Heidelberg, Springer, p165-192, 1994.

[6] J.A. Miller, C.F. Melius. Kinetic and Thermodynamic Issues in the Formation of Aromatic-Compounds in Flames of Aliphatic Fuels. Combustion and Flame, 91:21-39, 1992.

[7] R.G. Derwent. Hydrocarbons in the Atmosphere: Their Sources, Distributions and Fates. VOCs in the Environment, Proceedings of the International Conference, Eds. G.Leslie and R. Perry, London, 1993.

[8] J. Murlis. Volatile Organic Compounds: UK Policy, VOCs in the Environment, Proceedings of the International Conference, Eds. G.Leslie and R. Perry, London, 1993.

[9] S. Sandroni, D. Anfossi. Historical Data of Surface Ozone at Tropical Latitudes. Science of the Total Environment, 148:23-29, 1994.

[10] E. Tsani-Bazaca, E. De Saeger. Comparative Evaluation of VOC Measurements in Some EEC Laboratories. VOC's in the Environment, Proceedings of the International Conference, Eds. G. Leslie, R. Perry, London, 1993.

[11] R.G. Derwent, M.E. Jenkin. Hydrocarbons and Long-Range Transport of Ozone and PAN Across Europe. Atmospheric Environment, 25A:1661-1678, 1991.
[12] R.G. Derwent, M.E. Jenkin, S.M. Saunders. Photochemical Ozone Creation Potentials for a Large Number of Reactive Hydrocarbons under European Conditions. Atmospheric Environment, 30:181-199, 1996.
[13] H. Schroeder. Developmental Brain and Behavior Toxicity of Air Pollutants: A Focus on the Effects of Polycyclic Aromatic Hydrocarbons (PAHs). Critical Reviews in Environmental Science and Technology, 41:2026–2047, 2011.
[14] Larry D. Claxton. The history, genotoxicity and carcinogenicity of carbon-based fuels and their emissions: 1. Principles and background. Mutation Research 762, p76–107, 2014.
[15] Larry D. Claxton. The history, genotoxicity and carcinogenicity of carbon-based fuels and their emissions: Part 2: Solid fuels. Mutation Research 762, p108–122, 2014.
[16] Larry D. Claxton. The history, genotoxicity and carcinogenicity of carbon-based fuels and their emissions: Part 3: Diesel and gasoline. Mutation Research 763, p30–85, 2015.
[17] Larry D. Claxton. The history, genotoxicity and carcinogenicity of carbon-based fuels and their emissions: Part 4 – Alternative fuels. Mutation Research 763, p86–102, 2015.
[18] Larry D. Claxton. The history, genotoxicity and carcinogenicity of carbon-based fuels and their emissions: Part 5. Summary, comparisons, and conclusions. Mutation Research 763, p103–147, 2015.
[19] Jian Zhou, Yan You, Zhipeng Bai, Yandi Hu, Jiefeng Zhang, Nan Zhang. Health risk assessment of personal inhalation exposure to volatile organic compounds in Tianjin, China. Science of the Total Environment, 409, p452–459, 2011.
[20] D.A. Stafford, R.R. West, A. D. White. Review of Occupational and Environmental Exposures to Organics and Associations with Leukaemia and Preleukaemia, VOCs in the Environment, Proceedings of the International Conference, Eds. Leslie, G., and Perry, R., London, 1993.
[21] P. Masclet, M. A. Bresson, G. Mouvier. PAHs emitted by Power Stations, and Influence of Combustion Conditions. Fuel, 66:556-562, 1987.
[22] J. P. Garcia, S. Beyne-Masclet, G. Mouvier, P. Masclet. Emissions of Volatile Organic Compounds by Coal-Fired Power Stations. *Atmospheric Environment*, 26A:1589-1597, 1992.
[23] C.A. Miller, R.K. Srivastava, J.V. Ryan. Emissions of Organic Hazardous Air-Pollutants from the Combustion of Pulverized Coal in a Small-Scale Combustor. Environmental Science and Technology, 28:1150-1158, 1994.
[24] P. J. Harrison. In Flame Measurement of Specific VOCs from Combustion of Pulverised Fossil and Renewable Fuels. PhD Thesis, Imperial College, the University of London, 2002.
[25] O. Arslan Modelling Emissions of Volatile Organic Compounds (VOCs) in Modern Power Plants. PhD Thesis, Imperial College, University of London, 2002.
[26] C.F. Melius, M.E. Colvin, N.M. Marinov, W.J. Pitz, S.M. Senkan. Reaction Mechanisms in Aromatic Hydrocarbon Formation Involving The C_5H_5 Cyclopentadienyl Moiety. 26th Symposium (International) on Combustion, the Combustion Institute, p685-692, 1996.
[27] M.J. Castaldi, N.M. Marinov, C.F. Melius, J. Huang, S.M Senkan, W.J. Pitz, C.K. Westbrook. Experimental and Modeling Investigation of Aromatic and Polycyclic Aromatic Hydrocarbon Formation in a Premixed Ethylene Fame. Proceedings of the 26th International Symposium on Combustion, Pittsburgh, the Combustion Institute, p693-702, 1996.
[28] L. Bonfanti, G. Demichele, J. Riccardi, E. Lopezdoriga. Influence of Coal Type and Operating Conditions on the Formation of Incomplete Combustion Products. Pilot Plant Experiments. Combustion Science and Technology, 101:505-525, 1994.
[29] S.V. Pisupati, R.S. Wasco, A.W. Scaroni. An investigation on polycyclic aromatic hydrocarbon emissions from pulverized coal combustion systems. Journal of Hazardous Materials 74(1):91-107, 2000.
[30] H.K. Chagger, J.M. Jones, M. Pourkashanian, A. Williams, A. Owen, G. Fynes. Emission of Volatile Organic Compounds from Coal Combustion. Fuel, 78:1527–1538, 1999.
[31] L.L. Sloss, I.M. Smith. Organic Compounds from Coal Utilisation. IEA Coal Research, London, 1993.
[32] H.K. Chagger, J.M. Jones, M. Pourkashanian, A. Williams. The nature of hydrocarbon emissions formed during the cooling of combustion products. Fuel, 76, 9, p861-p864, 1997.
[33] G. Brooks. Estimating Air Toxic Emissions from Coal and Oil Combustion Sources. Report No EPA-450/22-89-001.Carolina, USA, US Environmental Protection Agency, 1989.
[34] M. Citiroglu, M.F. Yardim, E. Ekinci, Determination of Polycyclic Aromatic Hydrocarbons (PAH) in Cyclone and Bottom Ashes in a Fluidised Bed Combustor. In: FBC Technology and the Environmental Challenge. Proceedings of the Institute of Energy's 5th International Fluidised Combustion Conference, Adam Hilger. p311-318, 1991.
[35] M.J. Chadwick, N.H. Highton, N. Lindman. The Environmental Significance of Coal-Derived Carbon Compounds. In: Environmental Impacts of Coal Mining and Utilisation. A Collaborative Study by the Beijer Institute/UNEP/USSR Academy of Sciences/NEA, Sweden. Oxford, UK, Bergamon Press, p218-244, 1987.

GASOLINE AND DIESEL LIKE FUELS PRODUCTION FROM WASTE TIRE OIL USING NATURAL ZEOLITE AND CaO BY PYROLITIC DISTILLATION METHOD

Abdulkadir Ayanoğlu[1*,2], Recep Yumrutaş[2], Orhan Arpa[3]

[1*]*Sirnak University, Energy System Engineering Department, Sirnak, Turkey; kadir.ayan@hotmail.com*
[2]*University of Gaziantep, Mechanical Engineering Department, Gaziantep, Turkey*
[2] *Dicle University, Mechanical Engineering Department, Diyarbakır, Turkey*

Abstract

This paper provides an updated on production of liquid fuel from waste tire by catalytic pyrolysis and investigation of its characteristics referred to as the waste tire oil samples are blended two additives of Zeolite and lime (CaO) with mass basis of 2%, 4%, 6%, 8% and 10% respectively. As a result of the experimental study for the produced fuel, the CaO with a ratio of 10 % has the best results and on acquiring the most suitable distillation temperatures close to values of a diesel fuel. This study investigated to distinguish of 10 % CaO mixture into fraction experimentally. Each fraction properties are compared with standards fuels such as diesel fuel, gasoline fuel. 10% of lime mixture with waste tire oil is decomposed into two fractions. First fraction is resembled to light fuel, called as gasoline as fuel. Second fraction is similar to heavy fuel, named as diesel as fuel. Fuels produced using 10 wt.% lime was differentiated into two fractions, which were light fuel with 18 wt.% and heavy fuel with 60 wt.% of the total waste tire. Remaining of the gas residue is about 12 wt.%, which is rejected from the heat exchanger and 10 wt.% is residues.

Keywords: Waste Tire Oil, Lime, Catalytic Pyrolitic Distillation, Gasoline Like Fuel (GLF), Diesel Like fuel (DLF), Standard Petroleum.

ATIK LASTIK SIVISINDAN DOĞAL ZEOLİT VE CaO KULLANARAK PRİLOTİK DİSTİLASYON METODUYLA BENZİN BENZERİ VE DİZEL BENZERİ YAKIT ELDE EDİLMESİ

Özet

Bu calışmada atık lastik sıvısından katalitik piroliz distilasyon metoduyla kutlesel ağırlık olarak 2%, 4%, 6%, 8% ve 10% oranlarında Doğal Zeolit ve CaO ile karıştırılıp, benzin benzeri ve dizel benzeri yakıt üretimi amaçlanmıştır. Herbir numunenin distilasyon grafiği çizilip, 10% CaO atik lastik sıvısı karışımının distilasyon eğrisi dizel yakıtın distilasyon eğrisine yakın benzerlik sağladığı gözlemlenmiştir. 10% CaO atik lastik sıvısı karışımı fraksiyonlara ayrılarak benzin ve dizel yakıtlarıyla karşılaştırılmıştır. Birinci fraksiyon 150 ^{o}C ye kadar distile edilmiş, ikinci fraksiyon ise 400 ^{o}C ye kadar distile edilmiştir. Ilk fraksiyonun kütlesel olarak 18% oraninda Benzin Benzeri Yakıta (BBY) benzediği, İkinci fraksiyonun ise kütlesel olarak 60% oranında Dizel Benzeri Yakita (DBY) benzediği tespit edilmiştir. Kütlesel olarak 12% oranında sıvılaştırılamayan gaz eşanjörden atmosfere uçmuştur. Kütlesel olarak 10% oranında atik çamur ortaya çıkmıştır. BBY ve DBY karakteristik özellikleri standart petrol ile karsılaştırılıp, benzer özelliklere sahip olduğu tespit edilmiştir. BBY ve DBY karakteristik özelliklerinden dolayı motorlarda yakılacağı hakkında kanaate varılmıştır.

Anahtar Kelimler*:* Atık Lastik Sıvısı, Katalitik Piroliz Distilasyon, Benzin Benzeri Yakıta (BBY), Dizel Benzeri Yakıta (DBY), Standard Petrol.

1. Introduction

The energy crisis and environmental degradation are general problems in human life. These problems owe their origin to increase population, rapid industrialization and refuse huge quantities. To decrease part of our energy crisis and environmental degradation, it has become imperative to make use of appropriate technologies for the possible recovery of resources from non-conventional sources, like municipal and/or industrial organic wastes, used plastics, waste tires, etc. [1-2].

The waste energies of global and national policies are being developed and proposed worldwide [3]. Despite waste tires, amounts are only 2 wt.% of total waste. The world productions of waste tires in 2005 were over 2.5 million tons in North America, 2.5 million tons in Europe

and 0.5–1.0 million tons in Japan [4]. The transportation demands encourage to use more reliable and high-quality tire for safe driving. These trends increase tire usage due to decrease tire life. By the way, a waste tire rejection amount will be increased above 17 million tons per year by 2012. [5-6]. An illustration from Asia, especially in China, will rapidly increase the amount of used tires in this area, and given that 85% of tires are for cars [7]. Their managements are very hard after uncontrolled stocks and fire, etc. The waste tire is one of the most common and very valuable hazardous solid wastes of the world.

Among the various alternatives for recycling waste tire, which is re-treating, reclaiming, incineration, grinding, biodegradation, pyrolysis, etc., [8] Pyrolysis has become a viable recycling technology which is the environmental friendly and effective method to manage the waste tire. Pyrolysis decomposes large molecular to lower molecular in the absence of oxygen by thermal is exposition. Generally, the tire pyrolysis products separated into liquid, gas and solid [9]. The significant difference between pyrolysis with other methods is that pyrolysis does not pollute the environment and atmosphere.

At open literature, different methods have been studied for waste tire pyrolysis. The primary test is thermo gravimetric, which is a reliable and basic approach for tire, to predict thermal behavior of waste tire during the pyrolysis [10]. Fixed bed reactors are usually used, where the temperature is increased following a ramp until a last temperature is arrived [11-12]. In addition, other authors have treated under isothermal states by feeding the tire when the reactor is at reaction conditions [13-14]. Another achievement experiment is applied in the tire catalytic pyrolysis process is that based on the rotary kiln [15-16]. High heat transfer and bad isotherm city of fluid bed reactors have been used [17–19]. Successfully the conical spouted bed reactor (CSBR) has been used for both tire pyrolysis and, previously, in the pyrolysis of other residues, such as plastics and biomass [20–24].

In the previous study, the different ratio of lime and natural zeolite mixed with waste tire oil (WTO). It aims to produce standard fuel. Distillation test is an easy way to understand that the produced fuel resembles to average fuels. The best and optimum distillation curve is 10% CaO mixture with waste tire oil [25]. In this paper, 10% CaO mixture with waste tire oil separated into two fractions by temperature difference, which aims to resemble gasoline and diesel like fuel. The sample is heated up to 150 ^{o}C to obtain gasoline like fuel (GLF), then continue to heat up to 400 ^{o}C to output diesel like fuel (DLF). The characteristics of GLF and DLF analyzed by GC/MS analyses, elemental analyses, higher heating values (HHV), density, flash point, viscosity, sulfur content. The tests' analysis close to standard fuels except DLF contains high sulfur than diesel and flash point of GLF is higher than gasoline. The distillation curves of DLF close to diesel and the curve of GLF a little higher than gasoline. Finally, GLF and DLF are investigated for being a benefit to engine or not. The results give a good idea to burn in an engine.

2. Experimental Work

2.1. Raw Materials

The waste tires extracted from fiber cord and steel then get ready to pyrolysis at a fixed bed reactor. The waste tires were shredded into 8 cm wide sheets (roughly) [26-27]. Elemental composition and HHV of waste tire are closed to other studies [8,12], the waste tire results are shown in Table 1.

2.2. Fixed Bed Reactor System

The fixed bed system installed at Motor Laboratory, Department of Mechanical Engineering and University of Gaziantep, which was utilized to expose and separate samples. The system schematic is shown in Fig. 1. The main components of the system are reactor, control panel, fuel storage tank, blender, and heat exchanger or condenser. Each component will be explained below briefly. The main component is the reactor, has a cylindrical shape with inner diameter and overall effective chamber length of about 30 and 40 cm, respectively. The reactions are occurred at the reactor. The electric heating unit has five kW heating capacity, which can be heated up to 600 ^{o}C. The voltage control panel adjusts the heating rate for reaction [25].

2.3. Catalytic pyrolysis fractions of waste tire oil

Pyrolysis temperature is the main important parameter. Laresgoiti et al [12] pyrolzed waste tire between 300-700^{o}C and the optimum temperature is 500oC. Moreover, Barbooti et al and Qu et al. [8, 13] determined optimal temperature 430oC for tire pyrolysis under inert gas to obtain a more liquid product. The WTO mixed with CaO additive having mass basis of 2%, 4%, 6%, 8% and 10% respectively, and were heated up 450^{o}C. The products are collected. in a storage tank. The liquids obtained from pyrolysis, which are usually termed as oils, is dark-brown color products, which resemble petroleum fuels.

3. Distilation Test of Pyrolysis

The characteristics of waste tire oil mixed with CaO additive having a mass basis of 2%, 4%, 6%, 8% and 10% respectively. The optimum mixture determined above as 10 % CaO-waste tire oil. The hydrocarbon groups generally find in tire oil as paraffinic, naphthenic, aromatic and olefinic, etc. The hydrocarbon groups of the mixture temperature changes between 54–360 ^{o}C. The mixtures were separated into fractions by temperature difference [28].

The hydrocarbons have a strong influence on distillation

curves behavior, and the location of sudden change temperature point has a positive sign to determine the quantity of fuel samples [29]. The mixture separated into a fraction by boiling difference. The GLF temperature starts from 54 ºC to 150 ºC [12], and the DLF temperature begins from 150 ºC to 360ºC.

3.1. Gasoline Like Fuel

The 10 % CaO mixture waste tire oil put into reactor and was heated from 18 ºC to 150ºC. The maximum amount of GLF is 18 % wt. of total weight. The GLF has a significant value of HHV, which is close to gasoline fuel [29-30]. The results were presented in Figure 1, where it can be seen that about 18% of such oil's distillate, which corresponds with the boiling point limit of light naphtha (<200 ºC) [31]. The GLF has heavier compounds than gasoline. Therefore, it is a disadvantage of combustion initiation at the high temperatures.

3.2. Diesel Like Fuel

The mixture distillated into second fraction by increasing the temperature from 150ºC to 450ºC, collected in a burette, which is approximately 60 wt.% of the total weight. The distillation curve of the second fraction is like with diesel fuel or heating diesel oil, which relates with the boiling point limit of heavy naphtha [30]. In Figure1 the distillation tests of diesel fuel, DLF and heating diesel oil by a boiling temperature range of 150–360 ◦C was presented. The DLF is too closed to diesel fuel but a bit

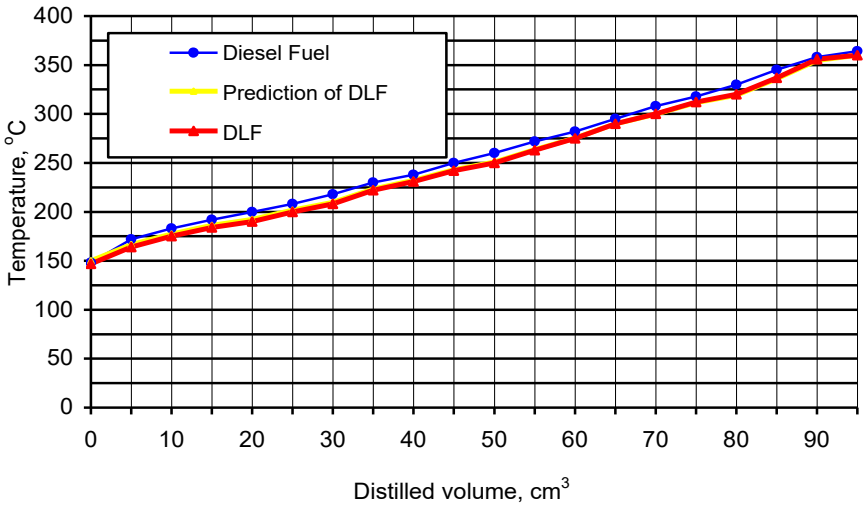


Fig. 1. Distillation of GLF, DLF, Gasoline, Diesel Fuel and Heating Diesel Oil.

lower than heating diesel oil. That can be a good advantage to atomize fuel and initiate the combustion at low temperatures. The diesel heating oil has heavier compounds than DLF. That means, DLF chemical can be broken easier than heating diesel oils.

Consequently, the distillation tests results of GLF, DLF, Gasoline; Diesel Fuel and Heating Diesel Oil give an idea how to burn in engine, combustion efficiency and engine performance..

4. Results and Discussion

In this study, a new method developed to pyrolyze WTO to GLF and DLF by pyrolytic distillation. The WTO exposed with CaO to convert new product than this product separate from a fraction as gasoline-like fuel (GLF) and diesel-like fuel (DLF) as mentioned before. Thermal and physical characteristics of the WTO, GLF and DLF such as flash point, density, viscosity and sulfur contents, and distillation tests, CG/MS was analyzed. Results obtained from the tests were given in tables and corresponding figures. Each figure and table were described and discussed in the following sections.

3.1. Chemical characteristics of WTO, GLF and DLF

The chemical compounds are essential for fuel combustion, which is valuable for engine performances and exhaust emissions. The elemental compositions determine chemical properties and effect on environment. The sulfur amount is a main element for fuel, which generates the harmful effects as sulfur oxides (SO_2) on environment by acid rains. Thus, extremely efforts have been made to minimize the sulfur content in fuels [35]. It is well-known that there are several catalysis mechanisms to absorb sulfur from fuels. Such as Qu et al. [8] used zeolite for decreasing sulfur from waste tire oils. The CaO in is the most effective compound in decreasing the amount of sulfurs. CaO is the best additive for removal of sulfur in waste tire oil, due to its basic character [36].

$$CaO + SO_2 \rightarrow CaSO_3$$

The WTO has 10,460 ppm sulfur. After reacted with CaO, the sulfur decreases to heavy fraction decrease to 8000 ppm. But, again the sulfur amount is higher than standards. It should be decreased to standards [36].

At Table 1 shows the elemental analysis results of WTO, GLF and DLF. Elemental analyses on the samples were performed on an elemental analyzer (Leco Truspec). The H/C, O/C molar ratios and empirical formula were calculated from elemental composition [37]. Both the chemical and the physical composition of a fuel are valuable to determine combustion characteristics. Elemental analysis gives a brilliant idea for engine performances.

Table 1. Ultimate Analysis and HHV of WT, WTO, GLF and DLF.

Elemental Composition (wt%)	WT	WTO	GLF	DLF
C	79.73	78.92	78.16	78.49
H	7.23	9.04	12.04	9.91
N	0.97	0.28	0.27	0.26
O[a]	7.12	9.82	9.53	9.55
S	4.95	1.94	---	1.79
H/C molar ratio	1.0881	1.3745	1.8485	1.5151
O/C molar ratio	0.0669	0.0933	0.0914	0.0912
Non-combustible matter [b]	13.5	---	---	---

[a] Calculated by difference

[b] Steel + other inorganics compounds

Chemical compositions of the GLF and DLF were analyzed by using Perkin Elmer Clarus 600 GC-MS (Gas Chromatography-Mass Spectrometry) analytical method. The GC-MS combine the properties of gas-liquid chromatography and mass spectrometry to determine various compounds in the sample. The Perkin Elmer has 5-MS capillary column (30 m x 0.25 mm i.d.; 0.25 µm film thickness). Helium (purity: 99.99%) uses as a carrier gas, having a flow rate of 1 ml/min The GC oven temperature become stable at 40°C for 1 min, set to 100, 160 and 280°C at a rate of 4, 4 and 5°C/min, respectively and then final temperature fixed at 280°C. The sample injector temperature is 220°C. The amount of sample injections are 1 µl. MS spectra is fixed at EI ion source of 70 eV. Split ratio mode is 10:1. The National Institute of Standards and Technology (NIST) search software library is used to analyze compounds and peaks provided by CG-MS chromatogram [38]. According to the test results, the GLF and DLF have over forty of chemical compounds.

The GC–MS chromatogram of the aliphatic subfraction of the GLF is presented in Fig. 5. Peaks identification is determined by the Probability Based Matching (PBM) algorithm of their spectra. Those identification outcomes of match quality more than 90% were considered valid, once confirmed that their tentative assignments were in agreement with published GC/MS data of like products [12]. The molecular compounds identified in this subfraction are also listed in Table 5 to get an idea about compositions (the nature and compound types, etc.). As observed from Table 5, n-pentan include alkanes, alkenes and branched hydrocarbons are determined in aliphatic subfraction of GLF, and the aliphatic subfraction contains predominantly Pentane, 2-methyl, 2-Pentene, 3-methyl, Hexane, 1-Heptene, Cyclopentane, 1-methyl 1,4-Hexadine, 4- Methyl compounds. The GC–MS analysis results of GLF resemble to gasoline fuel [39]. And also GLF carbon subfractions distribution resembles to gasoline fuel carbon subfractions distribution [39-40].

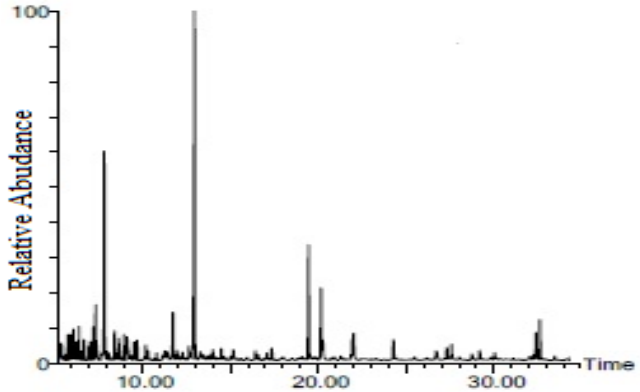


Figure 5. GC–MS chromatogram of aliphatic subfraction of gasoline as fuel.

Table 5. Relative content of main compounds identified in the aliphatic subfractions of gasoline as fuel.

Moleculer Formula	**Compound Name**	**RT (Min)**	**Area %**
C_6H_{14}	Pentane, 2-methyl	5.383	0.4201

C_6H_{12}	1-Butene,2,3-dimethyl	5.420	0.4097
C_6H_{12}	1-Hexene	5.779	1.004
C_6H_{12}	Hexane	5.911	0.6918
C_6H_{12}	2-Butene, 2,3-dimethyl	6.087	0.9272
C_6H_{12}	2-Pentene, 3-methyl	6.183	0.4826
C_6H_{12}	1,4-Pentandiene, 3-methyl	6.286	0.5440
C_6H_{12}	Pentane, 3-methylene	6.418	0.9767
C_6H_{10}	2,4-Hexadine	7.056	0.9565
C_7H_{14}	2-Pentene, 2,4-dimethyl	7.232	1.262
C_6H_{10}	Cyclopentane, 1-methyl-	7.357	1.732
C_6H_{10}	2,4-Hexadine	7.340	0.5828
C_6H_6	Benzene	7.841	6.634
$C_{16}H_{20}Br_4$	2- Pentene-1-ol, 4-methyl-	8.345	1.130
C_7H_{14}	1-Heptene	8.662	0.9501
C_7H_{16}	Heptane	8.948	0.9538
C_7H_{12}	1,4-Hexadine, 4- Methyl	9.139	1.617
C_8H_{16}	1-Pentene, 2,4,4-trimethyl	9.550	0.6990
C_7H_{12}	2,4-Hexadine, 2-methyl-	9.711	0.7651
C_8H_{16}	2-Pentene, 2,4,4-trimethyl-	10.20	0.6893
C_7H_{14}	Cyclohexane	10.33	0.4149
C_6H_{10}	C_6H_{10}	C_6H_{10}	C_6H_{10}
$C_6H_{12}O$	Methyl Isobutly Ketone	11.41	0.6464
C_7H_{12}	2,4-Hexadiene, 3-methyl-	11.75	2.140
C_7H_{12}	1-Ethylcyclopentene	11.98	0.4246
C_9H_{2O}	Pentane, 2,4,4,4-tetramethyl	12.67	0.5979
C_7H_8	Toulene	12.98	18.24
C_5H_6S	Thiophene, 3-methyl-	13.29	0.6288
C_8H_{16}	1-Octene	14.01	0.4135
C_8H_{18}	Octane	14.50	0.5340
C_8H_{14}	2,4-Hexadiene, 2,3-dimethyl-	15.18	0.5344
C_8H_{14}	1,3-Dimethyl-1-cyclohexene	16.43	0.4840
C_8H_{14}	Cyclohexene, 1-ethyl-	17.09	0.4204
C_6H_{10}	Ethylbenzene	19.46	5.847
C_6H_{10}	o-Xylene	20.16	3.696
C_6H_{10}	Benzene, 1,3-dimethyl-	20.26	1.198
C_6H_{10}	o-Xylene	21.95	0.9889
C8H8	Styrene	22.01	1.527
C_9H_{12}	Benzene, (1-methylethyl)-	24.27	1.336
C_9H_{12}	Benzene, propyl-	26.70	0.9208
C_9H_{12}	Benzene, 1-ethyl-4-methyl-	27.30	0.6027
C_9H_{12}	Benzene, 1-ethyl-3-methyl-	28.74	0.4683
$C_{10}H_{13}N$	Azetidine,3-methyl-3-phenyl	29.17	0.6740
C_9H_{12}	Benzene, 1,2,3-methylethyl-	30.03	0.4391
$C_{10}H_{14}$	Benzene, 1-methyl-4-(1-methylethyl)-	32.38	1.455
$C_{10}H_{16}$	Limonene	32.61	2.173

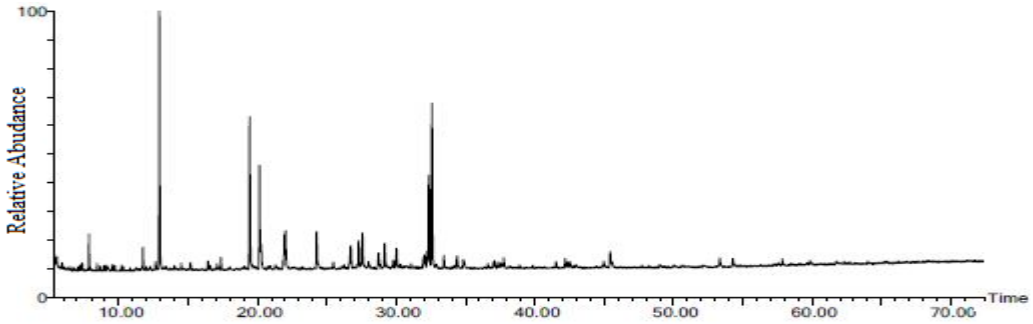


Figure 6. GC–MS chromatogram of aliphatic subfraction of diesel as fuel.

The molecular compounds identified in this subfraction are also listed in Table 6 to get an idea about compositions (the nature and compound types, etc.). As observed from Table 2, n-pentan include alkanes, alkenes and branched hydrocarbons are determined in aliphatic subfraction of WTO, and the aliphatic subfraction

contains predominantly Cyclohexene, 4-ethenyl, Benzene, (1- methylethyl)-, Ethylbenzene, Benzene, 1,2,3 trimethyl, Benzene, butyls, 2,3-Epoxycarane,3,7,7 trimethyl-compounds. The GC–MS analysis results of DAF were compared with commercial diesel fuel and resemble to commercial diesel fuel [39]. And also DLF carbon subfraction distribution resembles to diesel fuel carbon subfractions distribution [39-40]. Typical uses of GC/MS include testing the purity of a particular substance, or separating the different components from a mixture (the relative amounts of such components) can also be determined [25]. Two fractions of waste tire oil mixture with lime analyzed with GC-MS device. The results of GLF and DLF resemble to standard fuels.

Table 6. Relative content of main compounds identified in the aliphatic subfractions of diesel as fuel.

Moleculer Formula	Compound Name	RT (Min)	Area %
C7H12	2,4-Hexadiene, 2-methyl-	11.74	0.7073
C7H8	Toluene	12.92	7.035
C8H12	Cyclohexene, 4-ethenyl	17.36	0.4327
C8H10	Ethylbenzene	19.43	4.800
C8H10	o-Xylene	20.13	3.256
C8H10	o-Xylene	21.94	1.049
C8H10	Styrene	22.02	1.761
C9H12	Benzene, (1- methylethyl)-	24.26	1.375
C10H16	Santolina triene	25.47	0.3530
C9H12	5-Methylenecycloocta-1,3-diene	26.73	1.125
C9H12	Benzene, 1-ethyl-3-methyl	27.56	1.180
C9H12	Benzene, 1-ethyl-2-methyl	28.73	0.7604
C9H20	Nonane	29.79	0.4338
C9H12	Benzene, 1,2,3 trimethyl-	30.02	0.8828
C8H16	2-Pentene,2,4,4-trimethyl	31.97	0.3745
C10H18	Cyclohexene, 1-methyl-4-(1-methylethyl)-	32.03	0.4216
C9H12	Benzene, 1,2,5-trimethyl-	32.22	0.5098
C10H14	Benzene, 1-methyl-2-(1-methylethyl)-	32.35	3.049
C10H16	Limonene	32.57	5.350
C9H10	Benzene, 2-propenyl-	33.43	0.5161
C9H8	Indene	34.39	0.6334
C10H14	Benzene, buthyl	34.85	0.6508
C10H16O	2,3-Epoxycarane,3,7,7 trimethyl-	37.07	0.4982
C10H12	Benzene, 2-ethenely-1,3-dimethyl-	37.75	0.3591
C10H12	Benzene, 2-methyl-2-(2-propenyl-	42.19	0.3588
C10H8	Azulene	45.42	0.7546
C11H10	Naphthalane, 2-methyl-	53.32	0.5587
C11H10	Naphthalane, 1-methyl-	54.27	0.4415
C6H3MnO5	Manganese, pentacarbonylmethyl-	67.64	0.3638
C9H16BrNO	2-Piperidinone, N-[4-bromo-n-butyl-]	68.21	0.3816
C13H28	Decane, 6-ethyl-2-methyl	68.33	0.7118
C4H3CoO4Si	Cobalt, tetracarbonylsilyl	68.87	0.4831
CH6N4O	Carbonic dihydrazide	69.49	0.3773
C7H5MnO4	Manganese, pentacarbonylmethyl-, (oc-6-21)-	69.96	0.3774
C10H13N3O2	1-(4-Nitrophenyl)iperazine	70.04	0.3642
C19H36O	2-Methyl-E,E-3,13-octadecadien-1-ol	70.04	0.3462
C10H21	1-lodo-2-methylnonane	71.13	0.5676
C19H34O3	Methoprene	71.14	0.7915
C12H16N2O3	Cyclobarbital	73.37	0.8515

4.2 Thermal and physical properties of the produced fuels of waste tire

Thermal and physical properties of the GLF and DLF such as density, flash point, viscosity and sulfur content, heating value, elemental analysis, CG/MS and distillation test are analyzed. The results are declared in Table 4, due to standards of a gasoline and diesel fuel. The parameters of the GLF and DLF are density, viscosity; flash point and HHV which are fairly close to the standard values. So characteristic's fuel is significantly valuable for combustion within an engine.

The flash point or fuel flammable temperature is the form an ignition for engine. The lowest temperature preferable case to burn fuel. The flash point is often used as one descriptive characteristic of liquid fuel for engine.

Table 4. Some characteristics of WTO, GLF, Gasoline Fuel, DLF and Diesel Fuel.

Properties	WTO	GLF	Gasoline	DLF	Diesel
Density at 15 °C (kg/m^3)	830	740	780	825	820-845
Flash point (°C)	28.1	20	-43	23	>55
Viscosity at 40 °C (mm^2/s)	3.21	---	---	3.09	2-4.5
Water (mg/kg)	130	---	---	120	<200
HHV (kJ*kg-1)	41000	43214	43890	42163	42700

The flash point of GLF is 20°C, which is higher than gasoline. The flash point of DLF is about 23°C, which is lower than diesel.

Density is the weight to a unit volume of fluid, an important property for fuels. Density of a fuel since air-fuel mixture and flame can propagate uniformly in a combustion chamber of an engine. The density of diesel fuel ranges between 820 and 845 kg/m^3. Density of DLF is measured as 825 kg/m^3, which is close to the diesel. The density of gasoline fuel is 780 kg/m^3 for leaded fuel, 742 kg/m^3 for unleaded fuel. Density of GLF is measured as 750 kg/m^3, which is close to gasoline.

Viscosity is one of the most important properties of diesel fuels, since it affects the operation of the fuel-injection equipment, particularly at low temperatures when the increase in viscosity affects the fluidity of the fuel. High viscosity leads to poorer atomization of the fuel spray and less accurate operation of the fuel injectors [41]. The viscosity of diesel fuel is 2.45 mm^2/s. The viscosity of diesel-as fuel is measured as 3.09 mm2/s, which is close to the limit.

5. Conclusions and recommendations

In this experimental study, from waste tire oil treated with CaO. The 2% of CaO mixture with waste tire oil is decomposed into two fractions. First fraction is GLF. Second fraction is DLF. Thermal and physical properties of GLF and DLF such as density, flash point, viscosity and sulfur content, HHV and distillation tests are analyzed at the Oil-fuel laboratory of Mechanical Engineering Department at the University of Gaziantep. Elemental analyses, CG/MS are analyzed in Kahramanmaraş Sütçü İmam University center laboratory. According to these test results, the most important conclusions are outlined as follows:

- The distillation graphs of GLF and DLF determine the characteristic of fuels, which are close to standards fuels. The distillation graphs of GLF a little bit higher than a gasoline curve. It means it cannot burn at the same efficiency of gasoline fuel. But the distillation graph of DLF curve is intersected with diesel fuel. It means DLF burns thee at the same efficiency of diesel.
- Thermal and physical properties of the GLF and DLF such as density, flash point, viscosities are closed to standards petroleum.
- Due to GC–MS analysis, GLF and DLF resemble to standards fuel.
- The sulfur amount of DLF is too higher than diesel fuel. So, DLF sulfur must be decreased by efficiency methods as desulfurization.
- The GLF and DLF should be tested in an engine to obtain performance and emission's values.

6. References

[1] P.T. Williams, Waste Treatment and Disposal, 2nd ed.; Wiley & Sons:London, 2005

[2] Arpa O, Yumrutaş R, Argunhan Z. Experimental investigation of the effects of diesel-like fuel obtained from waste lubrication oil on engine performance and exhaust emission. Fuel Processing Technology, 91:1241–1249, 2010.

[3] Sharma VK, Mincarini M, Fortuna F, Cognini F, Cornacchia G. Disposal or waste tires energy recovery and safe environment-review. Energy Conversion, 39:511–528, 1998.

[4] Larsen MB, Schultz L, Glarborg P, Skaarup JL, Dam JK, Frandsen F, Herriksen U. Devolatilization characteristics of large particles of tyre rubber under combustion conditions. Fuel, 85:1335–1345, 2006.

[5] Schwager J. Technological Solutions and Market Opportunities. Juniper: Gloucestershire (England) 2004.

[6] Sunthonpagasit N, Duffey MR. Scrap tires to crumb rubber: feasibility analysis for processing facilities. Resour Conserv Recycl, 40:281–299, 2004.

[7] Cao W. Study on properties of recycled tire rubber modified asphalt mixtures using dry process. Constr Build Mater, 21:1011–1015, 2007.

[8] Wei Qu, Qian Zhou, Yu-Zhong Wang, Jing Zhang, Wen-Wen Lan, Yan-Hui Wu, Jia-Wei Yang, De-Zhi Wang. Pyrolysis of waste tire on ZSM-5 zeolite with enhanced catalytic activities. Polymer Degradation and Stability, 91: 2389-2395, 2006.

[9] Dung NA, Raweewan K, Wongkasemjit S, Jitkarnka S. Light olefins and light oil production from catalytic pyrolysis of waste tire. J Anal Appl Pyrol, 86:281–286, 2009.

[10] Leung DYC, Yin XL, Zhao ZL, Xu BY, Chen Y. Pyrolysis of tire powder: influence of operation variables on the composition and yields of gaseous product. Fuel Process Technol, 79:141–155, 2002.

[11] Kyari M, Cunliffe A, Williams PT. Characterization of oils gases and char in relation to the pyrolysis of different brands of scrap automotive tires. Energy Fuels, 19:1165–1173, 2005.

[12] Laresgoiti MF, Caballero BM, Marco I, Torres A,

Cabrero MA, Chomon MJ. Characterization of the liquid products obtained in tyre pyrolysis. J Anal Appl Pyrol, 71:917–934, 2004.
[13] Barbooti MM, Mohamed TJ, Hussain AA, Abas FO. Optimization of pyrolysis conditions of scrap tires under inert gas atmosphere. J Anal Appl Pyrol, 72:165–70,2004.
[14] Conesa J, Martian-Gullon I, Font R, Jauhiainen J. Complete study of the pyrolysis and gasification of scrap tires in a pilot plant reactor. J Environ Sci Technol, 38:3189–3194, 2004.
[15] Galvagno S, Casu S, Casabianca T, Calabrese A, Cornacchia G. Pyrolysis process for the treatment of scrap tyres: preliminary experimental results. Waste Manage, 22:917–923, 2002.
[16] Li SQ, Yao Q, Chi Y, Yan JH, Cen KF. Pilot-scale pyrolysis of scrap tires in a continuous rotary kiln reactor. Ind Eng Chem Res 2004;43:5133–5145.
[17] Dai X, Yin X, Wu C, Zhang W, Chen Y. Pyrolysis of waste tires in a circulating fluidized-bed reactor. Energy, 26:385–399, 2001.
[18] Kaminsky W, Mennerich C. Pyrolysis of synthetic tire rubber in a fluidised-bed reactor to yield 1,3-butadiene styrene and carbon black. J Anal Appl Pyrol, 200158:803–811, 2001.
[19] Conesa JA, Font R, Marcilla A. Gas from the pyrolysis of scrap tires in a fluidized-bed reactor. Energy Fuels, 10:134–140, 1996.
[20] Aguado R, Olazar M, San Jose MJ, Aguirre A, Bilbao J. Pyrolysis of sawdust in a conical spouted bed reactor. Yields and product composition. Ind Eng Chem Res, 39:1925–1933, 2000.
[21] Olazar M, Aguado R, Barona A, Bilbao J. Pyrolysis of sawdust in a conical spouted bed reactor with a HZSM-5 catalyst. AIChE J, 46:1025–33, 2000.
[22] Elordi G, Olazar M, Aguado R, Lopez G, Arabiourrutia M, Bilbao J. Catalytic pyrolysis of high density polyethylene in a conical spouted bed reactor. J Anal Appl Pyrol, 79:450–5, 2007.
[23] Elordi G, Lopez G, Aguado R, Olazar M, Bilbao J. Catalytic pyrolysis of high density polyethylene on a HZSM-5 zeolite catalyst in a conical spouted bed reactor. Int J Chem Reactor Eng, 5:A72, 2007.
[24] Lopez G, Olazar M, Aguado R, Bilbao J. Continuous pyrolysis of waste tyres in a conical spouted bed reactor. Fuel, 89:1946–1952, 2010.
[25] A. Ayanoglu, R. Yumrutas. (2014). Production of gasoline and diesel fuels from waste tire oil by catalytic pyrolysis. 13th International Conference on Clean Energy 2474-2484, 2014.
[26] Jasmin Shah, M. Rasul Jan, Fazal Mabood. Catalytic Pyrolysis of Waste Tyre Rubber into Hydrocarbons Via Base Catalysts. Iran. J. Chem. Eng, Vol. 27, No.2, 2008.
[27] E.V. Takeshita, R.V.P. Rezende , S.M.A. Guelli U. de Souza , A.A. Ulson de Souza. Influence of solvent addition on the physicochemical properties of Brazilian gasoline. Fuel, 87:2168–2177, 2008.
[28] J. Shah, M.R. Jan, F. Mabood. Recovery of value-added products from the catalytic pyrolysis of waste tyre. Energy Conversion and Management 50: 991–994, 2009.
[29] A.M. Cunliffe, P.T. Williams. Composition of oils derived from the batch pyrolysis of tyres Journal of Analytical and Applied Pyrolysis, 44:131–152, 1998.
[30] B. Benallal, C. Roy, H. Pakdel, S. Chabot, M.A. Poirier. Characterization of pyrolytic light naphtha from vacuum pyrolysis of used tyres comparison with petroleum naphtha. Fuel 74:1589–1594, 1995.
[31] S. Mirmiran, H. Pakdel, C. Roy. Characterization of used tire vacuum pyrolysis oil: Nitrogenous compounds from the naphtha fraction. Journal of Analytical and Applied Pyrolysis 22 (1992) 205.
[32] Nurulhuda Binti Amri. Preparation of Activated Carbons From Waste Tires Char Impregnated With Potassium Hydroxide And Carbon Dioxide Gasification. Master of Science Universiti Sains Malaysia. 2008.
[33] C. Roy, A. Chaala, H. Darmstadt. The vacuum pyrolysis of used tires End-uses for oil and carbon black products. Journal of Analytical and Applied Pyrolysis, 51:201–221, 1999.
[34] G. Kühner, M. Voll, Manufacture of carbon black, in: J.-B. Donnet, R.C. Bansal, M.-J. Wang (Eds.), Carbon Black Science and Technology, 2nd ed., Marcel Dekker, NewYork, USA, 1–65, 1993.
[35] Archie WC. Principles of energy conversion. McGraw-Hill, 1991.
[36] Arpa O, Yumrutas R, Demirbas A. Production of diesel-like fuel from waste engine oil by pyrolitic distillation. Applied Energy, 87:122–127, 2010.
[37] J.H. Harker, J.R. Backhurst, Fuel and Energy, Academic Press Limited, London,1981.
[38] Arpa O, Yumrutas R, Alma M H. Effects of turpentine and gasoline-like fuel obtained from waste lubrication oil on engine performance and exhaust emission Energy, 35:3603-3613, 2010.
[39] Varol E A, Pütün E, Pütün A E. Slow pyrolysis of pistachio shell. Fuel, 86:1892-1899, 2007.
[40] Demirbas A. Biofuel, Springer Publishment, May 2009.
[41] Demirbas A. Biodiesel production via non-catalytic SCF method and biodiesel fuel characteristics. Energy Conver Manage, 47:2271–2282, 2006.

NUMERICAL SIMULATION OF HAZARDOUS MATERIALS ATMOSPHERIC DISPERSION FOLLOWING AN ACCIDENTAL CHEMICAL RELEASE

Mehmet Karaca, Antonia Zogka, Yann Fenard, Abdelwahid Mellouki, Philippe Dagaut, Iskender Gökalp

Özet

Bu çalışmada, bir sanayi bölgesinde meydana gelen kaza sonucu (yangın, patlama gibi) oluşan tehlikeli madde bulutunun atmosferdeki dağılmasının sayısal çözümleri sunulmuştur. Çözümler gündüz koşullarında bir dizi rüzgar yönü ve rüzgar hızı değerlerini kapsayan senaryoları içeren bir kütüphane oluşturur. Yayılmanın başlangıcı olarak etanol havuz yangını seçilmiştir. Havuz yangınından en yüksek kütle oranında yayılan tehlikeli gazlar atmosferde dağılım benzetimi için seçilmiştir. Atmosferde oluşan kimyasal reaksiyonlar da (güneş enerjisi ve OH radikalleri varlığı nedeniyle) dikkate alınmıştır. Uygulama alanı olarak alınan kentsel bölgenin üzerindeki akış ve yayılma QUIC yayılma modeli kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar mahalle ve kent ölçeğinde yapılmıştır.

Anahtar kelimeler: kimyasal kaza, atmosferik yayılım, sayısal çözümleme, QUIC modeli

Abstract

The results of numerical simulations of atmospheric dispersion of a hazardous material cloud following an accidental release (fire or explosion) in an industrial site are presented. A library of solutions is generated corresponding to a selection of scenarios covering series of wind directions and wind velocity values at diurnal conditions. The release scenario is chosen as an ethanol pool fire. The toxic species released at higher rates from the pool fire are chosen for dispersion simulations. The lifetime changes of the released species due to atmospheric chemistry (solar irradiation, presence of OH radicals) are also taken into account. The flow field over the considered urban area and the dispersion of the hazardous material are solved using QUIC dispersion model. Computations are performed for possible scenarios for neighborhood and urban scale dispersion.

Keywords: chemical accident, hazardous release, atmospheric dispersion, QUIC model

1. Introduction

Chemical stockpiles of large scale industrial sites may endanger surrounding communities. Risk assessment within the context of regulations for industrial installations is enhancing readiness of emergency responders; quick and yet accurate predictions of contamination area are of utmost importance.

A full three dimensional reacting flow simulation of atmospheric dispersion is not feasible. The scales of the overall problem range from those of the release reactions to the scales of the atmospheric flow characterizing the surroundings of the incident area. We consider the problem in two parts: the estimation of the released hazardous materials composition and the atmospheric dispersion simulation of major toxic species.

ICARE-CNRS, 1C Avenue de la recherche scientifique
45071 Orléans cedex 2, Fransa
iskender.gokalp@cnrs-orleans.fr

The reference accident scenario is taken as a pool fire of ethanol stock pile. The composition of the emissions is determined based on well stirred reactor experiments and quasi one-dimensional chemical kinetics modeling of the oxidation of initial materials. The release rates are computed based on the pool fire (0.196 m^2) of 1 barrel size reference stockpile.

The atmospheric dispersion of the released major toxic species can be simulated either using conventional Computational Fluid Dynamics (CFD) models or simplified dispersion models. Conventional CFD models are used for capturing the physics of dispersion. Large eddy simulation methods are promising tools for flows over urban canopy when computational rapidity is not a requirement. Cai et al. [1] used LES to study the

dispersion and transport characteristics of flows over street canyons and compared their results with experimental data. Schatzmann et al. [2] presented LES based dispersion results for Hamburg inner city area. The simulations are based on a high resolution LES contaminant transport model (FAST3D-CT) [3]. Xie and Castro presented LES computations of wind tunnel tests for a site at the central London area [4]. They show that "the near field" flow is sensitive to the source location and initial source turbulence parameters. Pielke et al. used mesoscale atmospheric wind field results coupled with 2D CFD simulations of dispersion [5].

Use of CFD models offers high accuracy but this comes at a high computational cost. Alternatively, dispersion can be simulated using Lagrangian particle methods (LPDM) using pre-computed average flow field results. LPDM models like and QUIC [6-7] and Micro-Swift SPRAY [8-10] produce results faster and with acceptable accuracy. Nibart et al. [9] performed dispersion simulations using a Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) CFD solver for the average flow field, coupled with the Micro-SPRAY model for release dispersion. Toxic release dispersion in New York City area is computed by Duchene and Armand [10] using the mesoscale model MM5 for the atmospheric flow simulations, NSWIFT for adding effects of obstacles and Micro-SPRAY for Lagrangian dispersion simulation. Williams et al., [11] present dense gas dispersion results obtained by QUIC-PLUME model for an open air release on flat terrain and wind tunnel experiments including obstacles. Gant and Atkinson [12] used the QUIC-PLUME model for the simulation of a flammable, cold and dense vapor cloud for which the near field wind plays a key role in the dispersion simulations.

In this work, we performed atmospheric dispersion simulations for neighborhood (1 km) and urban (10 km) scales [13] using QUIC dispersion modeling system [14-15]. The release scenario considered is an ethanol pool fire at an industrial site in France. In the second section we present quasi 1D chemical kinetics analysis for the release composition. Computations of the atmospheric degradation rates of the released species are presented in the third section. Finally, some results are discussed in the last section.

2. Chemistry of pool fire

In this section we identify the detailed composition of the agents which are released during an ethanol pool fire. We implemented a quasi-one dimensional approach using detailed reaction mechanisms.

2.1 Reaction mechanisms

The detailed kinetic mechanism used in this work for ethanol oxidation is based on Dagaut mechanism [17] which was previously validated for the oxidation of other hydrocarbons (from natural gas to kerosene and diesel fuel). The base mechanism is improved with recent updates [18] and a sub-mechanism for soot precursors is added [19]. The validity of the mechanism for the oxidation of ethanol is verified by comparing with experimental data obtained in a jet stirred reactor and in low pressure flat flames stabilized on a burner [18]. Final mechanism has 597 species which are involved in 3950 reactions.

2.2 Computational method and validation

Fischer et al. investigated the structure and radiation properties of an ethanol pool fire. The diameter of the considered pool is 0.5 m [21]. The temperature is measured up to 500 mm above the surface of the pool and along the diameter; axial and radial velocities are also provided. The mole fractions of combustion products (CO_2, H_2O, CO and hydrocarbons) at 50 mm, 300 mm and 500 mm above the pool surface are measured for different distances from the centerline axis.

The experimental mole fraction profiles of combustion products obtained by Fischer et al. [21] are computed with the kinetic mechanism described previously. The precision of the chemical mechanism is of prime importance for the accuracy of the composition of released agents. Therefore we implement a quasi-one dimensional approach for the diffusion flame using the detailed mechanism. We computed a network of perfectly stirred reactors (PSR), as the parameters of the diffusion flame along the vertical axis vary. In the work by Fischer et al. concentrations were measured at three heights, so we divided the flame in three connected PSR (Fig. 1).

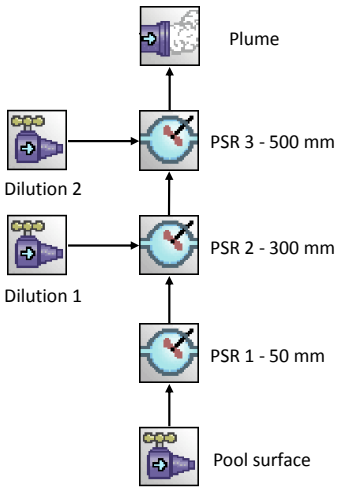


Figure 1. Chemical network reactor modeling of the oxidation of ethanol in a 0.5 m diameter pool fire.

Considered parameters are the temperature measurements and the residence times calculated using the measured axial velocity and the length attributed to each PSR (50 mm, 250 mm and 200 mm) corresponding to the measurement height of combustion products. We also consider the equivalence ratio and N_2 dilution, deduced from the mole fraction of products. The mass burning rate of ethanol is calculated using Mudan correlation [22]:

$$\dot{m}_b = 0.001 \left(\frac{\Delta H_c}{\Delta H_v}\right) \qquad (1)$$

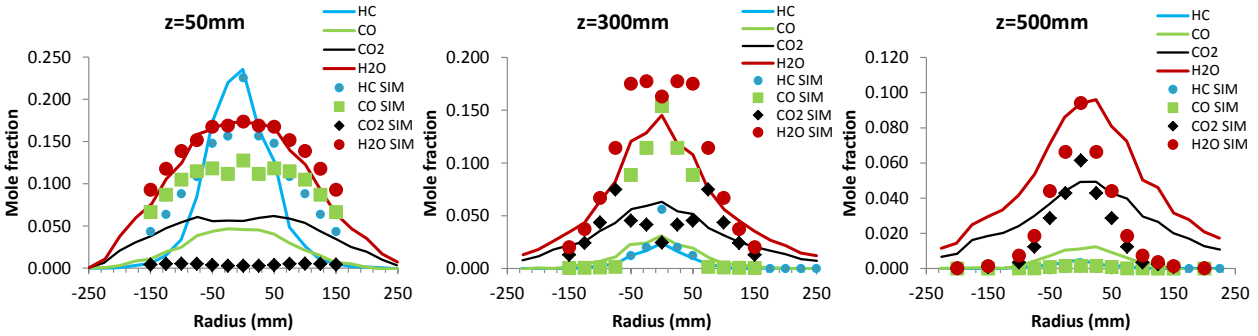


Figure 2: Mole fraction of combustion products in a 0.5 m diameter pool fire for 50 mm, 300 mm and 500 mm above pool surface. Solid lines are for experimental data and symbols for simulation.

where ΔH_c is the enthalpy of combustion of ethanol and ΔH_v its enthalpy of vaporization. The results for each reactor output are plotted on the same graph together with experimental data of Fischer et al. and presented in figure 2. Considering the centerline profile of the flame, kinetic modeling gives satisfactory results. The resulting composition of release out of a 0.5 m diameter ethanol pool fire is given in Table 1.

Formaldehyde (CH_2O), Ketene (CH_2CO) and Phenol (C_6H_5OH) are chosen to be major toxic species to be considered for simulations. Toxicity of these species based on Occupational Safety and Health Administration data are 0.9 mg/m^3, 0.9 mg/m^3 and 19 mg/m^3 respectively.

Table 1 Most abundant product species resulting from the oxidation modelling of ethanol pool fire of 0.5 m diameter

Species name	Release mol/s	Release g/s
N2	3.171	88.831
O2	0.43647	13.966
CO2	0.26309	11.578
H2O	0.40313	7.2626
CO	6.42E-003	0.17991
CH4	8.31E-005	1.33E-003
H2	5.17E-004	1.04E-003
C2H4	1.62E-005	4.53E-004
C2H2	1.55E-005	4.04E-004
CH3OH	1.23E-005	3.93E-004
CH2O	1.21E-005	3.64E-004
H2O2	4.17E-006	1.42E-004
CH2CO	2.89E-006	1.22E-004
A2CH3	5.57E-007	7.92E-005
CH3CHO	1.66E-006	7.33E-005
A2R5	2.65E-007	4.04E-005
A4	1.68E-007	3.40E-005
C2H6	4.31E-007	1.30E-005
C2H5OH	2.63E-007	1.21E-005
C5H4O	1.48E-007	1.19E-005
C6H5OH	9.45E-008	8.89E-006
C2H3CHO	1.10E-007	6.16E-006

3. Degradation of species in the atmosphere

Generally, VOCs (Volatile Organic Compounds) share the same major atmospheric removal mechanisms, which include:

a) photochemical oxidation by the main atmospheric oxidants (hydroxyl radicals (OH), chlorine atoms (Cl), nitrate radicals (NO_3), and ozone (O_3)) in the troposphere
b) photolysis in the troposphere/stratosphere
c) heterogeneous interactions with clouds and aerosols
d) deposition and uptake at the earth's surface [25].

The reaction with the oxidants and mainly with the reactive free hydroxyl radicals constitutes the most dominant degradation processes for the majority of VOCs. OH radicals play a central role in tropospheric chemistry acting as a sink for organic compounds. This oxidation sink determines the atmospheric lifetimes for the vast majority of this class of atmospheric species [25]. A large amount of VOCs has already been studied, thus their atmospheric lifetimes are well quantified. Knowing the reaction rate coefficients the lifetimes are estimated using the following expressions:

$$\tau_{OH}=1/(k_{OH} *[OH])$$
$$\tau_{NO3}=1/(k_{NO3} *[NO_3])$$
$$\tau_{O3}=1/(k_{O3} *[O_3])$$

where kOH, kNO_3, kO_3 are the bimolecular rate coefficients for reactions of OH, NO_3 and O_3 with the VOC of interest and [OH], $[NO_3]$, $[O_3]$ are the concentrations of OH, NO_3, O_3 which are taken as [23, 24]:

[OH] = $2x10^6$ molecule/cm^3 during daytime and $[NO_3]$ = $5x10^8$ molecule/cm^3 during night time
Nitrate radicals are rapidly destroyed by sun light so that NO3 can only accumulate during night time.
$[O_3]$ = 10^{12} molecule/cm^3 during daytime and [Cl] = 10^4 molecule/cm^3
The shortest lifetime for the concerned species belongs to formaldehyde to be ~19 hours.

4. Numerical simulations

QUIC atmospheric dispersion modeling system has been used in this work to estimate the dispersion characteristics of an ethanol pool fire over an urban area with the inclusion of atmospheric chemistry models. It is observed that the knowledge of the wind field is of crucial importance for the correct evaluation of the dispersion parameters. The importance of the chemical species atmospheric degradation rates depends on the size of the considered area and the degradation lifetimes. Topographic details of the considered site are shown in figure 3. The chemistry and atmospheric data are used to feed the QUIC dispersion modeling system to obtain the concentration contours of some selected toxic compounds.

We performed series of simulations for various wind speed and directions considering the release of 100 grams of different species during 30 minutes. The results are available as concentration distributions (g/m^3) in a three-dimensional 10 km x 10 km x 40 m (vertical elevation) computational domain.

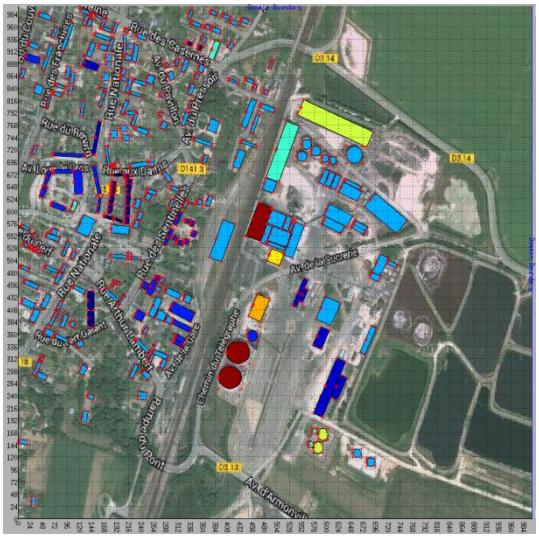


Figure 3. Topography of the neighborhood (1km x 1km) taken into account for the dispersion simulations for the considered site.

5. Results and discussion

A database of dispersion simulations related to accident scenarios in an industrial zone is pre-computed for the use of emergency responders. These scenarios consider different dispersion parameters which are the wind angle, wind speed, diurnal time and released species. These results will be used by the emergency responders who are not expected to know the details of simulations. Therefore the results should be presented with utmost clarity for the end user. Also, in the case of emergency, the results should be concise enough to enable a prompt risk evaluation. For this purpose, the objective of the work is to delineate the area for which the contamination levels are above the toxicity thresholds in order to provide to the end-user for a prompt risk assessment.

Phenol (dense gas) dispersion results for 4 different wind directions (fig. 4) show significant effects of ground obstacles like buildings and vegetation. Figure 5 shows the concentration results for the atmospheric dispersion of formaldehyde at two different wind speeds of 1.5 m/s and 3 m/s. The results are shown both on the lateral plane at 2 m height and the vertical plane along the wind direction. The snapshots correspond to the 40^{th} minute after start of the release. When the wind speed is lower the concentration values are higher since the plume is not dispersed effectively. More importantly the plume moves slowly resulting in longer exposure. Both vertical and lateral dispersion are more effective for faster velocity.

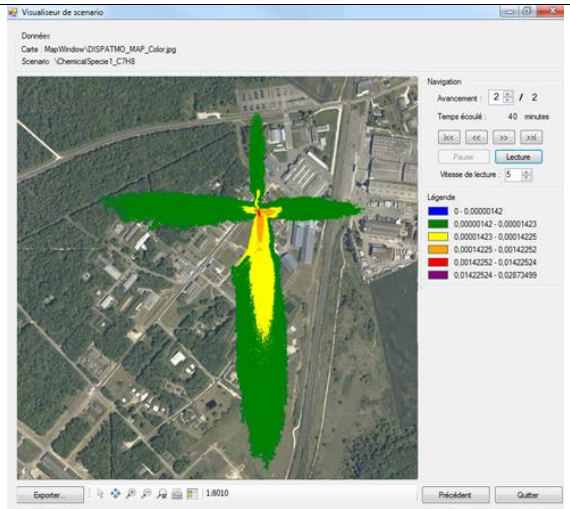


Figure 4. 2D concentration (g/m^3) contours at 2 m height of the urban scale results, for 100 grams of phenol, dispersed for 20 minutes, for 1.5 m/s constant wind speed, in 4 directions.

The change of the peak concentration distance from the source and the peak concentration value along the wind direction are shown on figures 6 and 7. These results correspond to 100 grams of released formaldehyde and phenol. On Fig. 6, the results show the effect of wind velocity on plume penetration. As the wind speeds are higher plume concentrations reduce much faster. The penetration speed value of the plume is not far from the wind speed. Low wind velocities result in higher concentration of contamination (Fig. 7).

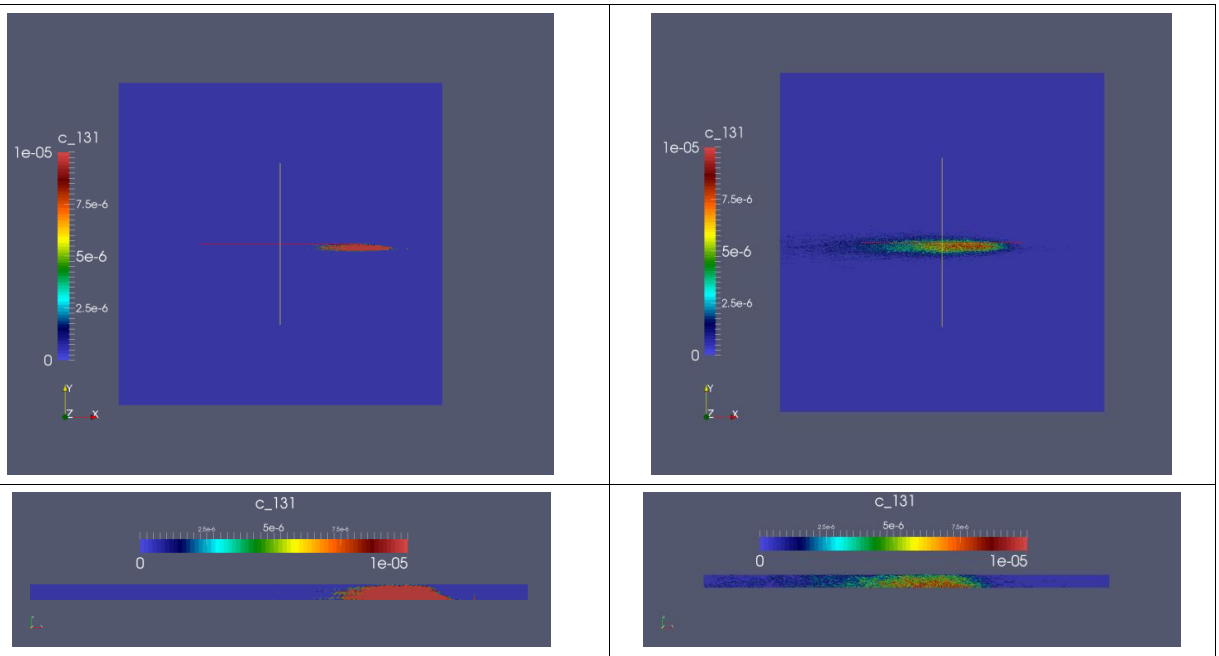


Figure 5 The atmospheric concentration distribution (g/m^3) of formaldehyde at 40th minute after the release starts (for 30 minutes of pool fire release of 100 grams formaldehyde). Concentrations results for wind speeds of 1.5 m/s (left) and 3 m/s (right). Above figures show lateral dispersion at 2 m height, below figures correspond to vertical dispersion along the wind speed axis.

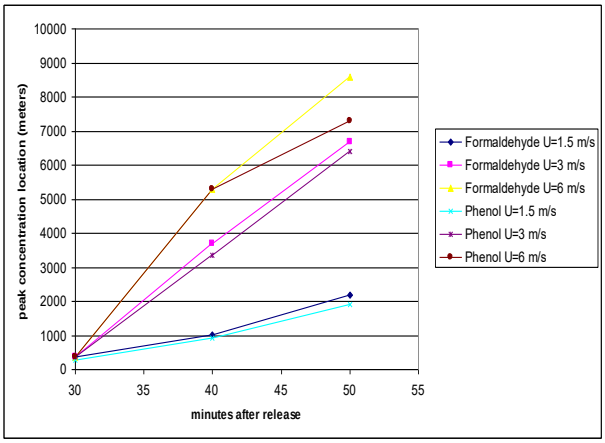


Figure 6. The change of distance that the peak concentration location penetrates along the wind direction with time for different wind speeds and density of released species.

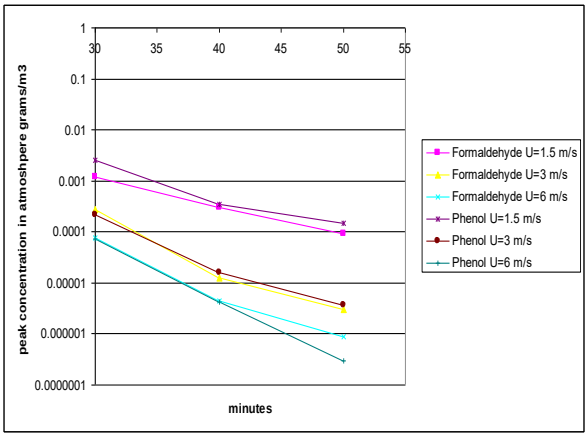


Figure 7. The change of the peak concentration with time for 100 grams formaldehyde and phenol release scenarios in the atmosphere

6. Conclusions

Numerical simulations of atmospheric dispersion of a hazardous material cloud following an accidental release in an industrial site are performed. The release scenario is chosen as an ethanol pool fire. A library of solutions is generated corresponding to a selection of scenarios covering series of wind directions and wind velocity values at diurnal conditions. The toxic species released at higher rates from the pool fire are chosen for dispersion simulations. The lifetime changes of the released species due to atmospheric chemistry (solar irradiation, presence of OH radicals) are also taken into account. The flow field over the considered urban area and the dispersion of the hazardous material are solved using QUIC dispersion model. Computations are performed for neighborhood and urban scale dispersion. The computation results are presented in a form suitable for the use of emergency responders for prompt decisions concerning risk assessment following the accident.

Acknowledgements

This project is supported by the CNRS, The University of Orleans, The Conseil Regional Centre and the European Union through the FEDER program, Conseil Général du Cher, Bourges Plus and OSEO. The authors are grateful to Dr Michael Brown for providing access to the QUIC Atmospheric Dispersion Modeling System.

References

[1] X.-M. Cai, J. F. Barlow, S. E. Belcher, Dispersion and transfer of passive scalars in and above street canyons Large-eddy simulations, Atmospheric Environment 42 (23) (2008) 5885-5895. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2008.03.040.

[2] M. Schatzmann, B. Leitl, D. Hertwig, H. F., P. C., P. G., B. J., O. K., F. S., R. P., An les based microscale airborne hazard model, in: 14th Conference on Harmonization within Atmospheric Dispersion Modeling for Regulatory Purposes, Kos, Greece, 2011.

[3] Boris, J., "The threat of chemical and biological terrorism: preparing a response," Computing in Science & Engineering , vol.4, no.2, pp.22,32, Mar/Apr 2002 doi: 10.1109/5992.988644

[4] Z.-T. Xie, I. P. Castro, Large-eddy simulation for ow and dispersion in urban streets, Atmospheric Environment 43 (13) (2009) 2174--2185. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2009.01.016.

[5] R. Pielke, W. Cotton, R. Walko, C. Tremback, W. Lyons, L. Grasso, M. Nicholls, M. Moran, D. Wesley, T. Lee, J. Copeland, A comprehensive meteorological modeling system-RAMS, Meteorology and Atmospheric Physics 49 (1-4) (1992) 69-91. doi:10.1007/BF01025401

[6] S. Hanna, J. White, J. Trolier, R. Vernot, M. Brown, A. Gowardhan, H. Kaplan, Y. Alexander, J. Moussar, Y. Wang, C. Williamson, J. Hannan, E. Hendrick, Comparisons of JU2003 observations with four diagnostic urban wind ow and Lagrangian particle dispersion models, Atmospheric Environment 45 (24) (2011) 4073-4081.doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2011.03.058

[7] B. Singh, E. R. Pardyjak, A. Norgren, P. Willemsen, Accelerating urban fast response Lagrangian dispersion simulations using inexpensive graphics processor parallelism, Environmental Modelling & Software 26 (6) (2011) 739-750. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.envsoft.2010.12.011

[8] G. Tinarelli, G. Brusasca, O. Oldrini, D. Anfossi, S. Castelli, J. Moussar, Micro-swift-spray (mss): A new modeling system for the simulation of dispersion at microscale. general description and validation, in: C. Borrego, A.-L. Norman (Eds.), Air Pollution Modeling and Its Application XVII, Springer US, 2007, pp. 449{458.doi:10.1007/978-0-387-68854-1_49.

[9] M. Nibart, P. Armand, C. Olry, C. Duchenne, A. Albergel, The Indoor/Outdoor Pollutant Transfer of Hazardous Release: Application to a Parisian Railway Station, in: 13th Conference on Harmonization within Atmospheric Dispersion Modeling for Regulatory Purposes, Paris, France, 2010.

[10] Duchenne C., Armand P., 2010: Development of a 3D Modeling Suit from the Global Scale to the Urban Scale Using MM5 and Micro-Swift Spray. Application to the Dispersion of a Toxic Release in New York City. 13th Conference on Harmonization within Atmospheric Dispersion Modeling for Regulatory Purposes. Paris, France.

[11] Williams M., Brown MJ., and Gowardhan A, 2005: Adaptation of the QUIC-plume model for heavy gas dispersion around building. In AMS Atm. Sci. and Air Qual. Conf.

[12] Gant S.E. and Atkinson G.T. "Dispersion of the vapour cloud in the Buncefield Incident" Process Safety and Environmental Protection, 89 (6), p391-403, 2011. (DOI:10.1016/j.psep.2011.06.018).

[13] R. E. Britter, S. R. Hanna, FLOW AND DISPERSION IN URBAN AREAS, Annual Review of Fluid Mechanics 35 (1) (2003) 469-496. doi:10.1146/annurev.fluid.35.101101.161147.

[14] E. Pardyjak, M. Brown, Evaluation of a fast-response urban wind model: comparison to single building wind-tunnel data, in: D. Boyer, R. Rankin (Eds.), Proceedings of the 3rd International Symposium on Environmental Hydraulics, Tempe, AZ, 2001.

[15] M. Williams, M. J. Brown, E. R. Pardyjak, Development and testing of a dispersion model for ow around buildings, in: 4th AMS Symposium on the Urban Environment, Norfolk, VA, 2002.

[16] P. Dagaut, On the kinetics of hydrocarbons oxidation from natural gas to kerosene and diesel fuel, Phys. Chem. Chem. Phys. 4 (11) (2002) 2079-2094. doi:10.1039/B110787A

[17] Y. Fenard, P. Dagaut, G. Dayma, F. Halter, F. Foucher, Experimental and kinetic modeling study of trans-2-butene oxidation in a jet-stirred reactor and a combustion bomb, Proceedings of the Combustion Institute 35 (1) (2015) 317-324. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2014.05.007

[18] N. Leplat, P. Dagaut, C. Togbe, J. Vandooren, Numerical and experimental study of ethanol combustion and oxidation in laminar premixed flames and in jet-stirred reactor, Combustion and Flame 158 (4) (2011) 705-725.doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.12.008

[19] M. Sffaripour, A. Veshkini, M. Kholghy, M. J. Thomson, Experimental investigation and detailed modeling of soot aggregate formation and size distribution in laminar co ow diffusion flames of Jet A-1, a synthetic kerosene, and n-decane, Combustion and Flame 161 (3) (2014) 848-863. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.10.016

[20] R. Kee, J. Grcar, M. Smooke, J. Miler, Psr: A fortran program for modeling well-stirred reactors, Tech. Rep. SAND86-8209, Sandia National Laboratories, Livermore, CA 94550 (1986).

[21] S. J. Fischer, B. Hardouin-Duparc, W. L. Grosshandler, The structure and radiation of an ethanol pool fire, Combustion and Flame 70 (3) (1987) 291-306.

[22] K. Mudan, P. Croce, Chapter: Fire hazard calculations for large open hydrocarbon res, 2nd edition, national fire protection association (1995).

[23] R. Hein, P. J. Crutzen, M. Heimann, An inverse modeling approach to investigate the global atmospheric methane cycle, Global Biogeochemical Cycles 11 (1) (1997) 43-76. doi:10.1029/96GB03043

[24] D. Pudasainee, B. Sapkota, M. L. Shrestha, A. Kaga, A. Kondo, Y. Inoue, Ground level ozone concentrations and its association with Nox and meteorological parameters in Kathmandu valley, Nepal, Atmospheric Environment 40 (40) (2006) 8081-8087. doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2006.07.011

[25] Derwent R.G. (s.d.) Sources, Distributions and fates of VOCs in the Atmosphere. url: http://www.iupac-kinetic.ch.cam.ac.uk/show_datasheets.php?category=Gas-phase+organics%3A+HOx+%2B+VOC+%28C1

MODELING OF A SOLAR-BIOMASS HYBRID POWER PLANT IN TURKEY

Merve ÖZDEMIR[1], Ahmet YOZGATLIGIL[1,*], İskender GÖKALP[2]

[1]Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University, Ankara, Turkey
[2]ICARE CNRS, 1C, Avenue de la Recherche Scientifique, 45071 Orléans Cedex 2, France
*Corresponding Author, Tel. +90 312 210 5269,
E-mail : ahmety@metu.edu.tr

ÖZET

Isıl güneş enerjisi ve biyokütle enerjisinin hibridizasyonu, bu iki enerji kaynağının dezavantajlarını sezonluk ve günlük olarak gidermekte, kesintisiz ve düzenli bir enerji arzı sağlamaktadır. Bu çalışmada, Rankine çevrimine dayalı güneş-biyokütle hibrit enerji santralinin simülasyon modeli Aspen Plus yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Güneş enerjisi kısmı, parabolik oluklu güneş kollektörleri ve bu kollektörler arasından geçen ısı transfer akışkanından oluşmaktadır. Biyokütlenin yakılmasında direk yakma teknolojisi kullanılmıştır. Elektrik üretiminde kullanılacak olan buharı elde etmek için parabolik oluklu güneş kollektörleri ve biyokütle kazanı paralel olarak kurulmuştur. Simülasyon modeli kullanılarak 1 MW kurulu gücündeki sistem için termal verim ve yakıt tüketim oranları incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi, karma (hibrit) santraller, biyokütle enerjisi, Rankine çevrimi

ABSTRACT

Hybridization of solar thermal energy with biomass combustion complements each other, both seasonally and daily, to overcome their individual drawbacks and provides continuous and uniform energy supply. In this work, a simulation model is developed for Rankine cycle based, solar-biomass hybrid power plants using Aspen Plus software. Solar part consists of parabolic-through collectors and heat transfer fluid (HTF) through that collectors. Direct combustion technology is used for the combustion of biomass. Solar parabolic collectors and biomass combustion are arranged in parallel to produce steam for power generation. Using the simulation model, the thermal efficiency of the hybrid plant and fuel consumption rates are investigated for 1 MW installed capacity.

Keywords: Concentrated solar power (CSP), solar hybrid power plants, energy from biomass, Rankine cycle

1. Introduction

The limited supply of fossil hydrocarbon resources and the negative impact of CO_2 emissions on the global environment dictate efficient use of energy and renewable energy applications. Considering the availability of the resources, solar energy is among the most popular renewable energy types in Turkey. Figure 1 shows the Global Solar Radiation map of Turkey [1]. As can be seen from the figure, in most of the regions global solar radiation is above 1500 kWh/m^2/year and especialy in southern regions, values even higher than 1800 kWh/m^2/year can be observed. However, because of the dependence on sunshine hours, stand-alone solar power plants do not produce energy for an important portion of time during the year. Adding a thermal storage system is one solution to solve the intermittency problem; another way to obtain continuous sustainable energy production is to combine solar energy with other renewables. Compared to other renewables, biomass energy has a more predictible nature if the logictics problem is solved. The main drawbacks of biomass energy are the

insufficient storage capacites for the feedstock and seasonal fluctuations. Hybridizing solar energy with biomass energy is a promising solution to overcome their individual disadvantages. Forest based biomass energy potential of Turkey is shown in Figure 2 [2].

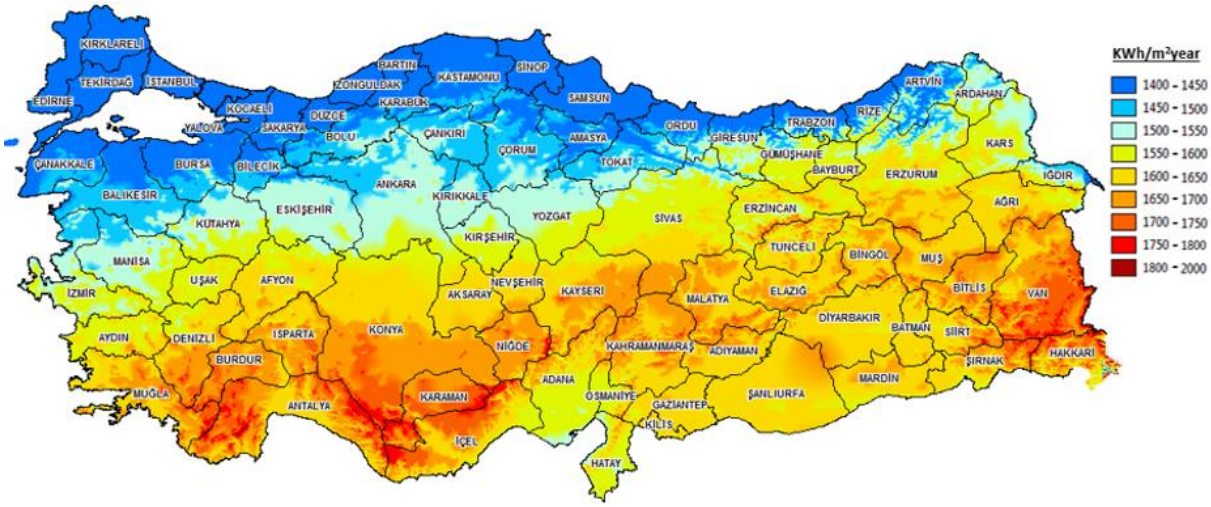


Figure 1. Solar Map of Turkey (kWh/m2/year) [1]

2. Current Concepts

There are several investigations on hybrid solar systems. McDonald investigated hybridization of CSP with biomass/waste materials using dish systems [3]. Termosolar Borges is the first commercial CSP plant hybridized with biomass in the world. It has 22.5 MWe installed capacity and generates 98,000 MWh electric power annually with an operation time of about 6500 h/year [4]. The power plant was constructed in the North East of Spain with 1812 kWh/m^2/year direct irradiation [4]. Parabolic through technology is used in the solar part. The received solar irradiation in the solar field based on 336 collectors (56 parallel loops of 6 parabolic through collectors) with a total area of 181,000 sqm from the installed mirrors [4]. Each collector has a system of parabolic reflectors that concentrate the solar radiation on the heat collecting element where solar energy is transferred to heat transfer fluid (HTF). The plant has two biomass heaters, each producing approximately 22 MWth [5]. Another 6 MW heater operates exclusively on natural gas, and such the installed combustion thermal capacity does not exceed 50 MWth [5]. The biomass input is approximately 66,000 tons per year at 45% humidity and mainly consists of forest residue and agricultural crops [5]. The plant can operate in biomass mode alone, allowing the turbine to operate at 50% of its maximum load. The power block has a single shaft steam generator. The solar field generates saturated steam at 40 bar and the biomass boilers superheat this steam to 520 ℃ [4].

Rende Hybrid Plant is another hybrid solar-biomass power plant located in Calabria, southern Italy. In this project, an existing 14 MWe biomass plant is converted into a 15 MWe hybrid biomass-CSP plant by integrating a 1 MWe Fresnel type CSP component [6]. As a result of hybridization the efficiency of the existing system is increased.

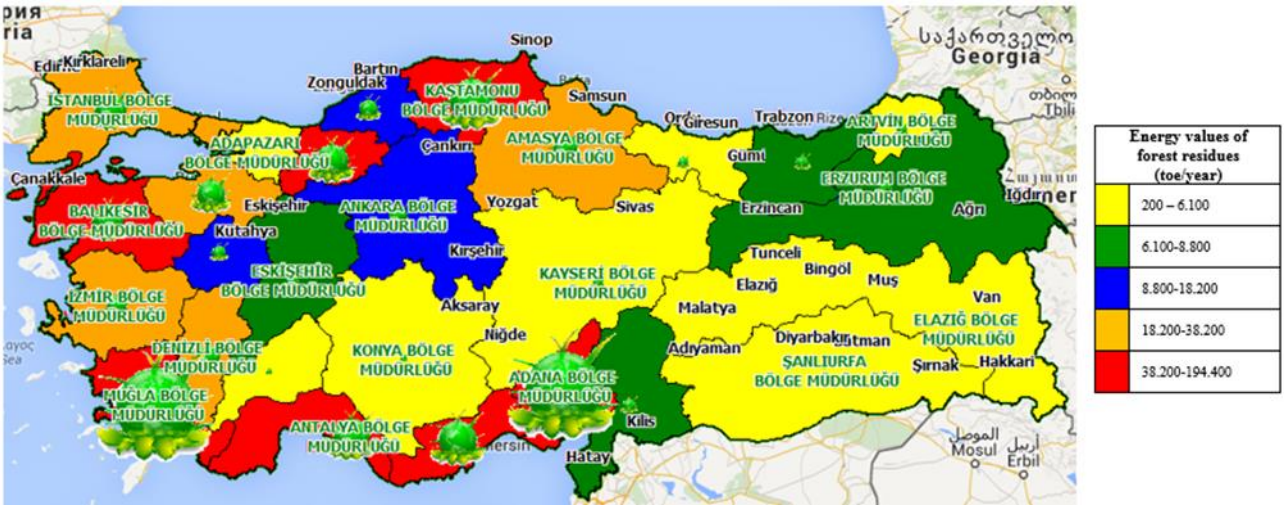


Figure 2. Forest Based Biomass Potential of Turkey (toe/year) [2]

There are several other studies performed on solar-biomass hybrid power plants. Nixon et al. [7] evaluated the feasibility of hybrid solar biomass power plants in India and compared to biomass only operations. The study shows that 29% of biomass saving is achieved by hybrid operation. The performance characteristics of solar-biomass hybrid power plant without energy storage is examined by Srinivas et al. [8]. In that work, cycle thermal efficiency, hybrid plant thermal efficiency, plant fuel efficiency and specific power are investigated under variable solar radiation. Servert et al. [9] analysed CSP-biomass hybrid plants and compared them with conventional CSP and biomass power plants. 17 different hybridization configuration for CSP-biomass hybrid power plants have been studied by Peterseim et al. [10]. The assesment indicates that solar tower and gasification coupling is the best CSP-biomass hybrid configuration in terms of technical and environmental performances. The cost of hybrid solar power plants with coal, natural gas, biomass, geothermal and wind are compared by Peterseim et al. [11]. They also searched the most suitable CSP technologies to hybridize with Rankine cycle power plants [12].

3. Simulation Model

For the purposes of this study a hybrid Paralel Through Collector-biomass power plant model is developed using the ASPEN PLUS software. Aspen Plus is a sequencial modular simulator which includes several databases containing physical, chemical and thermodynamic data for various compounds [13]. The system is based on "blocks" corresponding to unit operations. Materials, work and heat streams are used to interconnect the blocks and construct the flowsheet. Flow rates, composition and operating conditions must be specified for the inlet streams. In order to complete the flowsheet, operating conditions such as temperature, pressure, vapor fraction, etc. must be stated for the blocks and heat/work inputs into the process must be also specified.

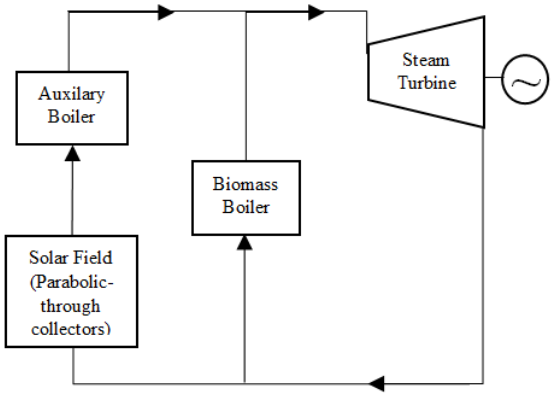


Figure 3. General Schematic of the Model (with auxilary boiler)

The hybrid power plant is continiously operated on a simple steam Rankine cycle. During day time, the steam is generated from two sources. However, during night time, only biomass energy source can be utilized to generate steam. There are several studies on HTFs used in parabolic through collectors (PTCs) [14, 15]. Considering the operating temperature range, Therminol VP-1 is selected as heat transfer fluid. Collector field efficieny is assumed as 70 % [16]. According to Desai et al. [17] for the optimal turbine inlet pressure for 1 MWe solar power plant based on a Rankine cycle, the turbine inlet pressure is taken as 40 bar. Turbine inlet temperature and condensing pressure are determined using commmercial 1 MW steam turbine data. Selected input parameters for the simulation are given in Table 1.

Table 1. Input parameters for the hybrid system simulation

Input Parameter	Value/Type
Installed Capacity	1 MW
Place	Kırklareli (Turkey)

Collector field	Parabolic Through Collector
Biomass Field	Direct Combustion - Inclined Grate
Biomass Source	Woodchips
Collector aperture area	5,000 m2
Collector field efficiency	70%
Heat transfer fluid	Therminol VP-1
Collector outlet temperature	390 °C
Ambient temperature	25 °C
Turbine inlet pressure	40 bar
Turbine inlet temperature	540 °C
Turbine isentropic efficiency	85%
Pump hydraulic efficiency	70%
Condensing pressure	0.1 bar

Two different hybridization options are investigated by performing two separate simulations. In the first case (Figure 3), an auxilary boiler using methane as fuel is used to superheat the steam leaving the collectors. Whereas in the second case, the auxillary methane boiler is suppressed and the steam of the solar field is mixed with the steam coming from the superheater of biomass boiler so that desired steam temperature is obtained.

Unit operation blocks of ASPEN PLUS used in solar field, biomass boiler and Rankine cycle will be described in the following sections.

3.1. Solar Field

In order to simulate PTCs and HTF (Therminol VP-1), a "HEATER" block is used. Solar energy absorbed by the heat transfer fluid is represented by a "heat stream". Utilizing solar energy, the temperature of the oil is raised from 290°C to 390°C.

Steam generation takes place by transfering thermal energy of the oil to the water. This process is modeled using two "HEATER" blocks with a "heat stream" between them. The outlet steam is at 40 bar and 389°C.

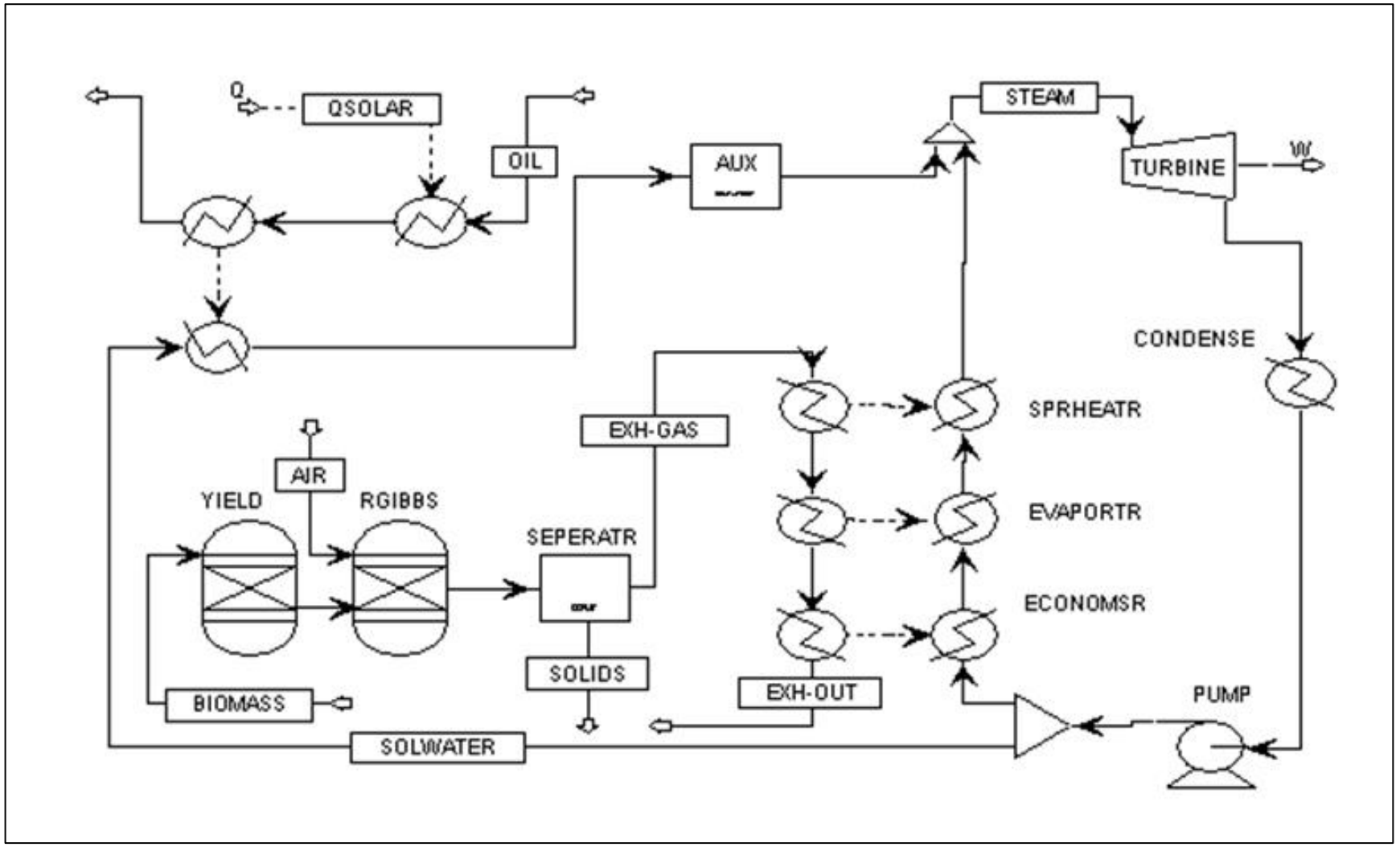


Figure 4. Process Diagram of the Hybrid Power Plant with Auxilary Boiler

3.2. Biomass Boiler

Ultimate analysis and heating value of the woodchips are given in Table 2 [18].

Table 2. Ultimate Analysis and Heating Value of Woodchips

Ultimate Analysis	Percentage %
Ash	0,4
Carbon	48,3
Hydrogen	6
Nitrogen	0,2
Sulphur	0
Oxygen	45,1
Chloride	0
Heating Value (MJ/kg)	19

Biomass combustion is simulated using "RYIELD" and "RGIBBS" blocks. "SSPLIT" block is utilized to separate the solid and gas particles formed after combustion. Exhaust gas is fed through series of "HEATER" blocks which represent the economizer, evaporator and superheater parts of the biomass boiler.

3.3. Rankine cycle

Apart the boiler, the steam turbine, the condenser and and the pump are the remaining components of a Rankine cycle. "COMPR" block with "turbine" option is used to simulate the steam turbine and "PUMP" block is used for the pump. Condenser is represented by a "HEATER" block.

The oil temperature is not high enough to produce steam at 540°C (turbine inlet temperature). Therefore steam must be superheated by using either an auxilary boiler or the steam coming from the biomass boiler.

Auxilary boiler is indicated by a "HIERARCHY" block in which combustion of methane and superheating of steam take place. "RGIBBS" reactor is used to simulate the combustion of methane. Two "HEATER" blocks are considered to represent the heat exhange process between exhaust gas and steam.

In the second case, the steam leaves the superheater part of the biomass boiler above the turbine inlet temperature and then mixed with the steam coming from the solar field. As a result of mixing, an equilibrium temperature of 540°C is reached. The process is simulated with a "MIXER" block.

4. Results

4.1. Case 1: With the auxilary boiler

Biomass fuel consumption rate and methane fuel consuption rate of the hybrid power plant are obtained for various solar radiation values for one year period and displayed in Figure 5 and 6 respectively.

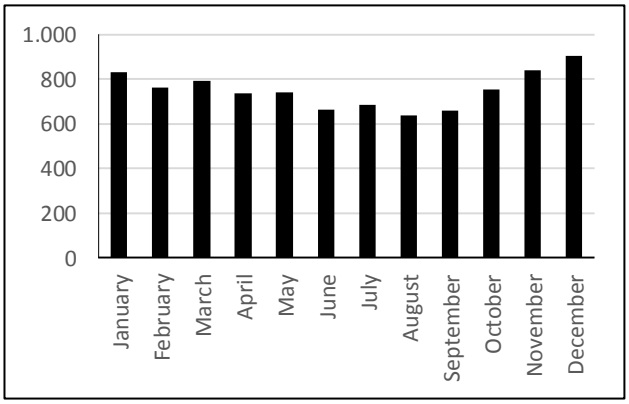


Figure 5. Biomass Consuption Rate of the Hybrid Power Plant (tons/month)

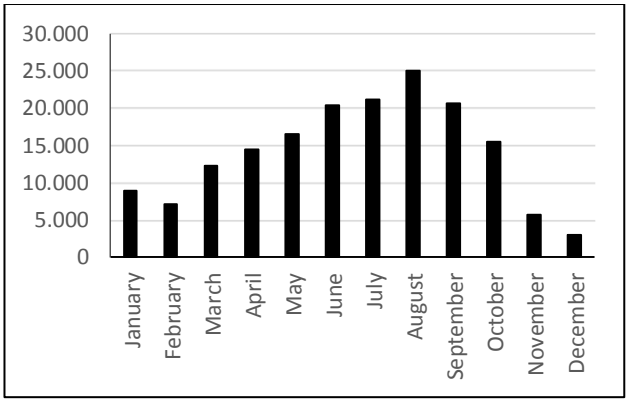


Figure 6. Methane Consuption Rate of the Hybrid Power Plant (m^3/month)

Total biomass consumption is 9012 tons whereas the total methane consumption is 170857 m^3 per year.

CO_2 emissions of the biomass boiler and the auxilary boiler are also investigated. Figure 7 indicates the total CO_2 emission of hybrid power plant annually. The amount of total annual emission is 13009 tons and 98% of it is released by the biomass boiler. It should however be noted that biomass combustion is considered as CO_2 neutral.

Fuel consumption rate of biomass only power plant with the same installed power is also calculated. In order to give the same output power as hybrid power plant, 11069 tons biomass is burnt annually resulting in a total CO_2 emissions of 15608 tons.

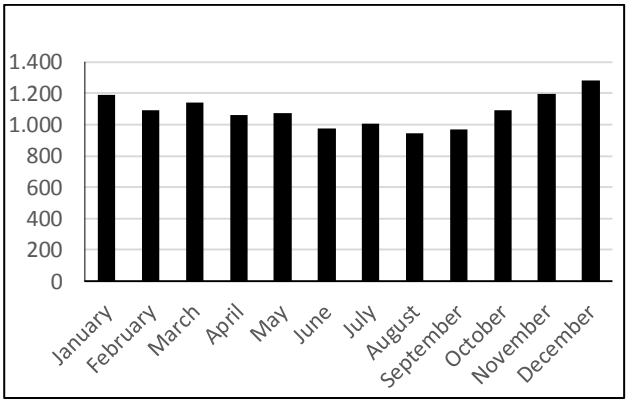


Figure 7. Total CO_2 Emission of the Hybrid Power Plant (tons/month)

4.2. Case 2: Without the auxilary boiler

Biomass consumption rate of the hybrid power plant without auxilary boiler is shown in Figure 8. Annual biomass consumption is slightly higher compared to Case 1 and 9157 tons. Total CO_2 emissions for a one year period are 12911 tons and shown in Figure 9.

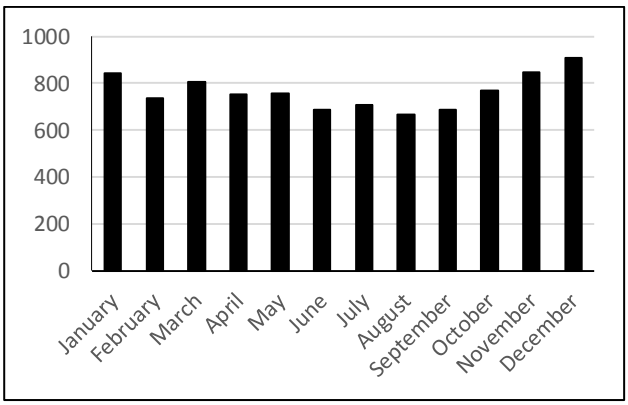


Figure 8. Biomass Consuption rate of Hybrid Power Plant without Auxilary Boiler (tons/month)

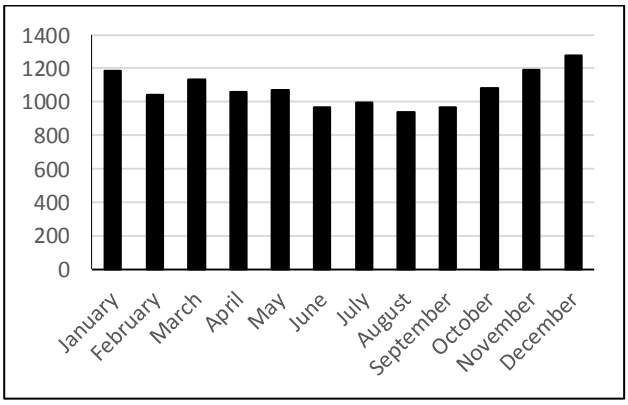


Figure 9. Total CO_2 Emission of the Hybrid Power Plant without Auxilary Boiler (tons/mounth)

4.3. Thermal Efficiency of the Rankine Cycle

Average DNI value for the selected place is 400 W/m^2 and the total solar area is 5000 m^2. Considering 70% overall collector efficiency and 10% heat loss to the surrounding, heat input to the solar field is found as 1260 kW. Average biomass consumption rate of the cycle is 0.28 kg/s and the heating value of the biomass is assumed as 19 MJ/kg. Heat input to the biomass boiler can be calculated as 5320 kW. Required pump work for the cycle operation is 28 kW and turbine output work is designed as 1000 kW. Utilizing these information, thermal efficiency can be calculated with the following equation;

$$\eta_{thermal} = \frac{w_{turbine} - w_{pump}}{q_{biomass} + q_{solar}} \qquad (1)$$

Thermal efficiency of the Rankine cycle is found as 15%.

5. Conclusions

A simulation model for 1MW solar-biomass hybrid power plant is developed in this study. Thermal efficiency, fuel consumption rates and CO_2 emissions are investigated for two different hybridization options. The results are compared to biomass only power plant with the same installed capacity.

The assessment shows that hybridising biomass with solar energy reduces biomass consumption by 18%. Moreover, annual CO_2 emissions of biomass only system are 20% higher compared to the hybrid system.

Continious electricity generation with solar only systems is not possible without storage. Proposed solar-biomass hybrid solution not only provides nonstop electricity generation but also reduces the usage of biomass. As a result, the hybrid system lowers the carbon footprint by burning less biomass.

Acknowledgments

This work is supported by the CNRS, the University of Orléans, the Excellency Center LABEX CAPRYSSES and METU, Ankara, Turkey.

6. REFERENCES

[1] "General Directorate of Renewable Energy," 2015. [Online]. Available: http://www.eie.gov.tr/MyCalculator/Default.aspx. [Accessed 18 june 2015].

[2] "General Directorate of Renewable Energy," 2015. [Online]. Available: http://bepa.yegm.gov.tr/. [Accessed 18 june 2015].

[3] C. McDonald, "A hybrid solar closed-cycle gas turbine combined heat and power plant concept to meet the continious total energy needs of a small community," *Heat Recover Systems*, no. 6, pp. 399-419, 1986.

[4] D. Morell, "CSP Borges The World's First CSP plant hybridized with biomass," in *CSP Today USA 2012-6th Concentrated Solar Thermal Power Conference*, 2012.

[5] A. A. J. V.-L. J. A. J. A. COT, "Thermosolar Borges: A Thermosolar Hybrid Plant with Biomass," *Third Int. Symp. Energy Biomass Waste*, 2010.

[6] "Falck Renewables," [Online]. Available: http://www.falckrenewables.eu/~/media/Files/F/Falck-Renewables-Bm2012/pdfs/press-release/2014/FKR%20Press%20release_SolareTermodinamico.pdf. [Accessed 18 june 2015].

[7] P. K. D. P. A. D. J D Nixon, "The feasibility of hybrid solar biomass power plants in India," *Energy*, no. 46, pp. 541-554, 2012.

[8] B. V. R. T Srinivas, "Hybrid solar-biomass power plant without energy storage," *Case Stidies in Thermal Engineering*, no. 2, pp. 75-81, 2014.

[9] G. S. M. D. L. J Servert, "The development of hybrid solar-biomass plnats for production of renewable energy; technical and economic assessment," in *11th International Conference on Environmental Sience and Technology*, 2009.

[10] U. H. A. T. S. W. J H Peterseim, "Hybridization optimization of concentrated solar thermal and biomass power generation facilities," *Solar Energy*, no. 99, pp. 203-214, 2014.

[11] S. W. A. T. U. H. J H Peterseim, "Concentraing solar hybrid plants - Enabling cost effective synergies," *Renewable Energy*, no. 67, pp. 178-185, 2014.

[12] S. W. A. T. U. H. J H Peterseim, "Concentrated solar power hybrid plants, which technologies are best suited for hybridization," *Renewable Energy*, no. 57, pp. 520-532, 2013.

[13] R. Schefflan, Teach yourself the basics of Aspen Plus, John Wiley & Sons Inc., 2011.

[14] P. S. P. T. P Selvakumar, "Performance study on evacuated tube solar collector using therminol D-12 as heat transfer fluid coupled with parabolic through," *Energy Conversion and Management*, no. 85, pp. 505-510, 2014.

[15] A. K. L. L. M Ouagued, "Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic through collector under climate using different thermal oils," *Energy Conversion and Management*, no. 75, pp. 191-201, 2013.

[16] M. B. M. A. P. S. E. M. G. M. A Giostri, "Comparison of different solar plants based on parabolic through technology," *Solar Energy*, no. 86, pp. 1208-1221, 2012.

[17] S. B. N B Desai, "Optimization of concentrating solar thermal power plant based on parabolic through collector," *Journal of Cleaner Production*, no. 89, pp. 262-271, 2015.

AN EXPERIMENTAL STUDY ON THE CHARACTERISTICS OF n-HEPTANE / ETHANOL MIXTURE POOL FIRE IN A REDUCED SCALE TUNNEL

Uluç YAMALI, Sina SHAFEE, Ahmet YOZGATLIGİL*

[1]Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University, Ankara, Turkey
*Corresponding author: ahmety@metu.edu.tr
Tel: +90 312 210 5269

Özet
Kritik havalandırma hızının belirlenmesi ve havalandırma hızının n-heptan/etanol havuz yangınları üzerine etkilerinin araştırılması için Froude sayısı ölçeklendirmesi kullanılarak inşa edilen tünel modeli kullanılmıştır. 0.5 m/s ve 2.5 m/s havalandırma hızlarında, kare ve dikdörtgen tavalar yakıt tepsisi olarak kullanılmıştır. Karışımdaki etanol oranı ve havalandırma hızının yanma hızı, ısı salımı hızı ve yanma gazı sıcaklığı gibi parametreler üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar havalandırma hızının ısı salımı hızı, yanma hızı ve yanma gazı sıcaklıkları üzerinde önemli rol oynadığını göstermiştir. Tavan sıcaklıkları ve ısı salımı hızı verileri kritik havalandırmanın 1 m/s civarında ulaşıldığını göstermiştir. Artan etanol oranları ile ısı salımı hızı ve yüksek sıcaklıklara bağlı olarak sabit yanma hızının arttığı gözlemlenmiştir. Kare havuz yanma hızlarının etanol içeriği ve havalandırma hızına bağlı değişimlerinin dikdörtgen havuz yangınlarına göre daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Havuz yangını, havalandırma hızı, ısı salım hızı, yanma hızı, karışım yakıt

Abstract
A tunnel model, constructed based on Froude to determine the critical ventilation velocity and to investigate its effects on n-heptane/ethanol pool fires. Square and rectangular pans are used as fuel trays with ventilation velocities ranging from 0.5 m/s to 2.5 m/s supplied to the tunnel model. The effects of ethanol mixture fraction and ventilation velocity on combustion parameters (i.e. burning rate, heat release rate, gas temperatures along the tunnel) are investigated. The results show that ventilation velocity has a significant role on heat release rate, burning rate and ceiling gas temperatures. According to ceiling gas temperature and heat release rate data, the critical ventilation velocity is achieved around 1 m/s. The heat release rate increases with increasing ethanol content in the mixture. The steady burning rate of the mixture tend to increase with increasing ethanol ratio due to higher temperatures achieved. It is also shown that variations of the burning rates of square pool fires are more dependent on the ethanol content of the mixture and the ventilation condition, compared to rectangle pool fire cases.

Keywords: Pool fire, ventilation velocity, heat release rate, burning rate, fuel mixture

Nomenclature

A	Tunnel cross-sectional area, m²	M	Model
c_p	Specific heat capacity, kJ/kgK		***Superscripts***
E	Energy release, MJ	A	Analyzer
g	Gravitational acceleration, m/s²	o	Ambient condition
H	Tunnel height, m		***Greek symbols***
L	Length scale, m	ρ	Density
M	Molar weight, kg/kmol	ϕ	Oxygen depletion factor
$\dot{m}$	Mass flow rate, g/s		

$\dot{Q}$	Heat release rate, kW		***Abbriviations***
T	Temperature, °C	CVV	Critical Ventilation Velocity
U_c	Critical ventilation velocity, m/s	HRR	Heat Release Rate
V	Ventilation velocity, m/s	TC	Thermocouple at Combustion zone
$\dot{V}$	Volumetric flow rate	TCTree	Thermocouple Tree
X	Molar fraction	TD	Thermocouple at Downstream
	Subscripts	TU	Thermocouple at Upstream
A	Air		
F	Full scale		
o	Ambient condition		

Introduction

The fires occurred in the recent decades have drawn attention to the safety issues associated with the design, construction and maintenance of transportation tunnels. The fire catastrophes of Mont-Blanc tunnel joining France to Italy, Tauern tunnel in Austria, the Channel tunnel between UK and France and the underground railway in Azerbaijan are some examples [1]. Design of suitable ventilation systems to provide smoke free evacuation path during fires is one of the most important issues in tunnel fire safety.

The minimum ventilation velocity to achieve such smoke free zone in the upstream of fire is termed "critical velocity". Thomas, P.H. described the Critical Ventilation Velocity (CVV) using the ratio of buoyancy and inertial forces [2]. According to eqn. (1), the critical ventilation velocity is achieved when the inertial force of incoming fresh air equals to the buoyancy force of hot combustion gases moving in the opposite direction i.e. unity Froude number.

$$U_c = \left(\frac{gH\dot{Q}}{\rho_o T_o c_p A}\right)^{1/3} \quad (1)$$

The CVV concept is discussed in other studies concerning the variant dependency of CVV with different heat release rate (HRR) ranges. Danziger and Kennedy developed a grade correction factor based on the semi empirical equations for sloping tunnels [3]. Oka and Atkinson improved the existing expressions for CVV by conducting a series of tunnel fire experiments with varying burner sizes and locations [4]. Wu and Bakar used a similar setup with five different tunnel cross-sections. The hydraulic tunnel height was introduced in this study to be used in CVV calculations which was a distinctive new approach compared to other studies [5].

Continuously increasing fuel consumption urges the governments to pursue policies supporting the alternative fuel resources. The energy consumption by road transportation is predicted to increase by 0.8% per year in between 2005 and 2030 by European Commission [6]. New biofuel directives have put into force to regulate the usage of energy and to promote sustainability. The biofuel share of all transport fuels has been indicated as 2% by 2005 and 5.75% by 2010 [7]. As one of the major types of biofuels, the bioethanol is used as an additive in spark ignition engines. Depending on the engine type, the bioethanol addition may vary from 5% (for conventional spark ignition engines) to 85% (for flexi-fuel vehicles).
The studies related with ethanol blended fuel combustion generally includes the effects of fuel mixture on combustion characteristics for unconfined fires. Ethanol and blended fuels were used to study the burning rate and flame length under varying cross airflow and burning material supplied with liquid fuel at a controlled rate [8]. It was observed that water addition decreased the mass burning rate, flame luminosity and flame length. In contrast, ethanol blended diesel and gasoline experiments showed that the stand-off distance and flame luminosity increases with increasing fuel contents. Effects of air pressure on ethanol and n-heptane pool fire characteristics was analyzed in another study [9]. The temperatures along the flame length, burning rate and radiative heat flux measurements were obtained for different aspect ratios of rectangular pool fire at varying atmospheric pressures. Hu and coworkers used ethanol and heptane pool fires in a mechanically ventilated wind tunnel and measured the fuel mass loss and back-radiation to the fuel surface [10]. The results showed that the overall incident radiation feedback to the fuel surface decreases with increasing cross air flow. The decrease in radiation was found as 50-70% for heptane pool fire and 25-35% for ethanol pool fire.

It is seen that research on pool fire characteristics of blended fuels in a confined space such as in tunnels has not received enough attention and there is a need to

investigate burning behavior of such cases. The heat release rate, burning rate and other important combustion parameters of n-heptane/ethanol blends with different proportions at a wide range of ventilation velocities are investigated and results are compared.

In this study, homogeneous fuel mixtures of heptane and ethanol are prepared with ethanol percentage of up to 30 percent on a volumetric basis. A square (33×33 cm) and rectangular (50×32 cm) pan are mounted at the center of the combustion section. The ventilation velocities are ranged between 0.5 to 2.5 m/s. In each experiment, fuel pools are homogeneously prepared using 200 ml of n-heptane or ethanol/n-heptane blend in order to avoid fuel stratification in the pan before combustion. The corresponding pool depths for square pan is 1.84 mm and for rectangle pan is 1.24 mm.

Experimental Setup

The reduced scale model used in this work represents a bored underground metro tunnel in Istanbul, Turkey [11,12]. The full scale tunnel has a diameter of 5.2 m and cross-sectional area of 20.75 m^2. Froude number scaling technique is used in reduced scale experimental studies in tunnel fire research [13]. According to preservation of Froude number between the model and full scale tunnel, the heat release rate and ventilation velocities are related to the scaling factor as shown in eqns. (2) and (3).

$$\frac{\dot{Q}_M}{\dot{Q}_F} = \left(\frac{L_M}{L_F}\right)^{5/2} \quad (2)$$

$$\frac{V_M}{V_F} = \left(\frac{L_M}{L_F}\right)^{1/2} \quad (3)$$

In above equations, $L_M = 1$ and $L_F = 13$ for the case of tunnel model used in this study [11,12]. Figure 1 shows the schematics of the experimental setup and tunnel cross section. The model is 6.5 m long and height from the apex of the roof is 36 cm and the width is 40 cm. The tunnel is isolated by wool rock to prevent heat losses.

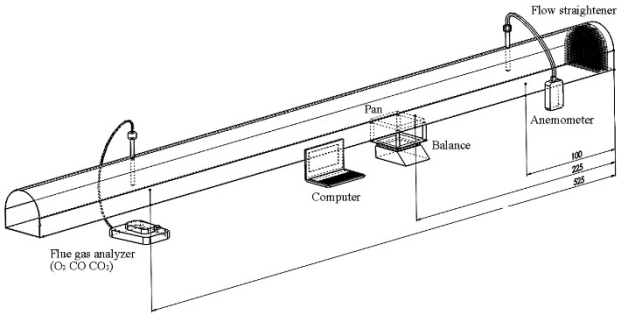
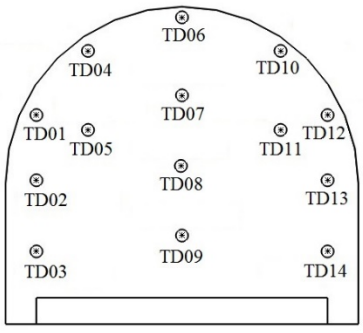


Figure 1. The schematics of the experimental setup

For calculation of mass loss rate, the fuel mass is constantly recorded using an A&D GX-K Series Precision balance. The air flow is supplied by an axial compressor which takes in the air at room temperature. The entrance of the tunnel is connected to a plenum that is used to regulate the pressure necessary for required ventilation velocity. The incoming air passes through the flow straightener in the entrance of the tunnel.

In order to measure ceiling gas temperature in the tunnel and determine existence of backlayering flow, a series of K-type Nickel-Chromium alloy thermocouples (27 in total) are implemented along the model tunnel which can measure temperatures up to 1650 K. Figure 2 shows the configuration of thermocouple and their dimensions. Thermocouple location, connection series number and distance from ceiling are identified by indicators (i.e. TU200/30 is the thermocouple in the upstream section connected to port 200 on data logger and located 30 cm from tunnel ceiling). Except for the thermocouple tree configuration in the downstream section as shown in Figure 2, the rest of thermocouples are mounted at approximately 4 cm below the tunnel ceiling.



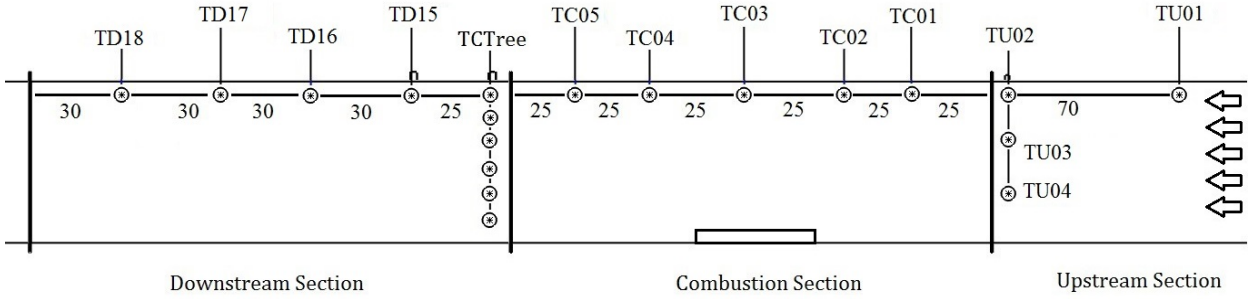
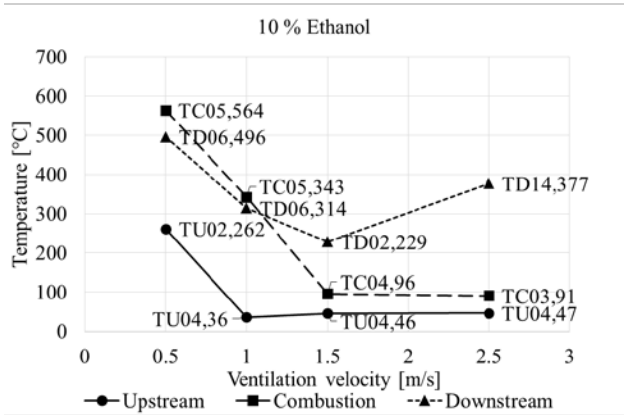
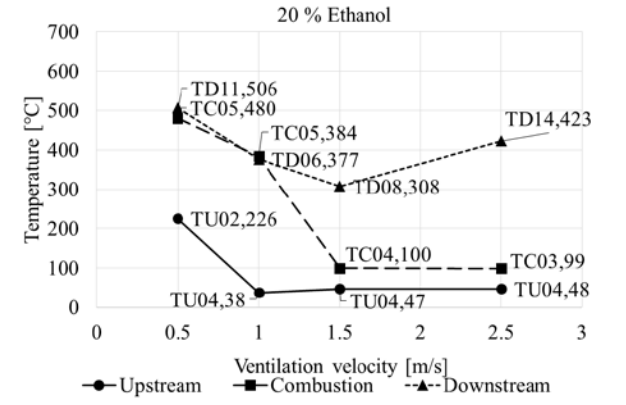


Figure 2. Thermocouple configuration along the tunnel (dimensions are in cm)

Results and Discussion

The maximum gas temperature distribution along tunnel axis are given in Figs. 3 and 4 as a function of ventilation velocity for square and rectangle pool fires respectively. The corresponding thermocouple codes address the exact location of the maximum temperature reached in the tunnel. The figures show that the maximum temperature distribution shifts towards the downstream section as ventilation velocity increases. The locations of maximum temperature in thermocouple tree also change in horizontally downward direction for higher ventilation conditions due to deflection of fire.





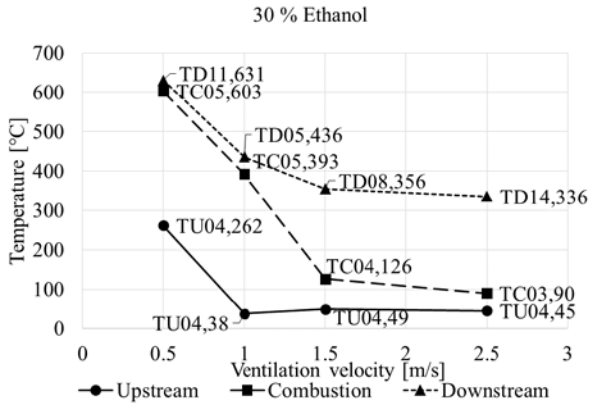
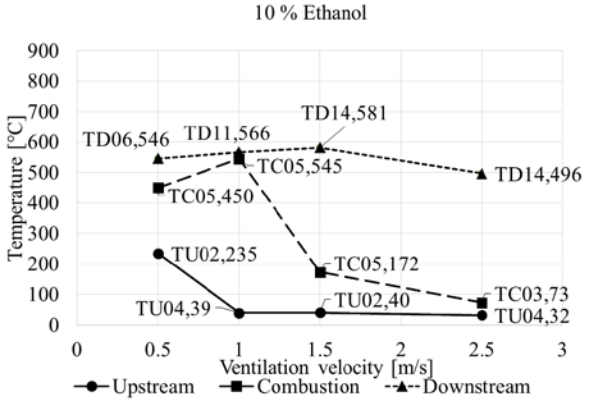


Figure 3. Maximum gas temperature distribution along tunnel axis for square pool fires

The temperatures of downstream section increase with increasing ethanol fractions due to higher oxygen content of blend fuel. However, the maximum temperatures of combustion and upstream sections show insignificant changes under different ventilation conditions.

High temperatures in the range between 200˚C and 600˚C indicate the backlayering formation at 0.5 m/s ventilation velocity in upstream section due to hot gas flow for square and rectangle pan cases, regardless of ethanol content. At 1 m/s and higher cross airflow velocities, backlayering disappears as indicated by the temperatures lower than 50˚C in upstream section which signifies that critical ventilation velocity may have been reached.



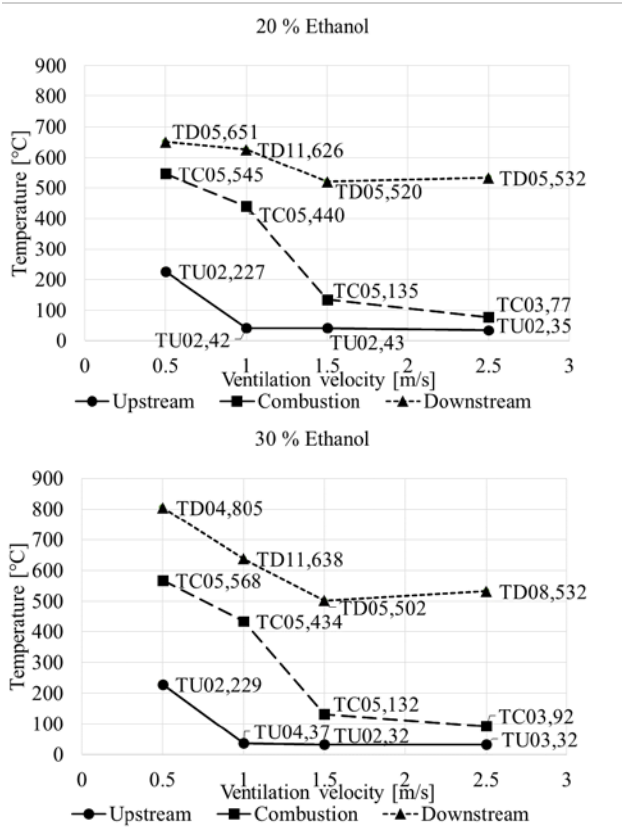


Figure 4. Maximum gas temperature distribution along tunnel axis for rectangle pool fires

In each of the upstream, combustion and downstream zones, the maximum ceiling temperatures occur at 0.5 m/s cross air flow velocity. However, after this point, temperatures at combustion and downstream sections tend to decrease up to 2.5 m/s due to the cooling effect of air flow. At 2.5 m/s, the downstream temperatures increase again which is more pronounced for square pool fires due to dominating oxygen supply effect and deflection of fire towards to downstream zone. It can be seen that the ceiling temperatures of rectangle pool fire cases are generally higher compared to the corresponding square pool fire cases at the same conditions which is due to the effect of increased fire volume and heat release rate.

Based on the measured data from flue gas analyzer and cross airflow conditions, HRR is calculated according to eqns. (5) and (6) by the oxygen consumption calorimetry method which is commonly used in the literature [14–17].

$$\dot{Q} = \left[\phi - \left(\frac{E'' - E'}{E'}\right)\left(\frac{1-\phi}{2}\right)\frac{X_{CO}^{A}}{X_{O_2}^{A}}\right] E' X_{O_2}^{o} \dot{V}_A \qquad (4)$$

$$\phi = \frac{X_{O_2}^{o} - X_{O_2}^{A}\left(1 - X_{CO_2}^{o} - X_{H_2O}^{o}\right)/\left(1 - X_{CO_2}^{A} - X_{CO}^{A}\right)}{X_{O_2}^{o}\left[1 - X_{O_2}^{A}/\left(1 - X_{CO_2}^{A} - X_{CO}^{A}\right)\right]} \qquad (5)$$

In the above equations, *o* superscript refers to standard conditions, E' is the net heat release of combustion per unit volume of oxygen consumed equal to 17.2MJ/m^3, and E'' is heat release per volume of oxygen consumed in the burning of CO equal to 23.1MJ/m^3. The method was demonstrated for full scale room fires and tunnel experiments in previous studies. The development of fire is composed of three stages, i.e. growth, steady burning and decay [18]. To compare the HRR of fires under different ventilation velocity, pan geometry and pool depth conditions, the time averaged HRR during the quasi-steady state combustion period are calculated. The time averaged HRR of quasi-steady state is previously used to assign an estimated HRR value for numerical simulation of tunnel fire scenarios [19]. The overall results of quasi-steady HRR show that the rectangle pool fires with large fuel surface area have high HRR as is illustrated in fig.8.

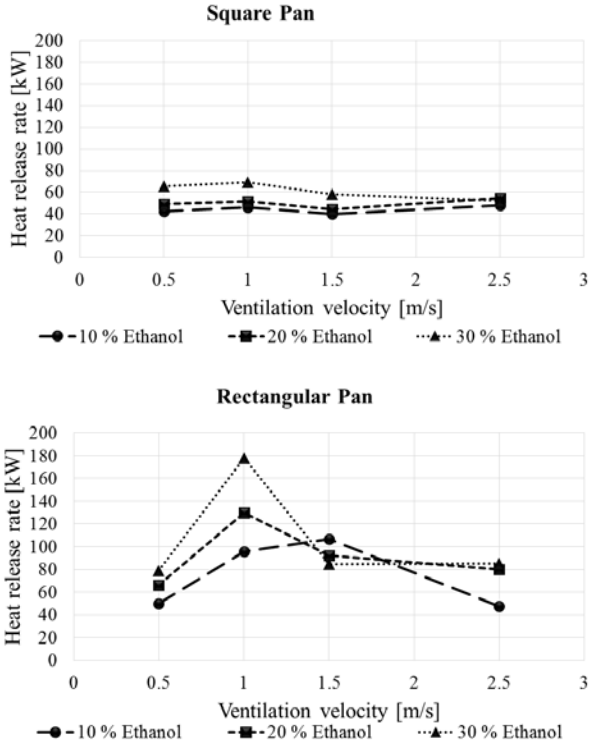


Figure 5. Quasi-steady HRR of square and rectangular pool fires

The rectangular pool fires which have 46% larger fuel surface area than square pool fires, reach higher quasi-steady HRR due to the increased fire volume and back radiation to fuel surface. The significant effects of ventilation velocity are observed when critical ventilation condition is reached at 1 m/s airflow velocity. Similar trends are globally observed in square and rectangle pool fires with peak HRR values at 1 m/s except for 10% ethanol mixture rectangle pool fire. The effects of ventilation on quasi-steady HRR of square pan cases are relatively lower.

The combustion duration is calculated based on fuel mass loss histories recorded using a precision balance mounted under the pan. The combustion durations of rectangular pool fires are lower than square pan cases as shown in fig. 6. The rectangular pool fires of fuel blends with same ethanol content decay faster due to large fuel surface area under 1 m/s, 1.5 m/s and 2.5 m/s ventilation conditions. The maximum durations occur in square pool fire cases. As a general trend, it is seen that increasing the ethanol content in n-heptane/ethanol mixture pool fires results in decreasing of combustion duration, i.e. more efficient combustion which could be associated with increased oxygen content of the fuel mixture. It is also seen that the combustion duration of rectangle pool fires are less dependent on ventilation conditions than corresponding square pool fires where a strong dependency of mass loss rate is apparent on ethanol content in the mixture and ventilation conditions.

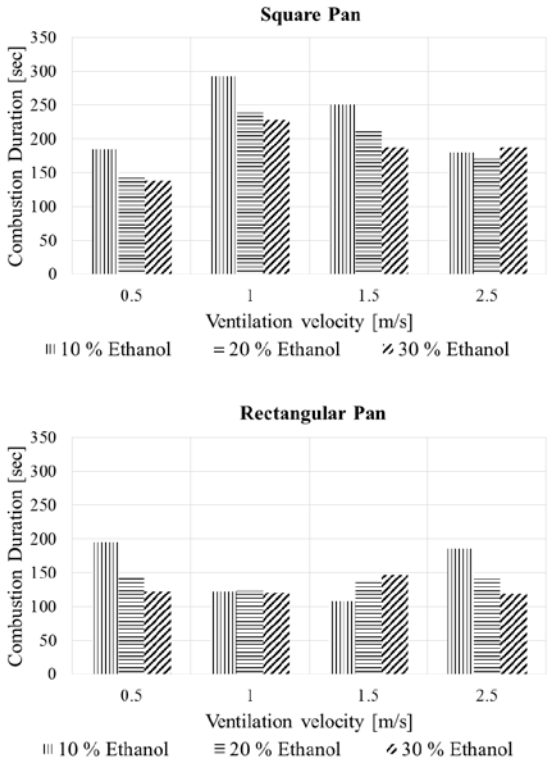


Figure 6. Combustion durations of square and rectangular pan cases

The quasi-steady values of burning rates are calculated by averaging the burning rate history of steady burning phase while filtering out combustion growth and decay phase which correspond to 15% and 50% of combustion duration. Figure 7 shows the quasi-steady burning rates of square and rectangle pool fires.

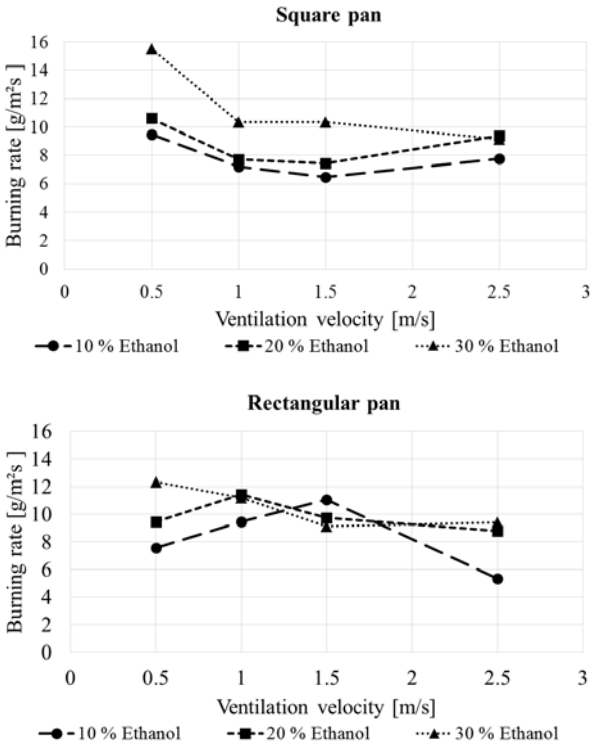


Figure 7. Quasi-steady burning rates of square and rectangular pan cases

The results indicate that the square pool fire burning rate is more dependent on ethanol content and ventilation conditions reflected in higher standard deviation of 2.12 g/m^2s vs. 1.86 g/m^2s for rectangle pool fire. It can also be seen that at 2.5 m/s square pool fires, the burning rates converge to an average value which is an indication of ventilation conditions as dominant factor rather than mixture composition. The same trend does not occur in rectangle pool fire cases. The maximum burning rates occur at 30% ethanol mixture and 0.5 m/s ventilation velocity which is ventilation controlled. The general trend of steady burning rate results shows that burning rates at 0.5 m/s ventilation condition are the highest values within the pool fires with the same mixture ratios.

Perceivable decrease for square pool fires of blended fuels occurs when ventilation velocity increases to 1 m/s. The reason of the reduction may be the dominating cooling effects at higher ventilation velocities. The ceiling temperature data of combustion section also support that the dilution of hot smoke gases with relatively cold fresh air lowers the temperatures. The burning rates keep decreasing up to 2.5 m/s ventilation velocity at which point the burning rates slightly increase which may be the result of increasing oxygenation effect of ventilation. The low temperatures in combustion section at 2.5 m/s ventilation velocity indicate that the fresh air needed for higher stoichiometry has necessary momentum to reach the vicinity of the fire. The effect of ethanol content on burning rate is also similar to that of ventilation velocity. The burning rates of fuels with 10%

and 20% are lower than 30% ethanol blended heptane mixtures.

Conclusions

Effect of pan size and ethanol content on n-heptane/ethanol mixture pool fires was experimentally investigated using a reduced scale tunnel model constructed based on Froude number scaling. According to the results, below conclusions can be made;

- The results show that ventilation velocity has a significant role on HRR, burning rate and ceiling gas temperatures.
- The temperature results indicate formation of backlayering at 0.5 m/s ventilation conditions regardless of ethanol content and pan size. Due to increased oxygen content of the ethanol blended fuel, the ceiling temperatures slightly increases for pool fires with higher ethanol ratios.
- The quasi-steady HRR increases with increasing ethanol content.
- According to the heat release rate and temperature distribution results, the critical ventilation velocity was achieved around 1 m/s.
- The steady burning rate results tend to increase with increasing ethanol ratio due to higher temperatures achieved in ethanol mixture pool fires.
- It is shown that the square pool fire burning rates are more dependent on ethanol content and ventilation condition.

Acknowledgements

This work was supported by Middle East Technical University research projects funding (BAP-03-02-2013-003). Sina Shafee acknowledges scholarship support from the Scientific and Technological Research Council of Turkey (TÜBİTAK 2215, PhD Scholarship Program for Foreign Citizens).

References

[1] R.O. Carvel, A.N. Beard, P.W. Jowitt, D.D. Drysdale, Variation of heat release rate with forced longitudinal ventilation for vehicle fires in tunnels, Fire Saf. J. 36 (2001) 569–596. doi:10.1016/S0379-7112(01)00010-8.

[2] P.H. Thomas, M. of T. and F.O. Committee, The Movement of Smoke in Horizontal Passages Against an Air Flow, 1968. http://books.google.com.tr/books/about/The_Movement_of_Smoke_in_Horizontal_Pass.html?id=HL4hHAAACAAJ&pgis=1 (accessed December 19, 2014).

[3] W.D. Danziger, N. H. and Kennedy, Longitudinal Ventilation Analysis for The Glenwood Canyon Tunnels, in: Fourth Int. Symp. Aerodyn. Vent. Veh. Tunnels, BHRA Fluid Engineering, York, 1982: pp. 169–186.

[4] Y. Oka, G.T. Atkinson, Control of Smoke Flow in Tunnel Fires, 25 (1996) 305–322.

[5] Y. Wu, M.Z.. Bakar, Control of smoke flow in tunnel fires using longitudinal ventilation systems – a study of the critical velocity, Fire Saf. J. 35 (2000) 363–390. doi:10.1016/S0379-7112(00)00031-X.

[6] P.P. Capros, D.L. Mantzos, N. Tasios, a. De Vita, N. Kouvaritakis, EU energy trends to 2030 - UPDATE 2009, 2010. doi:10.2833/21664.

[7] D.E. and T. EU Commission, Promoting Biofuels in Europe, (2004).

[8] S. Parag, V. Raghavan, Experimental investigation of burning rates of pure ethanol and ethanol blended fuels, Combust. Flame. 156 (2009) 997–1005. doi:10.1016/j.combustflame.2008.10.011.

[9] R. Tu, J. Fang, Y.-M. Zhang, J. Zhang, Y. Zeng, Effects of low air pressure on radiation-controlled rectangular ethanol and n-heptane pool fires, Proc. Combust. Inst. 34 (2013) 2591–2598. doi:10.1016/j.proci.2012.06.036.

[10] L. Hu, S. Liu, L. Wu, Flame radiation feedback to fuel surface in medium ethanol and heptane pool fires with cross air flow, Combust. Flame. 160 (2013) 295–306. doi:10.1016/j.combustflame.2012.10.016.

[11] S. Kayili, A. Yozgatligil, O. Cahit Eralp, An experimental study on the effects of blockage ratio and ventilation velocity on the heat release rate of tunnel fires, J. Fire Sci. . 29 (2011) 555–575. doi:10.1177/0734904111416336.

[12] S. Kayili, A. Yozgatligil, O.C. Eralp, Effect of Ventilation and Geometrical Parameters of the Burning Object on the Heat Release Rate in Tunnel Fires, Combust. Sci. Technol. 184 (2012) 165–177. doi:10.1080/00102202.2011.625371.

[13] J.S. Roh, S.S. Yang, H.S. Ryou, M.O. Yoon, Y.T. Jeong, An experimental study on the effect of ventilation velocity on burning rate in tunnel fires-heptane pool fire case, Build. Environ. 43 (2008) 1225–1231. doi:10.1016/j.buildenv.2007.03.007.

[14] W.M. Thornton, XV. The relation of oxygen to the heat of combustion of organic compounds, Philos. Mag. Ser. 6. 33 (1917) 196–203. doi:10.1080/14786440208635627.

[15] S. Brohez, C. Delvosalle, G. Marlair, a. Tewarson, Soot Generation In Fires: An Important Parameter For Accurate Calculation Of Heat Release, Fire Saf. Sci. 6 (2000) 265–276. doi:10.3801/IAFSS.FSS.6-265.

[16] S. Brohez, C. Delvosalle, G. Marlair, a. Tewarson, The Measurement of Heat Release from Oxygen Consumption in Sooty Fires, J. Fire Sci. 18 (2000) 327–353. doi:10.1177/073490410001800501.

[17] W.J. Parker, Calculations of the Heat Release Rate by Oxygen Consumption for Various Applications, J. Fire Sci. . 2 (1984) 380–395. doi:10.1177/073490418400200505.

[18] C. Wang, J. Guo, Y. Ding, J. Wen, S. Lu, Burning rate of merged pool fire on the hollow square tray, J. Hazard. Mater. 290 (2015) 78–86. doi:10.1016/j.jhazmat.2015.02.069.

[19] J.S. Roh, H.S. Ryou, D.H. Kim, W.S. Jung, Y.J. Jang, Critical velocity and burning rate in pool fire during longitudinal ventilation, Tunn. Undergr. Sp. Technol. 22 (2007) 262–271. doi:10.1016/j.tust.2006.08.003.

SARAY KÖMÜRÜNDEN GAZLASTIRMA YOLUYLA SENTEZ GAZI ÜRETİMİ

Hakan KARATAŞ[1], Azmi YAZAR[1], Işıl Işık-GÜLSAÇ[1], Hayati OLGUN[2], Berrin ENGİN[1], Yalçın YÜKSELENTÜRK[3], İskender GÖKALP[4]

[1] TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi, Enerji Enstitüsü, P.K.21, 41470, Gebze, Kocaeli.
[2] Ege Üniversitesi, Güneş Enerjisi Enstitüsü, 35100 Bornova, İzmir
[3] BERSEY Sınai ve Tıbbi Cihazlar İmalat Tic. Ltd. Şti., Söğütlüçeşme Mah., Halkalı Cad., No:257, Bina:4, Kat:2, Sefaköy, Küçükçekmece, İstanbul.
[4] ICARE-CNRS, 1C Avenue de la Recherche Scientifique 45071 Orléans cedex 2, Fransa
iskender.gokalp@cnrs-orleans.fr

Özet
Gazlaştırma, katı yakıtı sentez gazına dönüştüren bir termokimyasal dönüşüm işlemidir. Sentez gazının kalitesi, katı yakıtın karakteristiklerine ve gazlaştırma koşullarına bağlı olarak değişir. Saray bölgesine ait kömür numunelerinin kısa ve elementel analizleri yapıldıktan sonra bir laboratuar ölçekli kabarcıklı akışkan yatak gazlaştırıcıda gazlaştırılmıştır. Farklı nemdeki iki kömür numunesi gazlaştırılmıştır. İki değişik gazlaştırma ajanı kullanılmıştır. Hava ile gazlaştırma deneylerinde, gazlaştırma için gereken hava miktarının yanma için gereken hava miktarına oranı ve kömür tipinin sentez gazı özelliklerine olan etkisi incelenmiştir. Su buharı ile gazlaştırma deneylerinde, buhar/yakıt oranı ve kömür tipi araştırılmıştır. Sentez gazının ana gaz bileşenleri ölçülmüştür. Sentez gazının kalitesi genellikle alt ısıl değer ile temsil edilir. LHV değeri gaz bileşeni ölçümleri kullanılarak hesaplanmıştır. Sentez gazının kükürtlü bileşikleri belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Akışkan yatak; Kömür; Gazlaştırma; Sentez gazı.

Abstract
Gasification is a thermochemical conversion process to convert solid fuels to synthesis gas. The quality of the synthesis gas depends on the characteristics of the solid fuel and gasification conditions. Having obtained ultimate and proximate analysis of Saray coals, they were gasified in a laboratory scale bubbling fluidized bed gasifier. Two coal samples with different humidities were gasified. Two gasification agents were used. In air gasification experiments, the effects of equivalence ratio (ER) and coal type on gas properties were studied. In steam gasification experiments, the effects of steam to fuel ratio and coal type were investigated. Main gas components of the synthesis gas were measured. The quality of the synthesis gas was generally represented by the lower heating value. LHV was calculated by using the measured gas compositions. The sulphur compounds of the synthesis gas were determined.

Keywords: Fluidized bed; Coal; Gasification; Air; Synthesis gas.

1. Giriş

Gazlaştırma, termokimyasal bir dönüşüm yöntemi olup, amacı ısıl değere sahip katı haldeki bir maddenin termokimyasal dönüşüm işlemi sonucunda gaz halinde bir ürüne dönüştürülmesidir. Bu işlem sonucunda elde edilen gaz, ürün gazı, sentetik gaz veya sentez gazı olarak isimlendirilir. Sentez gazı belirli bir ısıl değere sahiptir.

Kömürün gazlaştırılmasıyla elde edilen sentez gazı, gaz temizleme işlemine tabi tutulduktan sonra bir gaz motorunda veya bir gaz türbininde yakılarak ya da yakıt pilinde değerlendirilerek elektrik enerjisi üretilebilir; ilave kimyasal prosesler sonrasında sıvı yakıt üretilebilir; hidrojen yakıtı üretilebilir; değerli kimyasallar üretilebilir.

Gazlaştırma işleminde, sabit yatak, kabarcıklı akışkan yatak, dolaşımlı akışkan yatak, hareketli yatak veya sürüklemeli akış tipinde bir reaktör kullanılabilir. Kabarcıklı akışkan yatak gazlaştırma teknolojisi, orta büyüklükteki gazlaştırma tesislerinde tercih edilen bir teknolojidir [1]. Gutierrez ve Watkinson [2], Kanada kömürlerini akışkan yatak reaktörde gazlaştırmış ve 1.37-

2.94 MJ/Nm^3 aralığında ısıl değere sahip sentez gazı elde etmiştir. Iyengar ve Haque [3], Hindistan kömürünü hava ve buhar ortamında gazlaştırarak 4.38-4.77 MJ/Nm^3 aralığında üst ısıl değere sahip bir gaz elde etmiştir. Ocampo ve diğ. [4] karbon oranı % 75.3, kül oranı %1.5 olan Kolombiya kömürünü akışkan yatak gazlaştırma reaktöründe gazlaştırarak 2.7-3.3 MJ/Nm^3 üst ısıl değere sahip sentez gazı elde etmiştir. Ju ve diğ. [5], Xuzhou bölgesi kömürünü dolaşımlı akışkan yatak reaktörde gazlaştırmış ve üst ısıl değeri 2.6-5.5 MJ/Nm^3 aralığında değişen bir sentez gazı elde etmiştir. Bu çalışmalar kömürün gazlaştırılmasıyla belirli bir ısıl değere sahip gaz ürün elde edilebildiğini göstermektedir. Orhaneli, Kale ve Göynük kömürlerinin kabarcıklı akışkan yatak gazlaştırma sisteminde yapılan deneylerde gazın alt ısıl değerleri 4-6 MJ/Nm^3 arasında değişmiştir [6]. Saw ve diğ. [7], 100 kW kapasiteli çift reaktörlü akışkan yatak gazlaştıma sisteminde (dual fluidised bed) linyit ve odun karışımlarını buhar ortamında gazlaştırmışlarır. Karışımda linyit oranı arttıkça gazın alt ısıl değeri 13 MJ/Nm^3'den 10 MJ/Nm^3 değerine düşmüştür. Buradaki çalışmada, ülkemizin Trakya Bölgesi' ndeki Saray (Edirköy) sahasına ait kömür numunesinin kabarcıklı akışkan yatak tipindeki bir gazlaştırma reaktöründe gerek hava ve gerekse su buharı ortamında gazlaştırılarak sentez gazı üretilmesine yönelik olarak gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçları verilmektedir.

2. Deneysel yöntem

Kömür gazlaştırma deneyleri Şekil 1 de görülen kabarcıklı akışkan yatak tipi gazlaştırma deney sisteminde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. Deney sistemi.

Gazlaştırma reaktörü, altı dağıtıcı plaka ile üstü ise siklon geçişi ile kapalı olan düşey bir boru içerisinde, akışkanlaşmayı sağlayan yatak malzemesi, gazlaştırma ajanı ve yakıtın termokimyasal dönüşüm reaksiyonlarının gerçekleştiği bir hacimdir. Gazlaştırma reaktöründe yatak malzemesi önceden reaktöre yüklenmiş haldeyken, yakıt yatak üstüne düşecek şekilde reaktöre beslenmekte; gazlaştırma ajanı (hava, buhar vb.) ise dağıtıcı plakanın altındaki bir giriş yolu ile reaktör içerisine gönderilmektedir. Reaktöre vidalı besleyiciler ile gönderilen kömür, gazlaştırma ajanı ile reaksiyona girmekte; gazlaşma meydana gelerek sentez gazı elde edilmektedir. Gazlaştırma sırasında ihtiyaç duyulan ısı elektrikli ısıtıcılar ile sağlanmaktadır. Isının dışarıdan sağlanıyor olması nedeniyle, bu gazlaştırma türü alotermal gazlaştırma olarak isimlendirilmektedir. Deneylerde, bütün reaktör yüksekliğince, reaktör içerisindeki sıcaklık 825 ℃ olarak sağlanmıştır. Çalışmada, hava ile gazlaştırma deneylerinde, reaktöre ortam sıcaklığında hava bir hava kompresörü yardımıyla gönderilmiştir. Gazlaştırma ajanı olarak su buharının kullanıldığı deneylerde ise, su buharı reaktöre, bir buhar jeneratörü yardımıyla 250 ℃' de iletilmiştir. Her iki çalışmada da kömürün reaktöre iletilmesi işlemi sırasında ortam sıcaklığında azot kullanılmaktadır. Bu nedenle, reaktöre, gazlaştırma ajanına ek olarak azot da gönderilmiştir. Gazlaştırma reaktörü içinde akışkanlaşmayı sağlamak üzere, yatak malzemesi olarak silika kumu kullanılmıştır. Gazlaştırma sonucu elde edilen sentez gazının bileşimi, on-line ölçüm yapabilen bir gaz analizöründe ölçülmüştür. Cihazda, CO, CO_2, CH_4, H_2 ve O_2 bileşenleri kuru bazda hacimsel fraksiyon olarak ölçülmektedir. N_2 bileşeni ise bu bileşenlerin toplamı 100 rakamından çıkarılarak hesaplanmaktadır. Cihaz, kuru bazda ölçüm yapmaktadır. Üretilen sentez gazının alt ısıl değeri

$$LHV = \frac{282.99 \text{ x } V(CO) + 802.34 \text{ x } V(CH_4) + 241.83 \text{ x } V(H_2)}{100 \text{ x } 22.4}$$

eşitliği ile hesaplanmıştır [1]. Eşitlikteki, CO, CH_4 ve H_2 bileşenleri on-line analiz cihazı ile ölçülen değerlerdir.

Çalışmada, Saray (Edirköy) sahasına ait, yıkanmış/kurutulmuş kömür numunesi kullanılmıştır. Yıkama/Kurutma (Lavvar) tesisi çıkışındaki kömür, Numune-A olarak isimlendirilmiştir. Bu kömürün nem oranı % 20.95' dir. Numune-A, bir etüvde kurutulmak suretiyle, % 9.35 neme sahip yeni bir numune elde edilmiştir. Sözü edilen kömür numunesi Numune-B olarak isimlendirilmiştir. Başka bir ifadeyle, Numune-B, Numune-A' dan türetilmiş bir numunedir. Deneylerde, gazlaştırma reaktörüne, gerek Numune-A ve gerekse Numune-B, 0.5-1.0 mm parçacık boyut aralığında beslenmiştir.

Kömür numunelerinin orijinal bazda, yani mevcut halleriyle, nem, uçucu madde, kül ve sabit karbon

içeriklerinden oluşan kısa analizi Tablo 1 de verilmiştir. Aynı tabloda, numunelerin alt ve üst ısıl değeri de sıralanmıştır.

Tablo 1. Kömür numunelerinin orijinal bazda kısa analizi, alt ve üst ısıl değeri.

Kömür numunesi	Numune-A	Numune-B
Nem (%, wt)	20.95	9.35
Uçucu madde (%, wt)	32.08	36.79
Kül (%, wt)	16.29	18.68
Sabit karbon (%, wt)	30.68	35.18
Alt Isıl Değer (kcal/kg)	3957	4618
Üst Isıl Değer (kcal/kg)	4241	4863

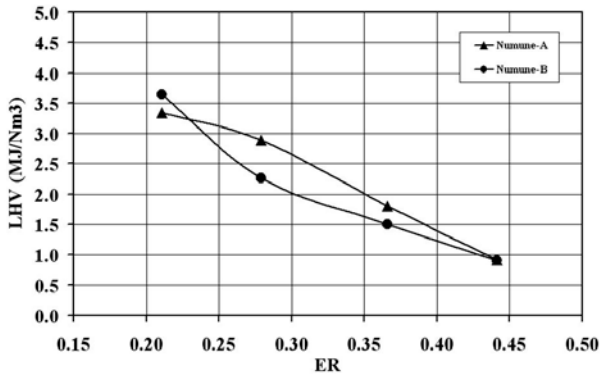
Kömür numunelerinin kuru bazda, kısa analizi (nem, uçucu madde, kül, sabit karbon), elementel analizi (karbon, hidrojen, azot, kükürt, oksijen), alt ve üst ısıl değeri Tablo 2 de sunulmuştur. Kuru bazda analiz, kömürün neminin 0 olduğu durumdaki içeriğini veren bir analizdir.

3. Gazlaştırma deney sonuçları

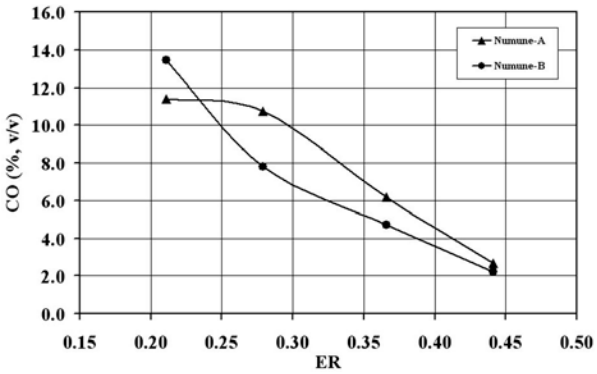
3.1. Hava ile gazlaştırma sonuçları

Kömür numuneleri (Numune-A ve Numune-B), Şekil 1' de görülen deney sisteminde gazlaştırılarak, sentez gazı üretilmiştir. Hava ile gazlaştırma deneylerinde, hava/kömür oranını tanımlamaya yarayan, gazlaştırma için gereken hava miktarının yanma için gereken hava miktarına oranını gösteren ve Equivalence Ratio (ER) adı verilen parametre değiştirilmiştir [1]. Deneyler, dört farklı ER değerinde (0.44, 0.37, 0.28 ve 0.21) gerçekleştirilmiştir.

Kömür numunelerinin gazlaştırılmasıyla elde edilen sentez gazının alt ısıl değerinin (LHV), ER ile değişim eğrisi Şekil 2' de verilmiştir. Sentez gazının alt ısıl değerini belirleyen, CO, CH_4 ve H_2 gaz bileşenlerinin, ER ile değişim eğrileri sırasıyla, Şekil 3, Şekil 4 ve Şekil 5 de çizilmiştir.



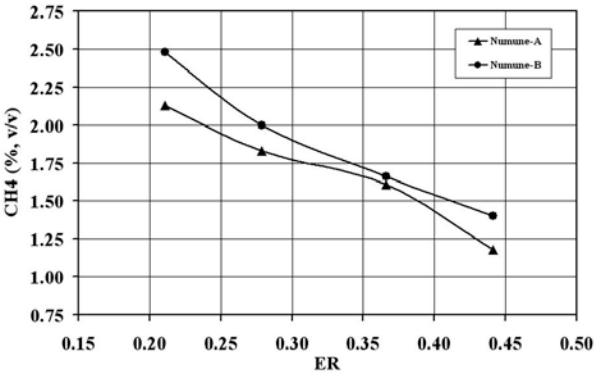
Şekil 2. Hava ile gazlaştırmada ER nin sentez gazının alt ısıl değerine (LHV) etkisi.



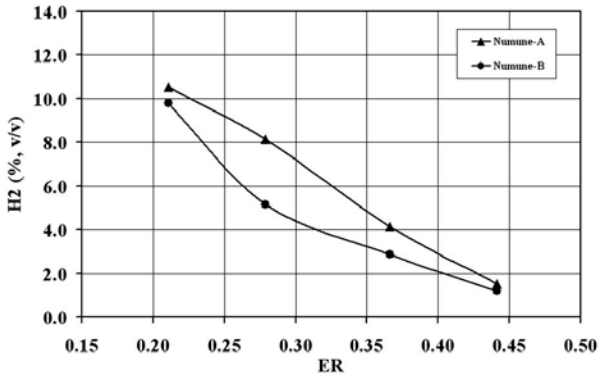
Şekil 3. Hava ile gazlaştırmada ER' nin sentez gazının CO bileşenine etkisi.

Tablo 2. Kömür numunelerinin kuru bazda kısa analizi, elementel analizi, alt ve üst ısıl değeri.

Kömür numunesi	Numune-A	Numune-B
Nem (%, wt)	0	0
Uçucu madde (%, wt)	40.59	40.59
Kül (%, wt)	20.61	20.61
Sabit karbon (%, wt)	38.81	38.81
Karbon (%, wt)	60.32	60.32
Hidrojen (%, wt)	5.19	5.19
Azot (%, wt)	1.14	1.14
Kükürt (%, wt)	4.49	4.49
Oksijen (%, wt)	8.25	8.25
Alt Isıl Değer (kcal/kg)	5151	5151
Üst Isıl Değer (kcal/kg)	5364	5364



Şekil 4. Hava ile gazlaştırmada ER nin sentez gazının CH_4 bileşenine etkisi.



Şekil 5. Hava ile gazlaştırmada ER nin sentez gazının H_2 bileşenine etkisi.

Şekil 1 de görüldüğü gibi, sentez gazının alt ısıl değeri, ER değeri azaldıkça artmıştır. Gazın alt ısıl değeri, Numune-A da 0.92 - 3.34 MJ/Nm^3 aralığında, Numune-B de ise 0.91 - 3.65 MJ/Nm^3 aralığında değişmiştir. ER=0.21 noktası dışında, yüksek nemli kömür (Numune-A) ile düşük nemli kömürden (Numune-B) daha iyi bir sentez gazı üretilmiştir. Şekil 2 ve Şekil 1 birlikte incelenirse, sentez gazının CO bileşeninin değişim trendinin, alt ısıl değerin değişim trendine benzer olduğu görülür. Ayrıca, azalan ER ile CO oranında önemli bir artış meydana gelmiştir. Şekil 3 de görüldüğü gibi, CH4 bileşeninde de ciddi bir artış eğilimi söz konusudur, ancak sayısal olarak artış sınırlıdır (% 1.40 dan % 2.48 e). Şekil 5 de görüldüğü H_2 oranında da ciddi bir artış söz konusudur. Şekil 3, 4 ve 5 birlikte incelenirse, CO ve H_2 bileşenleri yüksek nemli numunede, düşük nemli numuden yüksektir. Ancak, CH_4 bileşeni düşüktür. Bu nedenle, kömürün nemli olması, CO ve H_2 oluşumunu olumlu yönde etkilemektedir.

Tablo 2 de görüldüğü gibi, kömürün bünyesinde kükürt de bulunmaktadır. Kömür içerisinde bulunan organik kükürtün %80-90'ını, indirgeyici gazlaştırma ortamında, hidrojen ile reaksiyona girerek hidrojen sülfit (H_2S) ve H_2S in, karbon monoksit (CO) ve karbondioksit (CO_2) ile reaksiyonu sonucu karbonil sülfit (COS) oluşturmaktadır [8].

Kükürtlü bileşikler, kirleticidir ve korozif etkiye sahiptir. Bu nedenle, gaz temizleme işlemleri ile gidirilmesi gerekir. Ancak, ilk önce, bu bileşenlerin ölçülmesi gerekir. Bu çalışmada, sentez gazı içindeki kükürtlü bileşikler, iki farklı yöntemle ölçülmüştür. Birinci yöntemde, toplam kükürt miktarı, kükürt ölçüm cihazı ile ölçülmüştür. İkinci yöntemde ise, H_2S ve COS bileşenleri, bir gaz kromotografi cihazı kullanılarak ayrı ayrı belirlenmiştir. Kükürtlü bileşik ölçümü sadece ER=0.21 noktasında gerçekleştirilmiştir. Tablo 3 de, toplam kükürt, H_2S ve COS ölçüm sonuçları verilmiştir. Tabloda görüldüğü gibi her iki ölçüm yönteminde de, sentez gazı içinde, Numune-B de, Numune-A ya göre daha yüksek kükürtlü bileşik söz konusudur.

Tablo 3. Hava ile gazlaştırmada ER=0.21 noktasında sentez gazı içindeki kükürtlü bileşik analizlerinin sonuçları.

Kömür numunesi	Numune-A	Numune-B
Toplam kükürt (ppm)	3280	3790
H_2S (ppm)	3753	4055
COS (ppm)	225	303

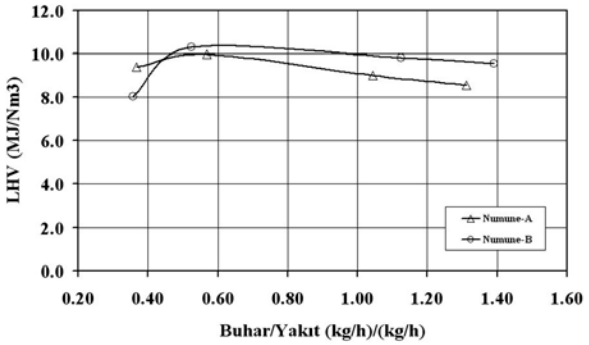
3.2. Su buharı ile gazlaştırma sonuçları

Kömür numuneleri (Numune-A ve Numune-B), hava ile gazlaştırmada olduğu gibi, Şekil 1 de görülen deney sisteminde, gazlaştırma ajanı olarak, su buharı kullanılarak gazlaştırılıp sentez gazı üretilmiştir. Su buharı ile gazlaştırma deneylerinde, buhar/kömür oranını tanımlamaya yarayan, "buhar/yakıt" adı verilen parametre değiştirilmiştir. Deneyler, 1.39 ile 0.36 aralığında değişen dört farklı buhar/yakıt değerinde gerçekleştirilmiştir.

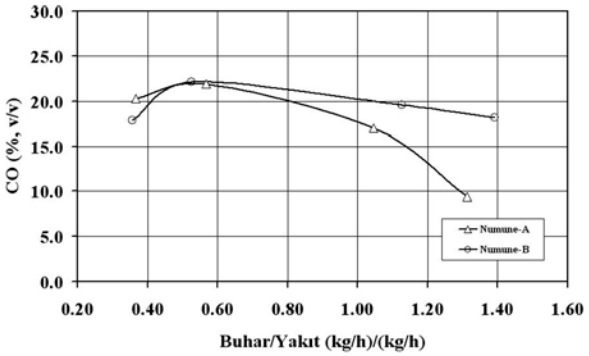
Kömür numunelerinin su buharı ortamında gazlaştırılmasıyla elde edilen sentez gazının alt ısıl değerinin (LHV), buhar/yakıt ile değişim eğrisi Şekil 6 da verilmiştir. Sentez gazının alt ısıl değerini belirleyen, CO, CH_4 ve H_2 gaz bileşenlerinin, buhar/yakıt ile değişim eğrileri sırasıyla, Şekil 7, Şekil 8 ve Şekil 9 da çizilmiştir.

Her iki numunede de LHV eğrisi, azalan buhar/yakıt değeri ile, ilk önce yaklaşık lineer ve çok yavaş bir artış göstermiş, daha sonra bir maksimum değere ulaşmış ve en sonunda da keskin bir azalış sergilemiştir. Numune-A da 8.53-9.98 MJ/Nm^3 ve Numune-B de 8.02-10.30 MJ/Nm^3 aralıklarında değişen bir sentez gazı elde edilmiştir. LHV değerini maksimize eden optimum bir buhar/yakıt değeri söz konusu olmuştur. Buna ek olarak, bu optimum buhar/yakıt değeri her iki numune için de yaklaşık aynı noktada (0.52) gerçekleşmiştir. Şekillerde görüldüğü, optimum buhar/yakıt noktasında, % 22 oranında CO bileşeni, % 5 oranında CH_4 bileşeni ve % 53 oranında H_2 bileşeni elde edilmiştir.

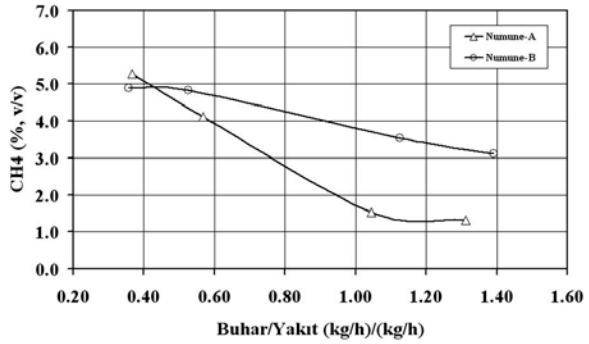
Su buharı ortamında yapılan gazlaştırma deneylerinde kükürtlü bileşik ölçümü sadece buhar/yakıt=0.52 noktasında gerçekleştirilmiştir. Tablo 4 de, toplam kükürt, H_2S ve COS ölçüm sonuçları verilmiştir.



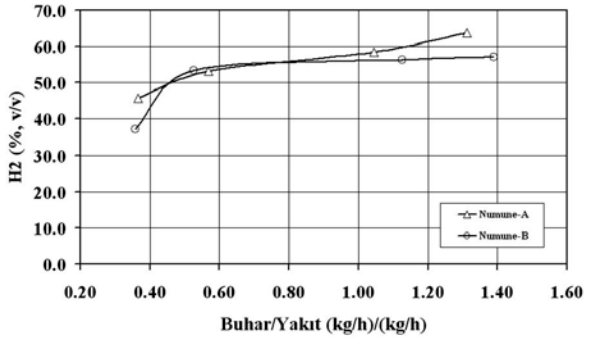
Şekil 6. Su buharı ile gazlaştırmada buhar/yakıt' ın sentez gazının alt ısıl değerine (LHV) etkisi.



Şekil 7. Su buharı ile gazlaştırmada buhar/yakıt' ın sentez gazının CO bileşenine etkisi.



Şekil 8. Su buharı ile gazlaştırmada buhar/yakıt' ın sentez gazının CH_4 bileşenine etkisi.



Şekil 9. Su buharı ile gazlaştırmada buhar/yakıt' ın sentez gazının H_2 bileşenine etkisi.

Tablo 4. Su buharı ile gazlaştırmada buhar/yakıt=0.52 noktasında sentez gazı içindeki kükürtlü bileşik analizlerinin sonuçları.

Kömür numunesi	Numune-A	Numune-B
Toplam kükürt (ppm)	8560	7780
H_2S (ppm)	8417	-
COS (ppm)	343	-

4. Çıkarımlar

Saray (Edirköy) sahasına ait iki farklı nemdeki kömür numunesi kabarcıklı akışkan yatak gazlaştırma teknolojisi ile gazlaştırılarak sentez gazı üretilmiştir. Gazlaştırma, gerek hava ve gerekse su buharı ortamında yapılmıştır. Hava ile gazlaştırmada, en fazla 3.65 MJ/Nm^3 ısıl değerinde bir gaz elde edilmiştir. Bu değer literatürde verilen değerlerle uyumludur [3, 4, 5, 6]. Su buharı ile gazlaştırmada en fazla 10.30 MJ/Nm^3 ısıl değerinde bir gaz elde edilmiştir. Bu değer literatür değeriyle de oldukça uyumlu çıkmıştır [7]. Gazlaştırma ajanı, havadan su buharına geçirildiğinde, gazın ısıl değeri önemli miktarda artmıştır. Burada elde edilen deneysel sonuçların sayısal çözümlemeleri üzerine de çalışılmaktadır. Gereken gazlaştırma kinetigi verileri deneysel olarak tesbit edilmiştir [9]. Kullanılan kömür numunelerinin kükürt oranı yüksek olduğu için, elde edilen sentez gazı içerisinde de yüksek kükürtlü bileşikler meydana gelmiştir. Gazlaştırmayı takip edecek olan prosesler ile kükürt giderimi yapılarak sentez gazı temizlenebilir.

Teşekkür

Bu çalışma TÜBITAK-TEYDEB programı kapsamında BERSEY firmasının yürüttügü 1120151 numaralı "Türkiye linyitlerinden gazlaştırma yoluyla elektrik üretilmesi için gereken teknolojilerin geliştirilmesi" projesi dâhilinde yapılmıştır. Kömür numunelerinin teminini sağlayan Türkiye Kömür İşletmeleri Kurumu Genel Müdürlüğü'ne, Sn. Mücella Ersoy ve Erol Çavuslu'ya teşekkürlerimizi sunarız.

Kaynaklar

[1] Basu P., Combustion and Gasification in Fluidized Beds, Taylor and Francis, 2006.

[2] Gutierrez L.A., Watkinson A.P., Fluidized-bed gasification of some Western Canadian coals, Fuel, Vol.61, 1982, pp.133-138.

[3] Iyengar R.K., Haque R., Gasification of high-ash Indian coals for power generation, Fuel Processing Technology, Vol.27, 1991, pp.247-262.

[4] Ocampo A., Arenas E., Chejne F., Espinel J., Londono C., Aguirre J., Perez J.D., An experimental study on gasification of Colombian coal in fluidised bed, Fuel, Vol.82, 2003, pp.161-164.

[5] Ju F., Chen H., Yang H., Wang X., Zhang S., Liu D., Experimental study of a commercial circulating fluidized bed coal gasifier, Fuel Processing Technology, Vol.91, 2010, pp.818-822.
[6] Karatas H., Olgun H., Akgun F., Coal and coal and calcined dolomite gasification experiments in a bubbling fluidized bed gasifier under air atmosphere, Fuel Processing Technology, Volume 106, 2013, pp 666–672.
[7] Saw W.L., Pang S., Co-gasification of blended lignite and wood pellets in a 100 kW dual fluidised bed steam gasifier: The influence of lignite ratio on producer, gas composition and tar content, Fuel, 2013, pp 117–124.
[8] Syed, M., Soreanu, G., Falletta, P., Béland, M., Removal of hydrogen sulfide from gas streams using biological processes - A review, Canadian Biosystem Engineering, 48, 2006, pp. 2.1-2.14
[9] Kandasamy, J. and Gökalp, I., Effect of char generation method on steam, CO2 and blended mixture gasification of high ash Turkish coals, Fuel, Vol. 153, 2015, pp.320-327.

AN EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF WALL COATING MATERIAL ON THE RADIATIVE HEAT LOSS FROM ETHANOL POOL FIRES IN TUNNELS

Sina SHAFEE, Ahmet YOZGATLIGİL*

[1]Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University, Ankara, Turkey, 06800
* Corresponding author: ahmety@metu.edu.tr Tel: +90 312 210 5269

Özet

Bu çalışmada, Froude sayısı ölçeklendirme yöntemine dayalı inşa edilen 1/13 ölçekli tünel modeli kullanılarak, farklı duvar kaplama malzemesi ve havuz derinliğinin etanol havuz yangınlarının ışınımsal ısı kaybı, yanma hızı ve alev karakteristikleri üzerine olan etkileri incelenmektedir. Havalandırma hızı 0 ve 2.5 m/s arasında değiştirilmiş, havuz ebadı ise sabit tutulmuştur. Yüksek havalandırma hızlarında, alevin akıntı yönüne sapması sebebiyle, alevden gelen radyasyon miktarının daha düşük olduğu görünmektedir. Farklı duvar kaplama malzemeleri kullanılarak, akış yukarısındaki radyasyon geri beslenmesi ölçülmüştür ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Emici kaplama malzemesi kullanıldığında, akıntı yönündeki ışınımsal ısı önemli ölçüde azalırken tünelin tavan sıcaklığının arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, sonuçlara göre, ısı salımı ve yanma hızının maksimum değerlerine 1.5 m/s havalandırmada ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: havuz yangını, duvar kaplama malzemesi, ısı salım hızı, yanma hızı, gelen radyasyon

Abstract

Experiments are performed on ethanol pool fires to study the effect of tunnel wall coating type and pool depth on radiative heat loss from the pool, the burning rates and flame characteristics of fire at different ventilation conditions in a 1/13 scaled tunnel model constructed based on Froude preservation technique. Longitudinal ventilation velocity, supplied by an axial compressor, is varied in the range of 0 to 2.5 m/s and the pool dimension is kept constant throughout the experiments. Heat flux measurements in the upstream of pool fire, where there is a hazard of fire spread, and captured flame photos show that the flame deflection towards downstream at high ventilation velocities also results in reduction of incident radiation flux. Results show that using an emissive coating material for tunnel walls leads to considerable reduction of radiative heat flux in the upstream, however, the gas temperature along the tunnel ceiling shows an increment. It is also seen that the heat release rate and burning rate of ethanol tend to peak at 1.5 m/s ventilation velocity, regardless of pool depth.

Keywords: pool fire, wall coating type, heat release rate, burning rate, incident radiation

1. Introduction

Tunnel fires have always posed a threat to the lives of the car and train passengers as history has shown. This fact along with a considerable investment cost of construction of tunnels has led to extensive research attention to the safety issues associated with the design of tunnels as well as risk perception and maintenance strategies. A better understanding of tunnel fire dynamics and related phenomena provides needed information about the safety measures that need to be taken. Design of mechanical ventilation systems and their control to create a smoke free evacuation path is one of the most important issues in tunnel fire safety. Longitudinal ventilation systems, among other mechanical ventilation systems, are commonly used due to lower cost and easier maintenance [1].

The minimum longitudinal ventilation velocity required for prevention of smoke movement in upstream direction, is known as the "critical ventilation velocity" [2]. Among other important terms in tunnel fire research are the burning rate, heat release rate, and back-radiation from fire and flame characteristics. Wu and Bakar [3] suggested a universal equation for calculation of non-dimensional critical ventilation velocity versus non-dimensional heat release based on hydraulic diameter of the tunnel. The burning rate of n-heptane pool fires was studied and it was shown that it has an increasing tendency at higher ventilation velocities due to greater supply of oxygen to the fire source [4]. Different heat transfer mechanisms associated with pool fire of gasoline and methanol was investigated and it was observed that the radiation from flame to the pool surface had a great impact on burn rate of gasoline fuel due to increased temperature of the fuel and tray rim [5]. In other works, heptane and ethanol square pool fires of 10-25 cm in size have been investigated in a reduced scaled tunnel and shown that the overall incident radiation feedback to fuel surface decreases at higher airflow velocities which is more pronounced in case of heptane fuel [6].

In this study, the effects of pool depth and tunnel wall coating type on the burning characteristics and radiative heat loss of pool fires is investigated at various longitudinal ventilation conditions. Ethanol is used as the fuel due to its non-sooting flame characteristics which reduces the complexity of interpreting the results of measured radiation fluxes. For this purpose, a 1/13 scaled tunnel model constructed based on Froude number preservation technique is used in the experiments which represents a bored underground metro tunnel in Istanbul [7,8]. The full scale tunnel has a diameter of 5.2 m and cross-sectional area of 20.75 m^2. Based on preservation of Froude number between the model and full scale tunnel, eq. (1) to (3) can be established for heat release rate, ventilation velocity and temperature inside the tunnel,

$$\frac{\dot{Q}_M}{\dot{Q}_F} = \left(\frac{L_M}{L_F}\right)^{5/2} \quad (1)$$

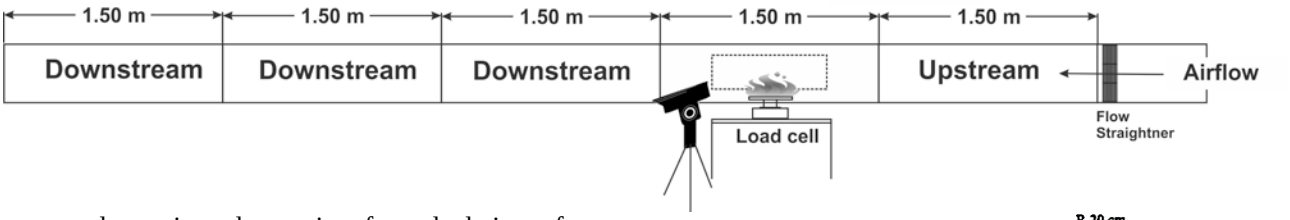
$$\frac{V_M}{V_F} = \left(\frac{L_M}{L_F}\right)^{1/2} \quad (2)$$

$$T_M = T_F \quad (3)$$

With *M* representing the model and *F*, the full scale [7,8].

2. Experimental setup and methodology

Figure 1 shows schematics of cross section of the model tunnel.



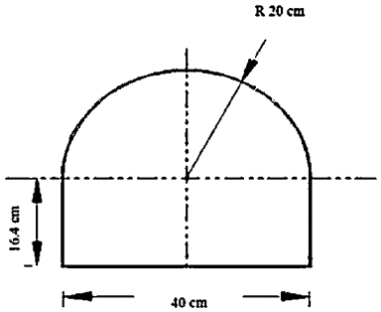


Figure 1. Schematics of the cross section of the scaled tunnel [7,8]

The model is 7.5 m long, 0.4 m in width and 0.36 m in height. The tunnel is insulated using rock wool to reduce stray heat transfer to the surroundings and is composed of four separate compartments assembled together. The longitudinal air flow is supplied by an axial compressor which takes in air at room temperature. The incoming air flow passes through a flow straightener at the tunnel entrance in the upstream section. Figure 2 shows the experimental setup. Gas temperature in the tunnel is measured using thermocouples mounted at 25 cm intervals in the combustion section and 30 cm intervals in the upstream and downstream section and fixed 4 cm

Figure 2. Experimental setup

below the tunnel apex. The heat release rate is calculated due to the oxygen consumption calorimetry method [9–12].

$$\dot{Q} = \left[\phi - \left(\frac{E'' - E'}{E'}\right)\left(\frac{1-\phi}{2}\right)\frac{X_{CO}^{A}}{X_{O_2}^{A}}\right] E' X_{O_2}^{o} \dot{V}_A \quad (4)$$

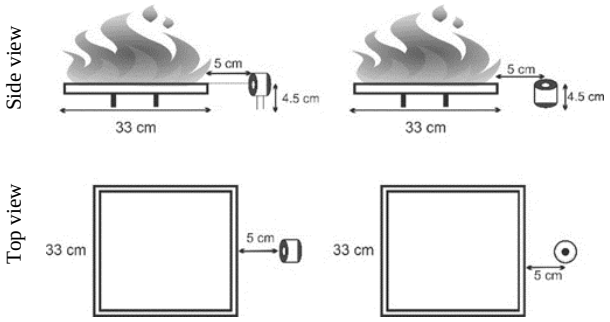
$$\phi = \frac{X_{O_2}^{o} - X_{O_2}^{A}\left(1 - X_{CO_2}^{o} - X_{H_2O}^{o}\right)/\left(1 - X_{CO_2}^{A} - X_{CO}^{A}\right)}{X_{O_2}^{o}\left[1 - X_{O_2}^{A}/\left(1 - X_{CO_2}^{A} - X_{CO}^{A}\right)\right]} \quad (5)$$

In above equations, $\dot{Q}$ is the heat release rate, ϕ is the oxygen depletion factor, X terms are corresponding mole fractions of species, E' is the net heat release of combustion per unit volume of oxygen consumed equal to 17.2MJ/m^3, and E'' is heat release per unit volume of oxygen consumed in the burning of CO equal to 23.1MJ/m^3. The *A* and *o* superscripts refer to gas analyzer measured and standard condition quantities, respectively. Also $\dot{V}_A$ is the volume flow rate of air into the system referred to standard conditions. The combustion product fractions are measured using a TESTO 350-S flue gas analyzer. In order to study the effect of tunnel wall coating on ethanol pool fire characteristics, black anodized aluminum and polished steel coating materials are used which represent emissive and reflective wall types respectively. Table 1 lists the experiment constants and variables. The mass loss rate of the pool content is calculated using the recorded data from the A&D load cell mounted under the fuel pan with an accuracy of 0.1 g.

Table (1) Experiment constants and variables

Fuel	Ethanol
Pool size, L x W (cm)	33 x 33 (Square)
Pool depth, D (cm)	0.092, 0.184, 0.276 (equal to 100, 200 and 300 ml of fuel, respectively)
Wall coating type	Reflective, emissive
Ventilation velocity (m/s)	0 (quiescent), 0.5, 1, 1.5, 2.5
Radiometer configuration	Vertical, horizontal

The radiative heat flux is measured in the upstream of fire using a wide angle water-cooled Hukseflux SGB01050 radiometer. The two radiometer configurations used in the experiments is shown in Fig. 3. The aim is to obtain a suitable angle on the flame body in the horizontal radiometer orientation, and in case of the vertical orientation, the aim is to achieve a qualitative idea of the effect of different wall coating types by measuring the back radiation which will be majorly from the walls and to a lesser degree, from the flame to the pool surface.



Horizontal Vertical

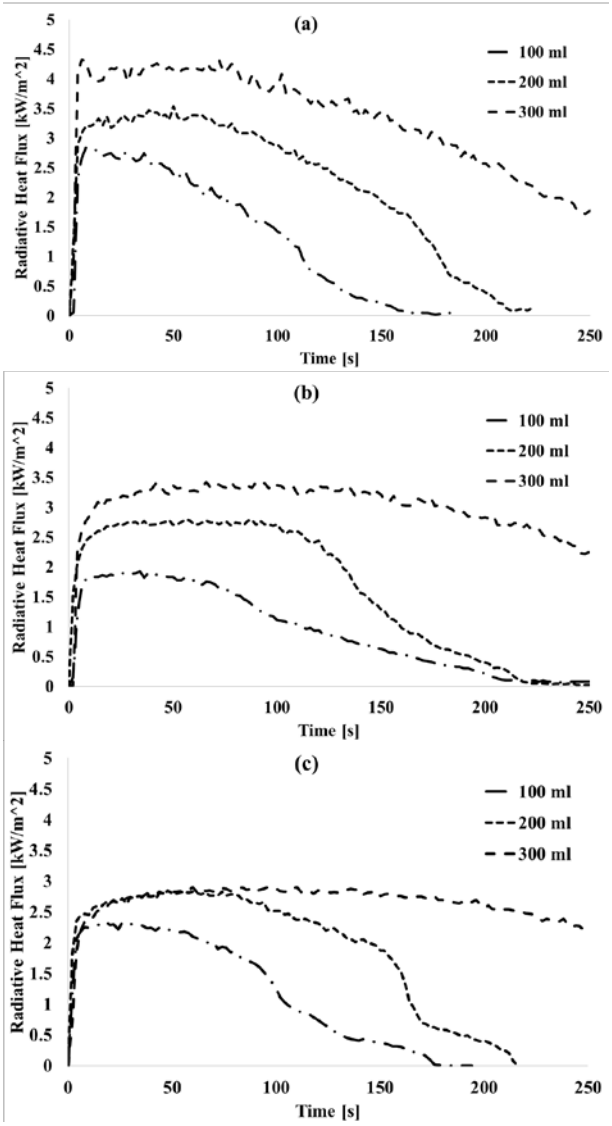
Figure 3. Horizontal and vertical radiometer orientations used in the experiments

3. Results and discussion

In section 3.1, the effect of pool depth and ventilation velocity on the radiative heat loss and the burning characteristics of the pool fire are presented based on the experiments using reflective tunnel wall coating material. In section 3.2, ethanol pool depth is maintained constant at 1.84 mm and by changing the wall coating material of the tunnel, results of the radiation measurements, heat release rate and temperature distributions are compared.

3.1 Effect of pool depth and ventilation velocity

Figure 4 depicts the effect of pool depth and ventilation velocity on radiative heat loss from the pool fire measured 5 cm upstream of the pool with horizontally oriented radiometer (see Fig.3). It should be noted that the radiometer sensor is flush with the pan lip in this orientation. It is observed that increasing the ventilation velocity results in decreasing of the radiative heat flux due to increase in fire spread towards downstream. The trend is more pronounced in case of 300 ml pool where longer combustion duration allows steadier burning rate of ethanol. It can be seen that the heat flux is proportional to the pool depth in the sense that, as the pool depth is increased, the combustion becomes steadier which is reflected by the heat flux curves for 200 and 300 ml cases. At ventilation velocities above 1 m/s, the effect of pool depth becomes less important as the curves exhibit similar maximum values since the flame tilt angle is more or less the same for 1.5 and 2.5 m/s as can also be seen in Fig. 5.
Figure 5 shows the ethanol flame contours in 10 cm leading edge of pool fire under different ventilation conditions 30 s after pool ignition. The CCD camera can capture 300 frames per second and the images were selected randomly. The main conclusion is that as the ventilation velocity is increased, the fire tilt angle increases as well as the flame height decreases which is also reflected on the results of radiative heat flux using the horizontal radiometer in Fig.4.



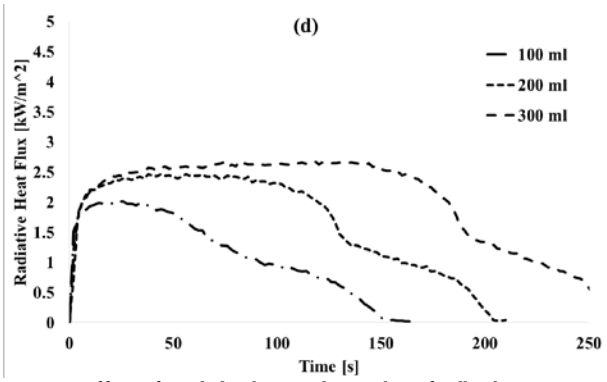


Figure 4. Effect of pool depth on radiative heat feedback upstream of combustion with horizontally oriented radiometer using reflective wall coating material for (a) 0.5 m/s (b) 1 m/s (c) 1.5 m/s (d) 2.5 m/s

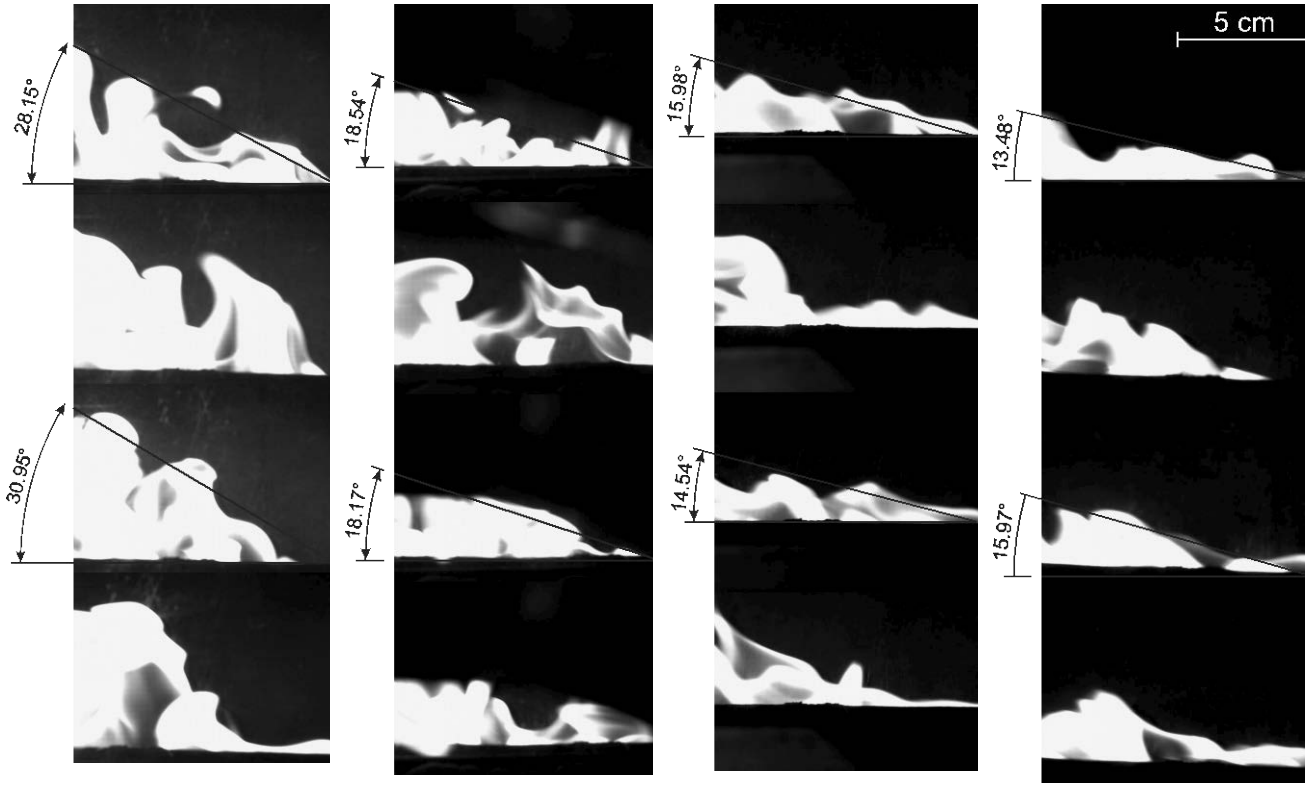


Figure 5. Ethanol flame contours at 10 cm leading edge of the pool under different ventilation conditions 30 s after ignition

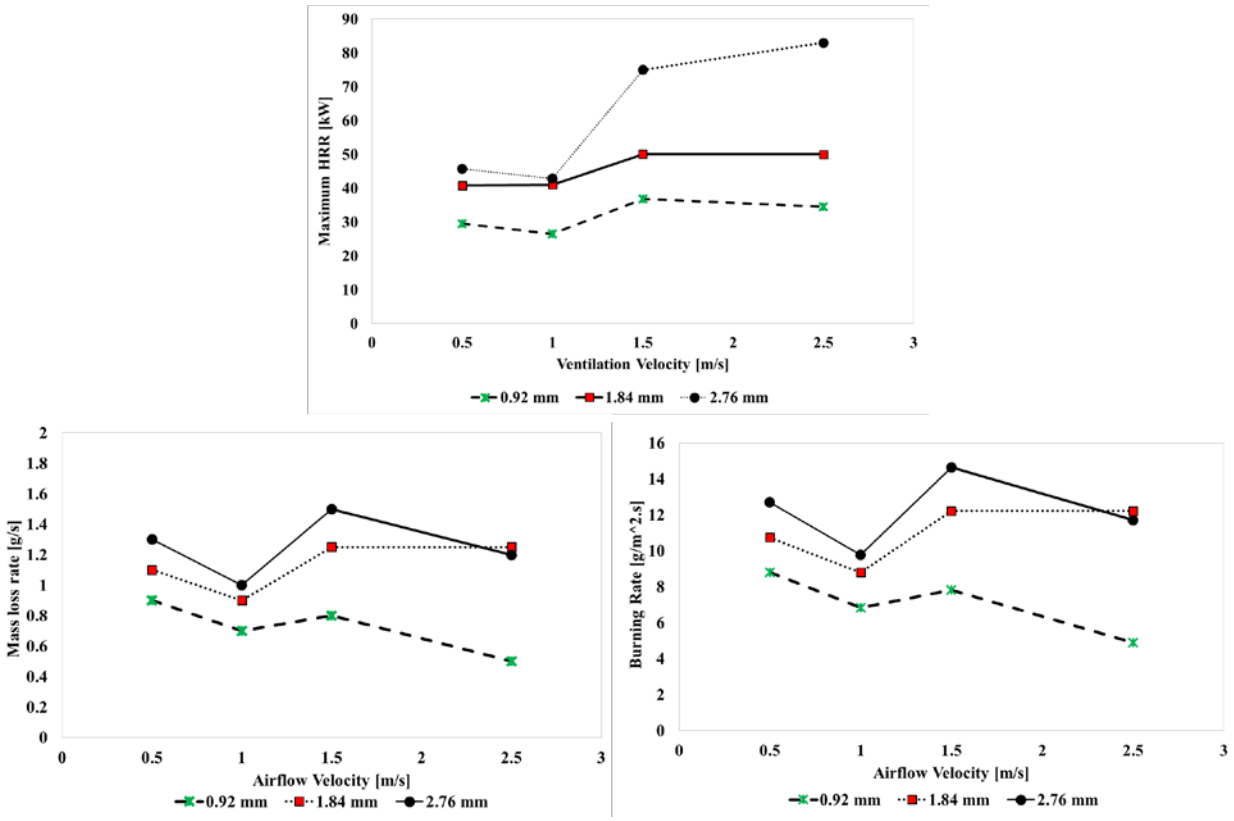
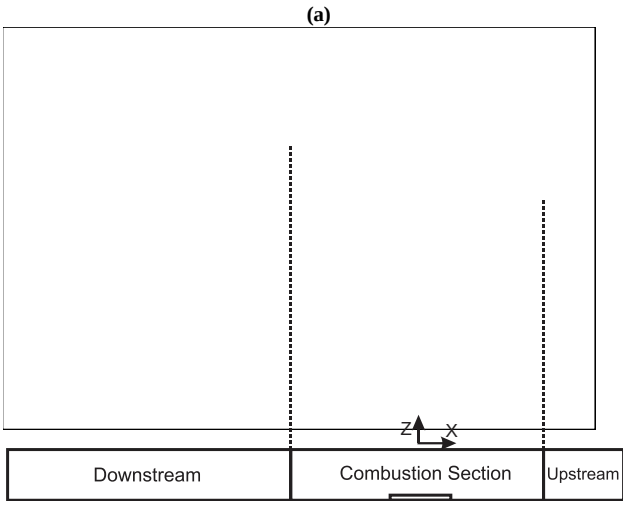


Figure 6. Heat release rate (HRR), mass loss rate and burning rate of ethanol pool fires as a function of pool depth and ventilation velocity

Figures 6 shows the results of heat release rate, mass loss rate and burning rate with respect to ventilation velocity and pool depth using reflective wall coating material. The results indicate that the pool depth has a considerable effect on the maximum heat release rate. The maximum heat release rate tends to occur at 1.5 m/s ventilation velocity except for 300 ml case which peaks at 2.5 m/s. The mass loss rate values are deducted by time averaging the mass-time history over the steady combustion period. The burning rates are calculated based on pool mass history data using a 5-point derivative formula. It can be seen that both the mass loss rate and burning rates have their peak values at 1.5 m/s which is in keeping with the results of heat release rate. Increasing the pool depth results in an increase in the burning rates especially at 1.5 m/s where maximum occurs. The burning rates exhibit different behavior with respect to increasing ventilation velocity and tend to be fluctuating.

The ceiling temperature distribution along the tunnel axis was recorded during the experiments and the results are presented in Fig.7, as a function of pool depth and different ventilation conditions. Results show that backlayering exists at 0.5 m/s case in which ceiling temperatures as high as 250-350˚C are reached at the upstream and combustion sections. The backlayering length extends at least 0.75 m upstream of combustion in this case. At 1 m/s the critical ventilation velocity is achieved for all the experiments as indicated by considerable gas temperature drop along the tunnel. Increasing the ventilation velocity to 2.5 m/s results in cooling effect of airflow to be a dominating factor and further reduce the ceiling temperatures. It is noted that above 0.5 m/s, the maximum temperatures tend to occur further downstream of the pool fire due to stretching of the flame.



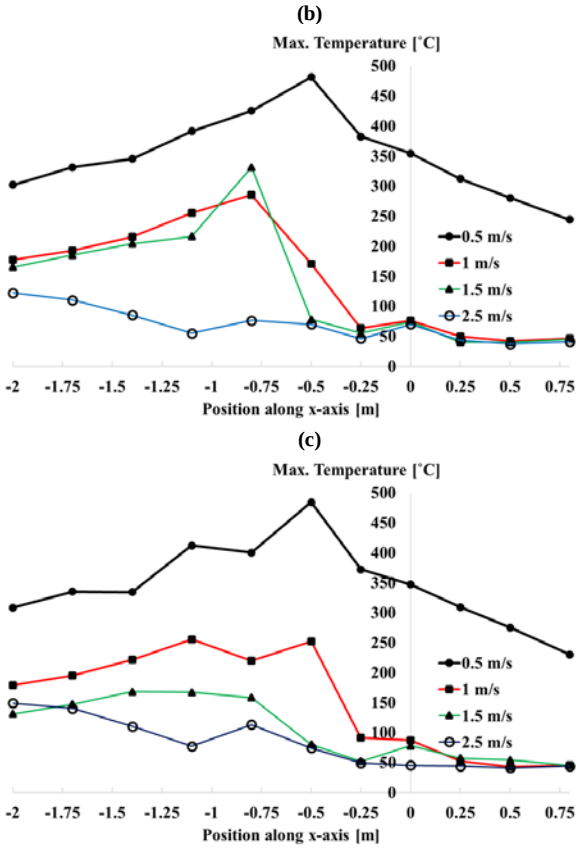


Figure 7. Maximum ceiling temperature along the tunnel axis for (a) 0.92 mm (b) 1.84 mm and (c) 2.76 mm pool depth

3.2 Effect of tunnel wall coating material

Figure 8 shows the effect of wall coating type on the radiative heat flux in the upstream of the pool fire. The radiometer is vertically oriented (see Fig.3) in order to achieve an enhanced view factor between the walls and radiometer. Using the highly emissive black-painted anodized wall coating results a considerable decrease in the incident radiative flux which is more pronounced in the quiescent case (no ventilation) where a 45% drop can be measured. At increased ventilation velocities, the gap is reduced which can be due to increased fire spread towards downstream section.

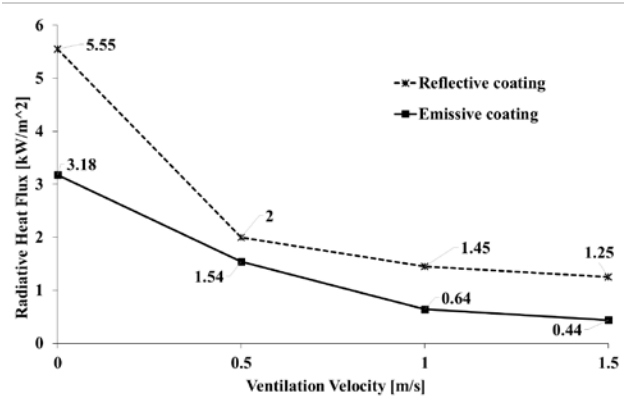


Figure 8. Effect of wall coating type on the radiative heat flux at 5 cm upstream of the pool fire (1.84 mm pool depth)

Effect of wall coating type on maximum temperature distribution along the tunnel is shown on Fig. 9. Results indicate a general increasing trend in the ceiling temperature across different ventilation velocities for the case of emissive coating material, especially in the combustion section (see Fig.7 (a) legend) where the coating material is applied to the tunnel. It is also seen that coating type has no apparent effect on the critical ventilation velocity.

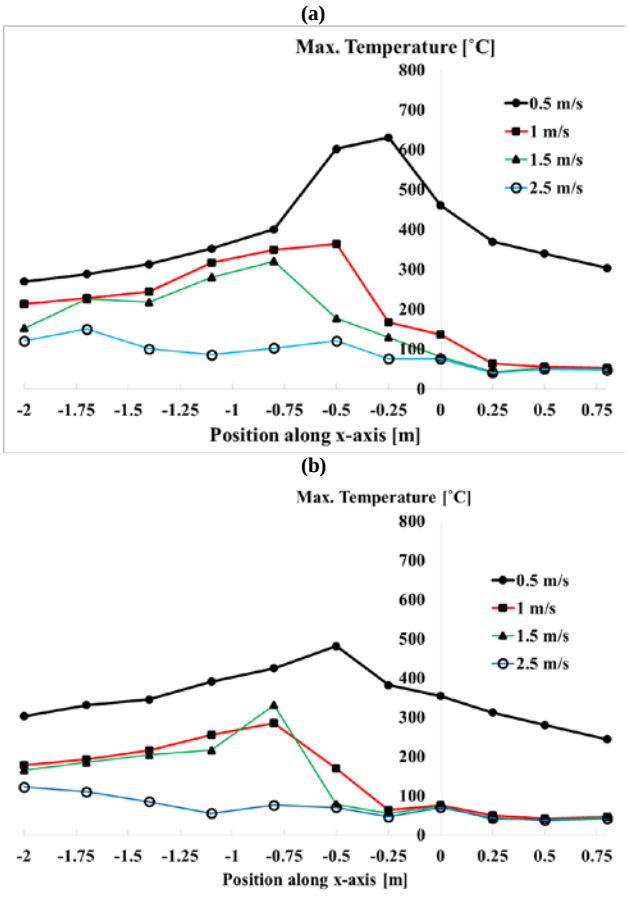


Figure 9. Effect of wall coating type on maximum ceiling temperature along the tunnel axis for (a) emissive coating and (b) reflective coating material (1.84 mm pool depth)

Figure 10 compares the total heat release from the pool fire normalized by unit volume of the fuel (200 ml) which is abbreviated as Normalized Total Heat Released (NTHR). The NTHR is calculated as the time integral of heat release rate over period of combustion. It can be seen that when using emissive wall coating material, there is a slight increase of heat release especially at 2.5 m/s ventilation velocity which can be attributed to increased gas temperature inside the combustion section as discussed in Fig.9.

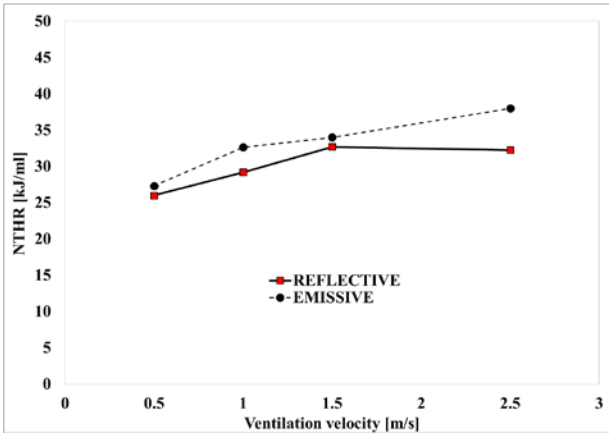


Figure 10. Effect of wall coating type on NTHR (1.84 mm pool depth)

Conclusions

This work is an experimental study on the ethanol pool fires in a reduced scaled tunnel constructed based on Froude scaling. Major findings include:

(1) Results of the radiative heat flux measurements upstream of the pool fire and also flame captures from the CCD camera show that at increased airflow velocities, the incident radiation tends to decrease considerably due to flame deflection towards downstream

(2) Using the emissive wall coating type it was seen that the radiative heat feedback from the walls is decreased which is more pronounced in the quiescent condition where there is no ventilation.

(3) It is seen that using emissive wall coating results in an slight increase in the NTHR from the pool fire as well as a general increase in the gas temperature in the combustion section

(4) It is shown that while using reflective wall material, the heat release rate tends to peak at 1.5 m/s ventilation velocity where the mass loss rate and burning rate is also maximum

(5) The critical ventilation velocity is achieved at 1 m/s regardless of the ethanol pool depth and wall coating material

(6) According to the temperature results, formation of a backlayering flow is observed in case of 0.5 m/s ventilation velocity where the backlayering length extends at least 0.75 m upstream of the combustion

Acknowledgements

This work was supported by Middle East Technical University research projects funding (BAP-03-02-2015-004). Sina Shafee acknowledges scholarship support from the Scientific and Technological Research Council of Turkey (TÜBİTAK – 2215, PhD Scholarship Program for Foreign Citizens).

References

[1] R.O. Carvel, A.N. Beard, P.W. Jowitt, D.D. Drysdale, Variation of heat release rate with forced longitudinal ventilation for vehicle fires in tunnels, Fire Saf. J. 36 (2001) 569–596. doi:10.1016/S0379-7112(01)00010-8.

[2] J.S. Roh, H.S. Ryou, D.H. Kim, W.S. Jung, Y.J. Jang, Critical velocity and burning rate in pool fire during longitudinal ventilation, Tunn. Undergr. Sp. Technol. 22 (2007) 262–271. doi:10.1016/j.tust.2006.08.003.

[3] Y. Wu, M.Z.. Bakar, Control of smoke flow in tunnel fires using longitudinal ventilation systems – a study of the critical velocity, Fire Saf. J. 35 (2000) 363–390. doi:10.1016/S0379-7112(00)00031-X.

[4] J.S. Roh, S.S. Yang, H.S. Ryou, M.O. Yoon, Y.T. Jeong, An experimental study on the effect of ventilation velocity on burning rate in tunnel fires-heptane pool fire case, Build. Environ. 43 (2008) 1225–1231. doi:10.1016/j.buildenv.2007.03.007.

[5] L.H. Hu, S. Liu, W. Peng, R. Huo, Experimental study on burning rates of square/rectangular gasoline and methanol pool fires under longitudinal air flow in a wind tunnel, J. Hazard. Mater. 169 (2009) 972–9. doi:10.1016/j.jhazmat.2009.04.050.

[6] L. Hu, S. Liu, L. Wu, Flame radiation feedback to fuel surface in medium ethanol and heptane pool fires with cross air flow, Combust. Flame. 160 (2013) 295–306. doi:10.1016/j.combustflame.2012.10.016.

[7] S. Kayili, A. Yozgatligil, O. Cahit Eralp, An experimental study on the effects of blockage ratio and ventilation velocity on the heat release rate of tunnel fires, J. Fire Sci. . 29 (2011) 555–575. doi:10.1177/0734904111416336.

[8] S. Kayili, A. Yozgatligil, O.C. Eralp, Effect of Ventilation and Geometrical Parameters of the Burning Object on the Heat Release Rate in Tunnel Fires, Combust. Sci. Technol. 184 (2012) 165–177. doi:10.1080/00102202.2011.625371.

[9] S. Brohez, C. Delvosalle, G. Marlair, a. Tewarson, Soot Generation In Fires: An Important Parameter For Accurate Calculation Of Heat Release, Fire Saf. Sci. 6 (2000) 265–276. doi:10.3801/IAFSS.FSS.6-265.

[10] S. Brohez, C. Delvosalle, G. Marlair, a. Tewarson, The Measurement of Heat Release from Oxygen Consumption in Sooty Fires, J. Fire Sci. 18 (2000) 327–353. doi:10.1177/073490410001800501.

[11] W.J. Parker, Calculations of the Heat Release Rate by Oxygen Consumption for Various Applications, J. Fire Sci. . 2 (1984) 380–395. doi:10.1177/073490418400200505.

[12] D.L. Sensenig, U. States., C. for F.R. (U.S.), An oxygen consumption technique for determining the contribution of interior wall finishes to room fires, (1980) 86 p. in various pagings. http://catalog.hathitrust.org/Record/009487938.

PİROLİZ İLE ATIKTAN ENERJİ ELDE EDİLMESİNE GENEL BAKIŞ

Didem Nedret İNCEOĞLU, Ertan DURMUŞOĞLU

Özet

Atık Yönetimi hiyerarşisi içerisinde geri kazanımı söz konusu olamayan organik atıkların depo alanlarında biriktirilmesi yerine enerji eldesinde kullanılması ile değerlendirilmesi "waste to energy", doğal enerji kaynaklarının tüketimini frenleyen bir yöntem olarak ortaya çıkmaktadır. Her ne kadar rüzgar ve güneşten elde edilen enerji gibi temiz olmasa da "yeşil enerji" olarak adlandırılan atıktan enerji eldesi yöntemlerin başında piroliz gelmektedir. Bu çalışmada pirolizin diğer yöntemlerle karşılaştırılması, reaktör ve sıcaklıklara göre elde edilecek ürünlerin değişimi konularında bir literatür özetlemesi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Piroliz, Atık, Enerji Geri Kazanımı

Review: Waste to Energy by Pyrolysis

Abstract

This study includes the literature review of the advantages and the reactor types of pyrolysis as a waste management process. The hierarchy of waste management waste to energy recovery is coming after recycling and reuse. Organic waste to energy recovery is so called green energy process while it is not as clean as wind or solar energies. In case of energy recovery process the raw material consumption reduces.

Key Words: Pyrolysis, Waste, Waste to Energy Recovery

1. Giriş

İnsan aktiviteleri sırasında kullanılan bir çok materyal artık ihtiyaç kalmadığı düşünüldüğünde atılır. Atık, orijinal lisanında "waste" kelimesi kökeninde "kullanılmaz hale gelen, istenmeyen" anlamına gelmektedir. Ancak yeni teknolojilerin gelişimi sayesinden yeniden kullanımı, dönüştürülmesi veya enerji eldesinde kullanılması olanakları bulmuş olan atıklar çağımızın "temiz ve sürdürülebilir yakıt kaynakları" olarak ön plana çıkmıştır. Sınırlı doğal kaynakların tüketimini azaltmak ve alternatif enerji kaynakları bulmak için yapılan çalışmalar ile katı atıkların ıslahı çalışmalarının bileşkesi olarak atık yönetimi son yıllarda daha da popüler hale gelmiştir.

Isıl işlem ile katı atık bertarafı, enerji geri kazanım imkanı da sunması nedeniyle geri dönüşümü mümkün olmayan organik atıklar için kullanılan en etkili yöntem olarak görülmektedir. İşlem sırasında uygulanan oksijen miktarına bağlı olarak 3 farklı ısıl işlem prosesi tanımlanmaktadır[1].

- ✓ **Piroliz:** Tamamen oksijensiz ortamda gerçekleştirilen ısıl proseslerdir. Uygulanan sıcaklığa göre düşük (450-630 ˚C), orta (630-800 ˚C) ve yüksek (800-1900 ˚C) sıcaklık pirolizi olarak adlandırılır. Plazma pirolizi (8500-10500 ˚C) maddenin formunu değiştiren özel ve yüksek maliyetli bir yöntemdir.

- ✓ **Yakma (Incineration):** Fazladan oksijen takviyesi ile gerçekleştirilen yakma prosesidir. Fırın şekline göre alt prosesler alabilmektedir. Örneğin döner yakma fırını tekniği ile 1100 ˚C sıcaklık mertebelerinde yanma sağlanabilmektedir. Ağırlıkça %20-35 kül atığı kalan proseste hacimce %90 azalma sağlanabilmektedir.

- ✓ **Gazlaştırma:** Kontrollü oksijen bulunan proseste eksik yanma gerçekleşir. Ana gaz ürünleri CO ve H_2'dir. Prosesin gerçekleştiği fırın tipine göre sıcaklık değerleri geniş bir aralıkta değişkenlik gösterir. (800-1900 ˚C)[2]

Piroliz edilebilecek nitelikte olabilmesi için organik atıkların ısı veya kalorifik değerinin yüksek olması istenir. Gros kalorifik değer (CV) yanma sonucu ortaya çıkan toplam ısıl değeri ifade ederken net kalorifik değer yoğuşma ısısını içermemektedir. Bir atığın piroliz edilebilirliğine karar vermek için alevlenme noktası, vizkositesi ve klor, flor, kükürt, ağır metal içerikleri önemli veri kaynaklarındandır.

2. Piroliz Verimini Etkileyen Parametreler

Piroliz kompleks bir prosestir. Reaksiyon mekanizmasını etkileyen çok sayıda parametre vardır[3]. Bunlar:

- ✓ Girdi malzemelerin fiziksel ya da kimyasal olarak ön işlem görmesi
- ✓ Isıtma hızı
- ✓ Reaktör tipi
- ✓ Piroliz sıcaklığı
- ✓ İşlem süresi
- ✓ Piroliz atmosferi
- ✓ Malzemenin parçacık boyutu
- ✓ Malzemenin nem özelliği
- ✓ Hemiseliloz, selüloz ve lignin parçalanması

Organik maddelerin pirolizi hem eş zamanlı hem de ardışık reaksiyonlar içermesi nedeniyle kompleks bir yapıya sahiptir. oksijensiz ortamda 350-550 ˚C sıcaklıklarda başlayan ısıl parçalanma 700- 800 ˚C sıcaklıklarda da devam eder. Karbon, hidrojen ve oksijen içeren bileşiklerin uzun zincir yapıları kırılarak gaz halinde küçük moleküller, yoğunlaşmış yağ/katran buharı ve katı fazda kok ürünlere dönüşür. Parçalanma ürünlerinin oranı ve verimi piroliz prosesinin gerçekleştirildiği reaktörün parametrelerine (sıcaklık, ısıtma hızı, basınç, reaktör konfigürasyonu, hammadde girişi etc) bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

3. Piroliz Tipleri

Jahirul et. al. [3] işletim koşullarına (proses sıcaklığı, ısıtma hızı, katı maddenin reaktörde kalma süresi, organik maddenin parçacık boyutu gibi) bağlı olarak piroliz proseslerini 3 ana katagoride sınıflandırmıştır.

- ✓ **Geleneksel (yavaş) piroliz:** Düşük sıcaklık ve ısıtma hızında, uzun (5-30 dakika) buhar bekleme süresi nedeniyle buhar fazındaki bileşenlerin kompleks yapıdaki katran ve diğer yağlara dönüşmesi ile sonuçlanan bir yöntemdir. Bu yöntem binlerce yıldan beri kömür iyileştirme amacıyla kullanılmaktadır.
- ✓ **Hızlı piroliz:** Ağırlıkça %60-75 yağ, %15-25 katı ve %10-20 gaz ürünü elde edilen prosestir. Yüksek sıcaklıklara yüksek ısıtma hızı ile çıkan kısa buhar bekleme süresi ve hızlı soğutma uygulanarak yüksek miktarda biyodizel elde edilen hassas kontrol gerektiren bir yöntem olarak özetlenebilir. Saklanabilir ve taşınabilir özellikteki bu yağlar ikincil bir işlemle ve kimyasal ilaveleriyle araç yakıtlarına dönüştürülebilmektedir.
- ✓ **Flaş piroliz:** Sisteme giren organik maddelerin parçacık boyutları küçük, ısıtma hızı çok yüksek ve 1 saniyeden kısa gaz bekleme süresi ile 450-1000 ˚C aralığında uygulanabilen oksijensiz ortamda hızlı gazlaştırma yöntemi olarak tanımlanabilir.

Tablo1. Piroliz Proseslerinin Tipik İşletim Parametreleri[5]

Piroliz Prosesi	Hammadde kalma süresi (s)	Isıtma Hızı (K/s)	Parçacık Boyutu (mm)	Sıcaklık (K)	Ürün Verimi (%)		
					Yağ	Kok	Gaz
Yavaş	450–550	0.1–1	5–50	550–950	30	35	35
Hızlı	0.5–10	10–200	<1	850–1250	50	20	30
Flaş	<0. 5	>1000	<0.2	1050–1300	75	12	13

4. Piroliz Reaktörleri

Reaktör, piroliz prosesinin kalbi olarak görülmektedir. Reaktör seçimi ısıtma hızı, sıcaklık, buhar/sıvının kalma süresi gibi parametreleri doğrudan etkilemektedir. Biyodizel üretim verimi arttırmak amacıyla değişik özellikte çok sayıda piroliz reaktörü tasarımı yapılmıştır. Hepsinin belirli özellikleri ve avantajlarının yanında tasarımlarının doğal sonucu olarak belirli kısıtları da bulunmaktadır[6].

- ✓ **Sabit Yataklı Reaktörler:** Basit bir çalışma prensibi vardır. Bu tiplerde katı madde dikey olarak aşağıda birikirken gaz ve sıvı buharları üst kısımdan toplanır. Gaz soğutma ve temizleme sistemiyle entegre çalışır. Sabit reaktörlerin en ciddi problemi biriken katranın tahliyesidir.

- ✓ **Akışkan Yataklı Reaktörler:** Genellikle basınçlandırılmış bir akışkanın katı maddeye karıştırılması şeklinde uygulanan bir mantıkta çalışır. Hızlı pirolizde popüler olarak kullanılan akışkan yatak reaktörler; hızlı sıcaklı değişimi, kısa bekleme süresi, tüm haznede ısının eşit dağılımı ve geniş reaksiyon yüzeyi oluşturması ile kontrollü reaksiyon sağlamaktadır. Döner akışkan yataklı ve kabarcıklı akışkan yataklı reaktörler farklı tasarım özellikleri olarak karşımıza çıkmaktadır. Isıtma hızının artması için giriş parçacık boyutu dağılımı 2-3 mm mertebelerinde olmalıdır. Bu sayede ağırlıkça %70-75 oranlarına çıkan yağ üretim verimi sağlanabilmektedir. Tekil ve duble döner yataklı modelleri olan akışkan yataklı reaktörlerin kabarcıklı tasarımına oranla daha yüksek gaz hızına ulaşması üretim veriminin artması ile sonuçlanmaktadır[7].

- ✓ **Ablatif Reaktör:** Akışkan yataktan temel farkı reaktör içerisinde hareketin malzemenin ergitilmesi ile sağlanmasıdır. Akışkan yataklılara göre avantajı

fazla öğütme gerekmemesidir. 20 mm parçacık boyutları yeterli olmaktadır. Ancak öğütme gereksiniminin azalması ve ilave akışkanlık gazı kullanılmaması yüksek maliyetleri azaltmaya yetmemektedir. En çok kullanılan modelleri ablatif vorteks ve ablatif döner disk reaktörleridir. Her ikisi de sıcak yüzeylerle mekanik basınç oluşturulması prensibine dayanmaktadır.

- ✓ **Vakum Piroliz Reaktörü:** Yavaş pirolizdeki %35-50 oranlarındaki ürün verimini %75 düzeylerine çıkartan bir akışkan yatak teknolojisidir. En büyük avantajlarından biri 2-5 cm parçacık boyutlu girdi malzemesi ile çalışabilmesidir.

- ✓ **Döner Konik Reaktör:** Piroliz prosesinde, biyokütlenin inert malzeme ile iyice karışarak ısı transferinin etkili yayılımının sağlanması için büyük önem taşımaktadır. Akışkan yataklarda inert gazın miktarının çok fazla olmasının dezavantajı konik reaktörlerde sıcak kum kullanımıyla ortadan kaldırılmak istenmiştir. Ürün verimi son derece yüksek olan bu sistemde piroliz sonrası kül ve kum yakma ünitesine alınır. Böylece kum yeniden reaktöre verilmeden önce tekrar ısılarak temizlenir. 2006 yılında Malezya'da günde 2 milyon ton çentik piroliz edebilecek kapasiteli bir reaktör inşa edilmiştir.

- ✓ **PyRos Reaktör:** Siklonik reaktöre sıcak gaz filtresinin(döner parçacık ayırıcı) entegrasyonu ile ortaya çıkarılan bir tozsuz biyodizel üretim ünitesidir. 450-550 ˚C ortalama proses sıcaklığında gaz geçiş süresi 0.5-1 saniyedir. %70-75 biyodizel üretimi sağlayan bu prosesin kurulum maliyeti diğerlerine nazaran daha düşüktür[8].

- ✓ **Burgu Reaktör:** Sonsuz vida ile hammaddenin 400-800 ˚C sıcaklıktaki oksijenden arındırılmış silindir şeklindeki ısıtma tüpüne alınması mantığına dayanır.

- ✓ **Plazma Reaktör:** Genellikle silindir şeklinde quartz tüpten yapılarak etrafı iki bakır elektrot ile çevrilir. Maddenin plazma fazına geçmesini sağlayacak 8500-10000 ˚C sıcaklıklarda çalışma prensibine dayanır. Yüksek enerji gereksinimi nedeniyle yüksek işletme maliyetleri vardır.

- ✓ **Mikrodalga Reaktör:** Piroliz haznesinin mikrodalga ile ısıtılması prensibine dayanır. Yavaş piroliz şartlarında biyodizel ve syngaz oluşum oranlarını arttırmaktadır.

- ✓ **Solar Reaktör:** Dış duvarları opak quartz tüpler ile solar radyasyonun kimyasal enerjiye çevrilmesi prensibine dayanarak çalışır. Yoğunlaştırılmış solar enerji yüksek sıcaklıklara (>700 ˚C) ulaşma imkanı sağlar. Hammadeenin piroliz öncesi bozulması yol açması önemli dezavantajlarındandır. Bozunma madde kaybı ve hava kirliliğine neden olmaktadır.[9]

5. Piroliz ürünlerini etkileyen Faktörler

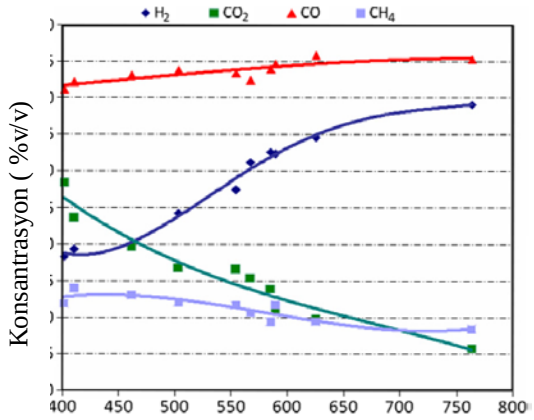
Yüksek su içeriği kalorifik değerin düşmesine neden olmanın yanında fazla miktarlarda piroliz sıcaklıklarına maruz bırakıldığında biodizel ve syngaz ürünlerini oksidasyona uğratarak karbon zincirlerinin artması ve reaksiyonların daha yüksek oranda katran oluşumu ile sonuçlanmasına neden olmaktadır. Bu nedenle piroliz sistemine girmeden önce hammaddenin nem miktarının en fazla %5-15 aralığında olması istenir. 2-6 mm tanecik boyutlu hammaddenin 200-240 ˚C sıcaklıklarda 45-90 dakika kalması ile sağlanacak kurutmanın odun numuneleri için yeterli olduğuna ilişkin literatür bilgisi bulunmaktadır[10].

Piroliz reaksiyonlarında ürün kalitesine etki eden en önemli parametrelerden biri de piroliz sıcaklığıdır. Tablo 2'de piroliz sıcaklığına göre oluşan ürünlerin yaklaşık özellikleri yer almaktadır[10].

Tablo2. Değişik Sıcaklıklardaki Piroliz Reaksiyonları

Sıcaklık	Proses	Ürün
< 350 ˚C	Serbest radikal oluşumu, su uzaklaştırma ve depolimerizasyon	Karbonil ve karboksil oluşumu, CO ve CO2 dünüşümü, kömürleşmiş kalıntı
350-450 ˚C	Glikozinik bağların kırılması (polisakkaritler için)	Levoglikozan, anhidrit ve oligosakkaritlerin katran yapısında oluşumu
450-500 ˚C	Dehidrasyon, yeniden yapılanma ve bölünme	Karbonil bileşiklerinin oluşması
> 500 ˚C	Yukarıdaki proseslerin karışımı	Yukarıdaki ürünlerin karışımı
Yoğuşma	Doymamış ürünlerin yoğuşması ve katı partiküllere yapışması	yüksek oranda serbest radikal içeren reaktivitesi yüksek karbon kalıntısı

Hammaddenin bu değişimlerine karşı oluşan gazların dağılımı ve oranları da sıcaklığa bağlı olarak değişiklik göstermektedir (Şekil1).[11]



Şekil 1: Değişim Grafiği

6. Sonuç

Organik bazlı atıklar yeniden kullanıma elverişli olmamaları nedeniyle ve kalorifik değer içeriklerine bağlı olarak enerji kaynağı olarak kullanıma uygundur. Bu sayede doğal kaynakların tüketiminin azaltılmasına yönelik bir fayda sağlamış olurlar. Piroliz yönteminin oksijensiz ortamda parçalanması ve filtrelenen gazın yanma odasına gönderilmesi nedeniyle insinerasyona nazaran temiz bir yakma sağlanmaktadır. [12] Ancak ülkemizde henüz atıktan enerji eldesinde piroliz uygulanmaya başlanan yöntemlerden değildir.

Referanslar:

1) Gasification of organic wastes By Ostrand Corporation
2) **Dr. D.S.Vyas et. Al.** "Plasma Pyrolysis : An Innovative Treatment to Solid Waste of Plastic Material"- *National Conference on Recent Trends in Engineering & Technology 13-14 May 2011*
3) GASIFICATION & PYROLYSIS- *SEPA Guidelines for Thermal Treatment and Municipal Waste (August 2004).*
4) **Jahirul et. Al.** "Biofuels Production Through Biomass Pyrolysis- A Technological Rewiew" – *Energies 2012, 5, 4952-5001; doi:10.3390/en5124952*
5) **Mohammad I. Jahirul et. Al.** "Biofuels Production through Biomass Pyrolysis— A Technological Review"- *Energies 2012, 5, 4952-5001; doi:10.3390/en5124952* (*www.mdpi.com/journal/energies*)
6) **Richard L. Bain** "An Introduction to Biomass Thermochemical Conversion"- *DOE/NASLUGC Biomass and Solar Energy Workshops; August 3-4, 2004*
7) **Michael Halwachs et. Al.** "Low temperature pyrolysis of agricultural residues – first results of a pilot plant"- *ICPS' 09 International Conference on Polygeneration Strategies*
8) **M. Rofiqul Islam et. Al.** "Innovation in Pyrolysis Technology for Management of Scrap Tire: a Solution of Energy and Environment"- *International Journal of Environmental Science and Development, Vol. 1, No. 1, April 2010*
9) Geo Power Group - "Total Waste & Energy Solution plant" (www.*geopowergroup.com*)
10) **P. Dominov et. Al.** "Overview World Technologies of Pyrolysis and Perspective of Development"- *Oil and Gas Business, 2009 (http://www.ogbus.ru/eng/)*
11) **M. Çıtıroğlu et. Al.** "Fixed Bed Pyrolysis and Hydropyrolysis of an Immature Type I Turkish Oil Shale"- *Tr. J. of Chemistry 20 (1996) 175-185*
12) **Hsien H. Khoo**, "Life cycle impact assessment of various waste conversion Technologies"- *Waste Management 29 (2009) 1892–1900*

RİJİT POLİÜRETAN KÖPÜK MALZEMELERİN FARKLI ISI AKILARINA MARUZ KALMALARI DURUMUNDA YANMA DAVRANIŞLARININ KONİK KALORİMETRE İLE İNCELENMESİ

Bilal AYDOĞAN[1], Nazım USTA[2,*], Osman YELER[3], Fatih DEMİRYUĞURAN[4]

[1]Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, TBMYO, Elektrik ve Enerji Bölümü, 15100, Burdur, Turkey
[2]Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fak., Makine Müh. Böl., 20070, Denizli, Turkey

Özet

Bu çalışmada, rijit poliüretan köpük malzemelerin yanma davranışları, farklı ısı akılarında, 15, 25 ve 35 kW/m^2, çalışan bir konik kalorimetre ile incelenmiştir. Köpük malzemelerin tutuşma zamanları, ısı yayılım hızları, toplam ısı yayılım miktarları, is, CO, CO_2 ve NO emisyonları belirlenmiş olup zamana bağlı olarak karşılaştırmaları yapılmıştır. Genel olarak, ısı akısının artışı tutuşma zamanını azaltarak, ısı yayılım hızı, toplam ısı yayılım miktarı, is ve diğer emisyon gazlarının değerlerinde artışa sebep olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte, bu parametrelerdeki değişim miktarlarının ısı akısı değişimleri ile doğru orantılı olmadığı belirlenmiştir.
Anahtar kelimeler: Rijit poliüretan köpük, ısı akısı, yanma, konik kalorimetre, emisyon.

INVESTIGATION THE COMBUSTION BEHAVIOURS OF RIGID POLYURETHANE FOAM MATERIALS EXPOSED TO DIFFERENT HEAT FLUXES BY USING A CONE CALORIMETER

Abstract

In this study, combustion behaviors of rigid polyurethane foam materials were investigated with a cone calorimeter running at different heat fluxes, namely 15, 25 and 35 kW/m^2. Time to ignition, heat release rate, total heat released, smoke, CO, CO_2 and NO emissions of the foams exposed to the different heat fluxes were determined and compared with respect to the time. In general, it was determined that increasing the heat flux reduces time to ignition and increases heat release rate, total heat released, smoke and the other gaseous emissions. However, it was found that the variations in the parameters are not linearly proportional with heat flux variations.
Keywords: Rigid polyurethane foam, heat flux, combustion, cone calorimeter, emission.

GİRİŞ

Polimer malzemeler, belirli bir ısıya maruz kaldıklarında ısıl bozunmaya uğrayarak uçucu ve yanıcı gazlar malzemeden ayrılarak hava ile karışmakta, böylelikle yanıcı karışımlara dönüşüp kolayca tutuşabilmekte ve yanabilmektedir. Polimer malzemelerin tutuşması için yanıcı gaz karışımının oluşmasını sağlayacak minimum ısı akısı veya kritik ısı akısı değerinin üzerine çıkılması gerekmektedir. Kritik ısı akısı ne kadar yüksek olursa malzemenin ısıl bozunması ve yanması o kadar uzun zaman almakta ve alevin yayılması da zayıflamaktadır [1, 2].

Polimer malzemelerin yanma davranışının belirlenmesi için uygulanan testlerden birisi de konik kalorimetre testidir [3, 4]. Bu testte malzeme üzerine bir konik ısıtıcı ile farklı şiddette ısı akısı verilebilmektedir. Bu şekilde malzemenin farklı şiddette yangına karşı davranışı hakkında bilgi sahibi olunabilmekte ve farklı alev geciktirici maddeler ile ısıl bozunma ve yanma direnci artırılmaya çalışılmaktadır [5]. Konik kalorimetre testinde tutuşma zamanı, kütle kayıp hızı, ısı yayılım hızı, toplam ısı yayılımı, is üretimi, kritik tutuşma akısı ve zehirli gaz emisyonları gibi pek çok parametre tespit edilebilmektedir. Polimer malzemeler içinde rijit poliüretan köpük malzemeler genel olarak düşük ısı iletim katsayılarına sahip olmalarından dolayı ısı yalıtımının gerekli olduğu alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır [6-8]. Bununla birlikte, bu malzemelerin ısıl bozunma ve yanma dirençleri zayıftır [9, 10].

Bu çalışmada ham rijit poliüretan köpük malzemenin yanma davranışları bir konik kalorimetre test cihazı kullanılarak incelenmiştir. Bu kapsamda ham rijit poliüretan köpük malzemeye 15, 25 ve 35 kW/m^2 değerlerinde farklı ısı akıları uygulanarak ısı yayılım hızları, toplam ısı yayılım miktarları, is üretimleri, CO, CO_2, NO emisyonlarındaki değişimler incelenmiştir.

MATERYAL METOD

Hammaddeler

Bu çalışmada, rijit poliüretan köpük hammaddeleri olarak izosiyanat (PMDI-polimerik difenilmetan diizosiyanat) ve poliol (Evopour 1122-28) TEKPOL Teknik Poliüretan San. ve Tic. A. Ş. (İstanbul) firmasından temin edilmiştir. Kullanılan poliol ve izosiyanatın 25 ^oC'deki yoğunlukları sırasıyla 1130 ve 1230 kg/m^3 ve 25 ^oC'deki dinamik viskoziteleri sırasıyla 300 ve 210 mPa.s değerindedir. İzosiyanatın NCO içeriği ise % 31.2 oranındadır.

Köpük Üretimi

Rijit poliüretan köpük malzemenin üretiminde, üretici firma tavsiyesi doğrultusunda poliol/izosiyanat oranı 1.18/1 olarak seçilmiştir. Poliol/izosiyanat karışımı 3000 min^{-1} dönme sayısına sahip mekanik karıştırıcı ile 12 s süre ile karıştırıldıktan sonra, daha önceden 40 ^oC'de sıcaklıktaki pres altında ısıtılmış olan 350 mm*350 mm*50 mm ölçülerindeki kalıp içerisine dökülerek kalıp kapatılmıştır. Daha sonra kapatılmış kalıp, yeniden alttan ve üstten ısıtmalı olan pres altında 40 ^oC sıcaklıkta 25 dakika bekletilmiştir. Kalıptan çıkarılan numuneler laboratuar ortamında bir gün bekletildikten sonra testler için uygun ölçülerde kesilerek özel bir şartlandırıcıda 23 ^oC sıcaklık ve % 50 bağıl nem ortamında en az 48 saat bekletilmiştir.

Konik kalorimetre testi

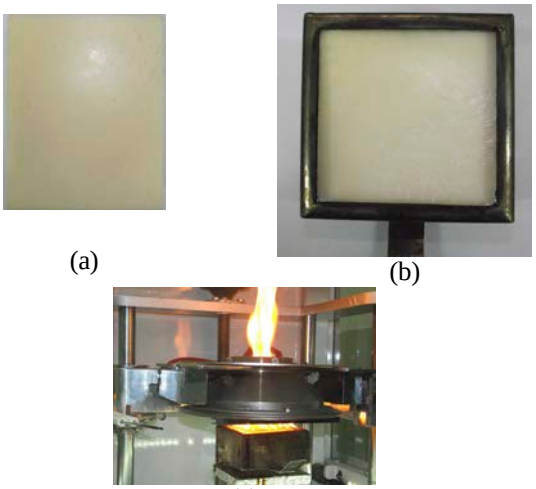
Ham rijit poliüretan köpük malzemenin yanma davranışı Vega otomasyon (Denizli) firmasında ASTM E-1354 [11] ve ISO-5660 [12] standartlarına uygun olarak üretilmiş konik kalorimetre test cihazında incelenmiştir (Şekil 1). Konik kalorimetre testleri için numuneler 100 mm* 100 mm* 50 mm ölçülerinde kesilmiştir. Daha sonra numunelerin sadece üst tarafı açık kalacak şekilde 0.025-0.04 mm kalınlığındaki aluminyum folyo ile sarılarak yanma kabı içerisine yerleştirilmiştir (Şekil 2). Konik kalorimetre test cihazının egzoz fanı motor dönme sayısı hava debisi 0.024 m^3/s olacak şekilde teste başlamadan önce ayarlanmıştır. Siemens Ultramat 23 sistemi ile CO, CO_2, ve NO emisyon ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bununla beraber O_2ölçümü Siemens Oxymat 6 sistemi ile yapılmıştır. Kütle kaybı, is üretimi, CO, CO_2, NO emisyonları ve sıcaklıklar cihaz yazılımı sayesinde 1 s aralıklarla kayıt edilmiştir. Bu çalışmada konik kalorimetre testlerinde 15, 25 ve 35 kW/m^2 ısı akılarıyla ham rijit poliüretan köpüğün yanma davranışları incelenmiştir.

BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Rijit poliüretan köpük malzemelerin, konik kalorimetre testinde farklı ısı akıları altında yanması sonucu elde edilen ısı yayılım hızları (HRR) Şekil 3'de verilmiştir.

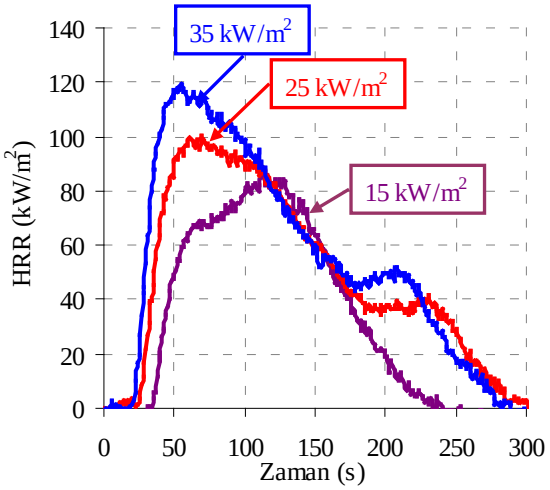


Şekil 1. Konik kalorimetre test cihazı



(a) (b) (c)

Şekil 2. (a) Rijit polüretan köpük numunesi, (b) numenin yanma kabına yerleştirilmiş durumu, (c) konik kalorimetrede yanma



Şekil 3. Isı yayılım hızlarının zamana bağlı değişimleri

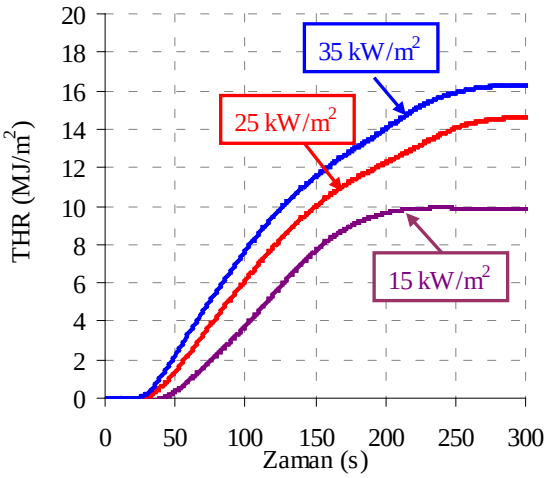
Uygulanan ısı akısı değerinin artmasıyla tutuşma zamanının (TTI) azaldığı ve maksimum ısı yayılım hızlarının (PHRR) arttığı tespit edilmiştir. 15, 25 ve 35 kW/m^2 ısı akısı değerleri için TTI ve PHRR değerleri sırasıyla yaklaşık 34 s ve 85 kW/m^2, 24 s ve 99 kW/m^2, 20 s ve 117 kW/m^2 olarak belirlenmiştir. Ayrıca, maksimum ısı yayılım hızı değerlerine ısı akısı şiddetinin artmasıyla daha kısa sürede ulaşıldığı görülmektedir. Maksimum ısı yayılım hızı değeri yanmanın yoğunluğunu gösteren önemli bir parametredir [13]. Tablo 1'de konik kalorimetre deneylerinden elde edilen değerler detaylı olarak verilmiştir. Tutuşma zamanının maksimum ısı yayılım hızına oranı olarak tanımlanan yangın emniyet derecesi (FPI), malzemenin yanmaya karşı direncini gösteren önemli bir parametredir [14-17]. 15, 25 ve 35 kW/m^2 ısı akıları için FPI değerleri sırasıyla 0.40, 0.24 ve 0.17 olarak belirlenmiştir. FPI değerinin yüksek olması malzemenin yangın emniyet derecesinin yüksek olmasına işaret etmektedir. Bunlara ek olarak, 180 s için ortalama ısı yayılım hızları (AHRR) da Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Konik kalorimetre deneylerinden elde edilen bazı değerler

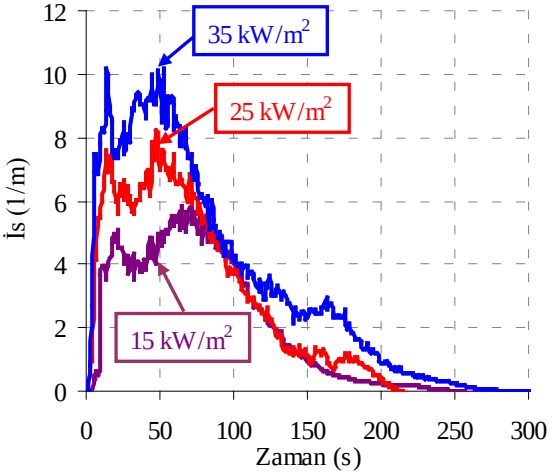
Özellik	Isı Akısı (kW/m^2)		
	15	25	35
TTI (s)	34	24	20
PHRR (kW/m^2)	85	99	117
FPI (m^2.s/kW)	0.40	0.24	0.17
AHRR (kW/m^2) (180 s)	33	41	45

Şekil 4'te farklı ısı akılarına maruz köpük malzemelerin zamana bağlı toplam ısı yayılım miktarlarının değişimleri karşılaştırılmıştır. Isı yayılım hızına benzer şekilde toplam ısı yayımlı miktarı değeri ısı akısı şiddetinin artmasıyla artmaktadır. 300. s için belirlenen toplam ısı yayılım miktarı değerleri 15, 25 ve 35 kW/m^2 ısı akıları için sırasıyla 9.85, 14.60 ve 16.23 MJ/m^2 olarak belirlenmiştir. Xu ve Fang (2013) [18] poliüretan-alüminyum kompozit malzemesinin konik kalorimetrede farklı ısı akılarıyla yanma davranışlarını incelemişlerdir. Benzer şekilde, ısı akısı değerinin artmasıyla yanmanın daha şiddetli olduğunu, daha erken tutuşmanın gerçekleştiğini, maksimum ısı yayılım hızına daha erken ulaşıldığını ve toplam ısı yayılım miktarının arttığını belirtmişlerdir.

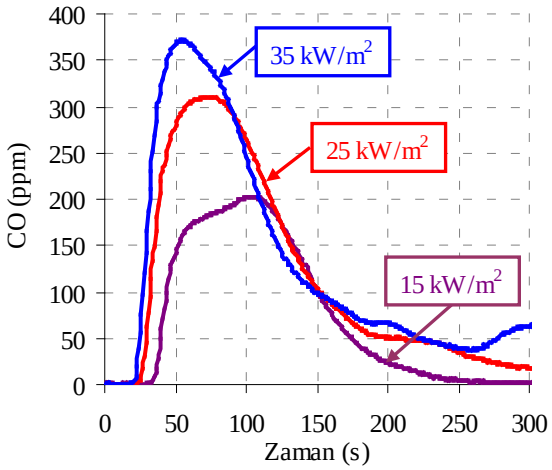
İs ve CO yangın esnasında zehirlenmeye yol açan zararlı emisyonlardır [17]. İs ve CO üretimi, malzemenin ve yanmanın özeliklerine bağlı olarak değişmektedir. Ham rijit poliüretan köpük malzemenin farklı ısı akılarıyla is üretimindeki değişim Şekil 5'te verilmiştir. Rijit poliüretan köpük malzemeye uygulanan ısı akısının artması ile is miktarında da artış olduğu görülmektedir. Rijit poliüretan köpük malzemelerin farklı ısı akılarına maruz kaldıklarında oluşan CO emisyonlarının değişimi ise Şekil 6'da verilmiştir. İs emisyonuna benzer şekilde CO emisyon değeri de ısı akısı şiddetinin artmasıyla artmaktadır.



Şekil 4. Toplam ısı yayılım miktarlarının zamana bağlı değişimleri

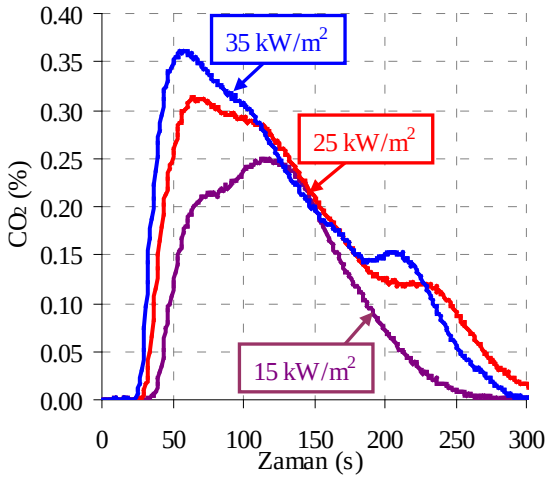


Şekil 5. İs üretimlerinin zamana bağlı değişimleri



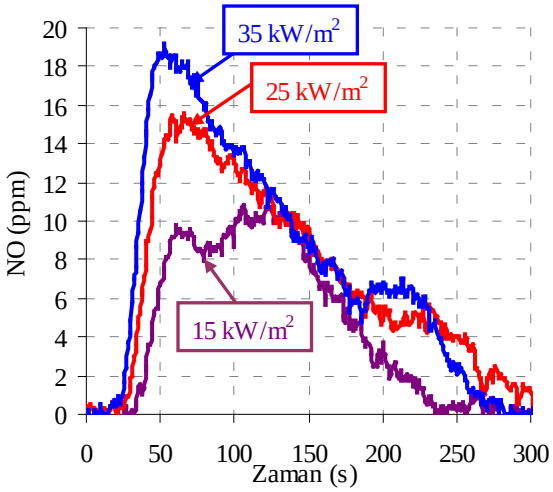
Şekil 6. CO emisyonlarının zamana bağlı değişimleri

Şekil 7'de rijit poliüretan köpük malzemelerin 15, 25 ve 35 kW/m^2 ısı akıları altında yanma sırasında oluşturdukları CO_2 emisyonlarındaki değişimler görülmektedir. CO_2 emisyonu malzemenin yanma oranını göstermesinden dolayı, beklendiği gibi HRR eğrilerine benzer bir şekilde ısı akısının artmasına bağlı olarak CO_2 emisyonunda da artış tespit edilmiştir.



Şekil 7. CO_2 emisyonlarının zamana bağlı değişimleri

NO emisyonu başlıca yanma esnasındaki yüksek sıcaklığa ve/veya malzeme yapısında bulunan azot miktarına bağlı olarak değişmektedir [19, 20]. Deneysel çalışmada kullanılan köpük malzemeler aynı olmasından dolayı, rijit poliüretan köpük malzemelerin yanma sırasında oluşturdukları NO emisyonları birinci derece sıcaklık ile ilişkilendirilmektedir. Köpük malzemenin Isı akısının artması ile yanan malzeme miktarının ve ısı yayılım hızlarının artması ile sıcaklık artmakta buna bağlı olarak NO emisyonları da artmaktadır (Şekil 8).



Şekil 8. NO emisyonlarının zamana bağlı değişimleri

SONUÇLAR

Ham rijit poliüretan köpük malzemelerin farklı şiddetteki yangın durumlarında yanma davranışlarının tespiti için konik kalorimetre testlerinde malzeme üzerine farklı ısı akıları (15, 25 ve 35 kW/m^2) uygulanmıştır.

15 kW/m^2 gibi düşük ısı akısı altında malzemenin tutuşma zamanı, ısı yayılım hızı, toplam ısı yayılım değeri, is, CO, CO_2 ve NO emisyonları daha düşük seviyelerde iken ısı akısının artmasına bağlı olara bu değerler dikkate değer oranda artmaktadır. Bununla birlikte, 25 ve 35 kW/m^2 ısı akılarına maruz kalan malzemelerin yanma değerlerinin birbirine daha yakın değerler olduğu tespit edilmiştir.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, bu çalışmaya BAP - 2014FBE026 nolu proje kapsamında desteğinden dolayı Pamukkale Üniversitesi Rektörlüğüne teşekkürlerini sunmaktadırlar. Ayrıca, bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde TÜBİTAK - 108T246 nolu proje kapsamında verilen destekle oluşturulan altyapı kullanıldığı için TÜBİTAK'a yazarlar teşekkür ederler.

KAYNAKLAR

[1] Elomaa, M., Saravaranta, l., Mikkola, E., Kallonen, R., Zitting, A., Zevenhoven, C. A. P., and Hupa, M., "Combustion of Polymeric Materials", Critical Reviews in Biochemistry and Molecular Biology, 27-3, 137-197, (1997).

[2] Lyon, R., E., and Janssens, M., L., "Polymer Flammability", San Antonio, Southwest Research Institute, DOT/FAA/AR-05/14, (2005).

[3] Wu, K.; Wang, Z., and Hu, Y., "Micro Encapsulated Ammonium Polyphosphate with Urea-Melamine-Formaldehyde Shell: Preperation, Characterization,

and its Flame Retardance in Polypropylene", Polymers for Advanced Technology, 19, 1118-1125, (2008).
[4] Beyer, G., "Flame Retardancy of Thermoplastic Polyurethane and Polyvinyl Chloride by Organoclays", Journal of Fire Sciences, 25, 65-78, (2007).
[5] Morgan, A. B., and Bundy, M., "Cone Calorimeter Analysis of UL-94 V-Rated Plastics", Fire And Materials, 31, 257-283, (2007).
[6] Basso, M. C., Giovando, S., Pizzi, A., Pasch, H., Pretorius, N., Delmotte, L., and Celzard, A., "Flexible-Elastic Copolymerized Polyurethane-Tannin Foams", Journal of Applied Polymer Science, 131, 13, 1-6, (2014).
[7] Cheng, J., Shi, B., Zhou, F., and Chen, X., "Effects of Inorganic Fillers on the Flame-Retardant and Mechanical Properties of Rigid Polyurethane Foams", Journal of Applied Polymer Science, 131, 10, 1-9, (2014).
[8] Zheng, X., Wang, G. and Xu, W., "Roles of Organically-modified Montmorillonite and Phosphorous Flame Retardant During the Combustion of Rigid Polyurethane Foam", Polymer Degradation and Stability, 101, 32-39, (2014).
[9] Wu, D., Zhao, P., Liu, Y., Liu, X., and Wang, X., "Halogen Free Flame Retardant Rigid Polyurethane Foam with Novel Phosphorus-Nitrogen Intumescent Flame Retardant", Journal of Applied Polymer Science, 131,11, 1-7, (2014).
[10] Usta, N., "Investigation of Fire Behavior of Rigid Polyurethane Foams Containing Fly Ash and Intumescent Flame Retardant by Using a Cone Calorimeter", Journal of Applied Polymer Science, 124, 3372-3382, (2012).
[11] ASTM E1354-14, Standard Test Method for Heat and Visible Smoke Release Rates for Materials and Products Using an Oxygen Consumption Calorimeter, ASTM International, West Conshohocken, PA, U. S. A., (2004).
[12] ISO 5660-1: "Reaction to Fire Tests Heat Release, Smoke Production and Mass Loss Rate, PArt 1: Heat Release Rate (Cone Calorimeter Method), (2002).
[13] Chung, Y., Kim, Y. and Kim, S., "Flame Retardant Properties of Polyurethane Produced by The Addition of Phosphorous Containing Polyurethane Oligomers", Journal of Industrial and Engineering Chemistry, 15, 888-893, (2009).
[14] Gallina, G., Bravin, E., Badalucco, C., Audisio, G., Armanini, M., De Chirico, A. and Provasoli F., "Application of Cone Calorimeter for the Assesment of Class of Flame Retardants for Polypropylene", Fire and Materials, 22, 15-18, (1998).
[15] Wang, L., Wu, X., Wu, C., Yu, J., Wang, G. and Jiang, P., "Study on The Flame Retardancy of EVM/Magnesium Hydroxide Composites Optimized with a Flame Retardant Containing Phosphorus and Silicon", Journal of Applied Polymer Science, 121, 68-77, (2011).
[16] Zhuge, J., Gou, J., Chen, R., Gordon, A., Kapa, J., Hart, D., and Ibeh, C., "Fire Retardant Evaluation of Carbon Nanofiber/Graphite Nanoplates Nanopaper-Based Coating Under Different Heat Fluxes", Composites: Part B, 43, 3293-3305, (2012).
[17] Checchin, M., Cecchini, C., Cellarosi, B. and Sam, F.O., "Use of Cone Calorimeter for Evaluating Fire Performance of Polyurethane Foams", Polymer Degradatin and Stabitiy, 64, 573-576, (1999).
[18] Xu, J., and Fang, T., "Experimental Study on Combustion Characteristics for Polyurethane-Aluminum Composite Insulation Material Under Different Heat Fluxes", Procedia Engineering, 62, 837-843, (2013).
[19] Valencia, L. B., Rogaume, T., Guillaume, E., Rein, G., and Torero, J. L., "Analysis of Principal Gas Products During Combustion of Polyether Polyurethane Foam at Different Irridance Levels", Fire Safety Journal, 44, 933-940, (2009).
[20] Kotresh, T. M., Indushekar, R., Subbulakshmi, M. S., Vijayalakshmi, S. N., Prasad, A. S. K., Padaki, V. C., and Agrawal, A. K., "Effect of Heat Flux on the Burning Behaviour of Foam and Foam/Nomex III Fabric Combination in the Cone Calorimeter", Polymer Testing, 25, 744-757, (2006).

TENCERELERDE TABAN KESİT GEOMETRİSİNİN SICAKLIK DAĞILIMINA ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Tahir AYATA

Erciyes Üniversitesi, KMYO, 38039 KAYSERİ

Özet

Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli alüminyum tencere tabanı dikkate alındı. Tencere içinde su ve yağ, çalışma akışkanı olarak kullanıldı. Tabanın alt tarafı, sıcak gaz ile düzensiz olarak ısıtılırken, üst tarafta düzgün bir sıcaklık dağılımı elde edilmeye çalışıldı. Bu taban ile yapılan deneylerde elde edilen sıcaklıklar değerlendirilerek, taban kalınlığında, radyal eksen boyunca düzenlemeye gidilmiştir. Daha sonra, düzenlenmiş taban için deneyler tekrarlanarak yeni sıcaklık değerleri elde edildi. Düzenlenmiş tabanın üst yüzeyinde daha düzgün bir sıcaklık dağılımına ulaşılmış, ortalama sıcaklık artmış ve enerji sarfiyatı da düşmüştür. Deney farklı gaz debilerinde tekrarlanmış ve düzenlenmiş tabanda daha kısa sürede ısınma gözlenmiştir. Sonuç olarak, enerji verimliliği açısından, düzenlenmiş taban daha iyi sonuçlara sahiptir.

Anahtar Kelimeler: Sıcaklık dağılımı, Tencere Tabanı, Enerji verimliği, Isı geçişi

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT SECTION GEOMETRY OF SAUCEPAN BASE IN THE TEMPERATURE DISTRIBUTION

Abstract

In this study, were considered rectangular aluminum saucepan bases. Water and oil in saucepans, were used as the working fluid. The bottom of the base unevenly heated by hot gas, it was attempted to obtain a uniform temperature distribution on the upper side. Evaluation of the temperature obtained in experiments with this base, the base thickness, were made along the radial axis regulation. Then, the experiments were repeated to obtain new temperature modificated base values. Have reached a more uniform temperature distribution on the upper surface modificated base, average temperature is increased and energy consumption is reduced. The experiment was repeated at different gas flow rates and shorter time modificated base warming was observed. As a result, in terms of energy efficiency, modificated base has better results.

Keywords: Temperature Distribution, Saucepan Base, Energy Efficiency, Heat Transfer.

1. GİRİŞ

Tarihin ilk devirlerinde ateşin icadı ile birlikte yemek pişirme kapları ihtiyaç halini almıştır. Farklı zamanlarda tencere yapım malzemeleri farklılaşmıştır. Bu farklılaşmanın asıl sebebi daha kolay elde edilebilirlik, ekonomik nedenler, sağlık sebepleri ve kullanım kolaylığı gibi ticari nedenlerdir. Bakır tencerelerin, kullanış ve dayanma bakımından iyi olmalarına karşın sık sık kalaylanmaları gerekir. İnsan organizması bir miktar bakırı kabul edebilir. Ancak fazlası, özellikle çocuklarda zararlıdır. Alüminyum diğer pek çok metalde olduğu gibi temas ettiği besine geçebilir. Genellikle asitli besinlerle temasta bu geçişin daha fazla olduğu bildirilmektedir. Vücuda fazla alüminyum alınması sakıncalıdır. Çelik ile demir karbon alaşımıdır ve paslanır. Çeliğe % 11.5 oranında krom eklenirse çelik paslanmaz bir özellik kazanır. Tencere ve tavalar için en iyi kalite paslanmaz çelik %18 krom, % 8 nikel içerir. Yüksek nikel oranı çeliğe parlaklık, krom sağlamlık ve korozyona karşı dayanıklılık verir (Şekil 1).

Endüstrinin gelişmesi ile endüstriyel araştırmalar hız kazanmıştır. Bu araştırmalar neticesinde özellikle sanayi devrimi sonrasında yeni endüstriyel ürünler geliştirilmiştir. Bütün bu gelişmelere paralel olarak insanoğlunun enerji gereksinimleri günden güne artmıştır. Bu gereksinime cevap vermek için sürekli yeni enerji kaynakları kullanılmış ve mevcut enerji kaynaklarının kullanımları artırılmıştır. Ancak, enerji kaynaklarından fosil yakıtlar çevreye verdikleri zararlar nedeniyle kullanımlarında daha ölçülü olma durumu ortaya çıkmıştır. Bu noktada teknolojik çalışmalarda daha az enerji ile daha çok işin yapılabilmesi üzerine yoğunlaşılmıştır. Endüstride enerji kullanımının azaltılmasının yanında kullanılan enerjinin düzenli paylaştırılması konusu da önem kazanmıştır.

Bu çalışmaya konu olan metal plakalarda sıcaklık dağılımı da yine enerjinin homojen paylaştırılması esasına göre gündeme gelmiştir. Bu noktada kullanılan yöntemler farklılık göstermektedir. Endüstrinin ve günlük hayatın sınırsız istekleri karşısında farklı yapı ve özelliklere sahip malzemelerin birlikte kullanılması kaçınılmaz olmuştur.

Çalışma şartları gereği malzeme çiftleri zaman zaman yüksek sıcaklık veya düşük sıcaklıktaki ortamlarda uzun süre çalışmak zorunda kalırlar. İstenilen tasarımın yapılabilmesi için kritik bölgelerdeki sıcaklık dağılımının bilinmesi önemlidir. Homojen yapıya sahip bir malzemenin ısıtılması veya soğutulması sırasında meydana gelen sıcaklık dağılımları genellikle belirli sınır ve başlangıç şartları için enerji denklemlerinin çözümü ile mümkün olabilmektedir. Ancak değişen fiziksel şartlarda farklı geometri ve özelliklere sahip malzemelerin farklı ortamlarda ısıtılmaları sırasında malzeme çiftlerinde meydana gelecek sıcaklık dağılımlarının incelenmesinde sayısal yöntemlerin yanında deneysel çalışmalar da ufuk açıcı olmaktadır.



Şekil 1. Eski Çağlardan bu yana Tencerenin gelişimi

Isının istenilen şekilde iletilmesinin zorluğu, bir yüzeyinden düzgün olmayan bir şekilde ısıtılan levhaların, çelik tencere tabanlarında olduğu gibi, diğer yüzeylerinde düzgün bir sıcaklık dağılımına ulaşmada da karşımıza çıkar [1,2]. Bu güçlüğün giderilmesi için düzlem levhalarda veya benzer sistemlerde ısıtılmayan yüzeylerde düzenli bir sıcaklık dağılımına ulaşmak için ısıtılan yüzeyde düzenli bir sıcaklık dağılımı sağlanmaya çalışılır. Yapılan çalışmalarda etkin bir ısıl iletkenliğe ulaşabilmek için kompozit malzemeler üzerinde araştırmalar yapılmış ve yeni malzeme yapıları belirlenmiş [3] ayrıca katmanlı levhalar kullanılarak sıcaklık dağılımında sayısal optimizasyona gidilmiştir[4].
Çelik gibi malzemelerin ısının iletilmesine büyük direnç göstermesi ve bunun sonucunda kararlı durumda ısının yayıldığı doğrultu üzerinde birbirine yakın noktalar arasında bile büyük sıcaklık değişimleri doğurmasına karşılık [5,6] bakır ve alüminyum gibi malzemeler ısının iletilmesine fazlaca direnç göstermez ve birbirine uzak noktalar arasında bile düşük sıcaklık değişimleri ortaya çıkar [7]. Değişik tiplerdeki ticari çelik tencerelerde temel amaç ısının daha düzgün bir şekilde dağılması ve mümkün olduğunca düzgün bir sıcaklık dağılımının elde edilmesidir[8].
Ama asıl önemli olan daha az malzemeyle daha düzgün bir sıcaklık dağılımının sağlanmasıdır. Çünkü araya hangi malzemeyi koyarsak koyalım ısı geçişine karşı bir direnç oluşturacaktır. Yapılan çalışmalarda, bir yüzeyinden düzgün olmayan bir sıcaklık dağılımı uygulanan bir düzlem levhanın diğer yüzeyinde düzgün bir sıcaklık dağılımına ulaşmak için malzemenin geometrisinde ve kompozisyonunda ısıl iletkenlikleri dikkate alınarak tasarımlara gidilmiştir[9-13].
Xu, ve arkadaşları sonlu elemanlar yöntemi (FEM) kullanarak, Ti-6Al-4 ve ZrO2 'den oluşan üç katmanlı kompozit plakalarda sıcaklık dağılımını incelemişlerdir. [14]. Bir diğer çalışmada, tabanında sabit bir noktadan sıcaklık uygulanan kompozit plakanın sıcaklık dağılımı incelenmiştir[15]. M.F. Ashby ve Y.J.M. Bre´chet yaptıkları çalışmalarında hibrid malzemelerin tasarımı ile ilgilenmişlerdir. Bakır ve dökme demir için ısıl iletkenlik değerleri verilmiş ve katmanlı yapılar için grafikler oluşturulmuştur[16]. Çalışmalarında farklı malzeme yapıları için ve farklı geometriler için denklemler verilmiştir[17]. Farklı özellikteki plakaların üst üste konulması durumda aralarındaki ısıl etkileşimler ve oluşan sıcaklık dağılımları incelenmiştir[18].
Yapılan bir diğer çalışmada seçilen gıda ve zeminler için ısıl iletkenlik, ısıl direnç ve ısıl yayılımın simülasyonu yapılmıştır[19], nemli gıda malzemelerinin yüksek sıcaklıkta ısıl iletkenlik ve yayılımının termistör tabanlı yöntemle ölçümü incelenmiştir[20]. Çelik tencerelerde taban olarak bakır ve alüminyum ile katmanlı bir yapı oluşturularak düzensiz olarak ısıtılmış ve plakanın üst yüzeyinde düzenli bir sıcaklık dağılımı elde edilmeye çalışılmıştır[9]. Plakalı tencerelerde ANSYS sonlu elemanlar metodu ile ısı transferi incelenmiş, bakır, alüminyum, çelik, krom-nikel gibi malzemelerden katmanlar oluşturarak bu malzemelerde ısıl dağılımları incelemişlerdir[21].

2. TEORİK ARKAPLAN

Isı akısına maruz kalan tencere için farklı noktalarda farklı ısı transferleri oluşacaktır. Bu nedenle çözümde farklı matematiksel eşitlikler kullanılmalıdır. Tencerenin taban kısmında, yanmış gazlardan kaynaklanan ısı akısına direkt maruz kalan yüzeye taşınım ve ışınım ile aktarılan ısı, iletimle suya transfer edilirken, ısı akısının direkt etkisine maruz kalmayan ancak oluşan sıcak havanın etkisiyle taşınım yoluyla ısınan yüzeylerde ısı yine iletimle transfer edilecektir.
Üç boyutlu kontrol hacimleri için genel ısı iletim denklemi eşitlik 3.1'de verilmiştir [20].

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right)+q=\rho Cp\frac{\partial T}{\partial t} \qquad (1)$$

Alttan sıcak gazla ısıtılan bir tencerede üç ısı geçiş mekanizması da etkindir. Bunlar; taşınım, iletim ve ışınımdır. Yüzeyde enerji dengesi denklemini yazarsak, tencere tabanı boyunca geçen toplam ısı eşitlik 2.2'de ifade edilmiştir.

$$q_{toplam}=q_{ışınım}+q_{taşınım}+q_{iletim} \qquad (2)$$

Tencerenin tabanının alt ve üst yüzeyindeki ısı geçişi; doğal, zorlanmış ve sıvı için de kaynama ile gerçekleşebilir. Her iki yüzey için de sıcaklık farkına bağlı olarak ışınım etkili olabilir. Doğal Taşınım için ısı taşınım katsayısı eşitlik 3.3, 3.4 ve 3.5 kullanılarak elde edilir, burada C ve n katsayıları geometriye ve akış karakteristiğine bağlı sabitlerdir.

$$Q_{taşınım}=\mathrm{h}A_s(T_s-T_\infty) \quad (\mathrm{W}) \qquad (3)$$

$$N_u = \frac{hL_c}{k} = C\left(G_{r_L}P_r\right)^n = CRa_L^n \quad (4)$$

$$Ra_L = G_{r_L}P_r = \frac{g\beta(T_S - T_\infty)L_c^3}{\upsilon^2}P_r \quad (5)$$

Eğer tencere içerinde su veya başka bir sıvı varsa bu sefer kaynama söz konusudur. Hafif kabarcıklı bir kaynamada ısı geçişi eşitlik 3.6 kullanılarak hesaplanır. Düşük sıcaklık farkları için üst yüzeye ile akışkan arasında ışınım etkisi hiç ortaya çıkmayabilir. Işınım etkili olduğu durumda yukarıda verilen taşınımla birlikte ışınım katsayısı da dikkate alınmalıdır.

$$q_0 = \mu_l h_{fg}\left[\frac{g(\rho_l - \rho_v}{\sigma}\right]^{1/2}\left[\frac{C_{pl}(T_s - T_{doyma})}{C_{sf}h_{fg}\mathrm{Pr}_L^n}\right]^3 \quad (6)$$

3. PROBLEMİN TANIMI

Bu çalışma tencere tabanında sıcaklık dağılımının daha düzgün hale getirilmesi üzerinedir. Yeni nesil tencereler ve pişirme kaplarının tabanları metal çiftlerinden oluşmaktadır. Çalışma şartları gereği malzeme çiftleri zaman zaman yüksek sıcaklıkta çalışmaktadırlar. İstenilen tasarımlarda yapılmaya çalışılan şey üst yüzey bölgesinde sıcaklık dağılımının düzgünleştirilmesi ve ortalama sıcaklığın daha yukarıya çekilmesidir.



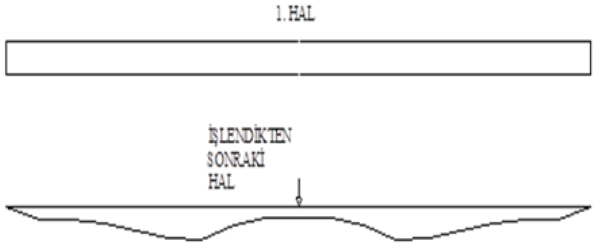
Şekil 2. Alevin Temas Yüzeyi

Şekil 2'deki tencere yanan bir ocağın üzerine konulduğunda alev metal plakanın tabanında ancak dairesel bir bölgeye etki etmektedir. Yani metal plakanın tüm yüzeyinde düzenli bir ısı akısı oluşmayacaktır. Bu nedenle altından ısı akısına maruz kalan plakanın üst yüzeyinde oluşacak sıcaklık dağılımı düzgün olmayacaktır. Bu durumun sebebi plakaları oluşturan malzemelerin ısıl özelikleri ve malzemelerin aleve dik yönde oluşturduğu dirençtir. Tencere tabanı tasarımında temel problemimiz ısının homojen bir şekilde tabanda yayılımı ve daha düzgün bir sıcaklık dağılımının elde edilmesidir. Bir yöntem olarak; yüksek sıcaklığa maruz kalan bölgedeki malzeme kalınlığı değiştirilerek sıcaklık dağılımı düzgünleştirilebilir. Ancak bu durumda ısı geçişinde bir miktar azalma (oluşacak ısıl dirençten dolayı) gözlemlenecektir.

Deneysel inceleme için çapı 300 mm olan tencere modeli seçilmiş ve başlangıç için alüminyum taban kalınlığı 10 mm olarak alınmıştır. Şekil 2'de görüldüğü gibi alüminyum tencerenin alt tabanı, yanan LPG sıcak gazları düzensiz bir sıcaklık etkisine maruz bırakılmıştır. Tabanın üst yüzeyinde oluşan sıcaklık değerleri ölçülerek, veriler data kaydedici aracılığıyla bilgisayara aktarılmıştır. Deneyde kullanılan tencere model gösterimi Şekil 3'de verilmiştir.

Tablo 1. Deneyde Kullanılan Modelin Geometrik Özellikleri

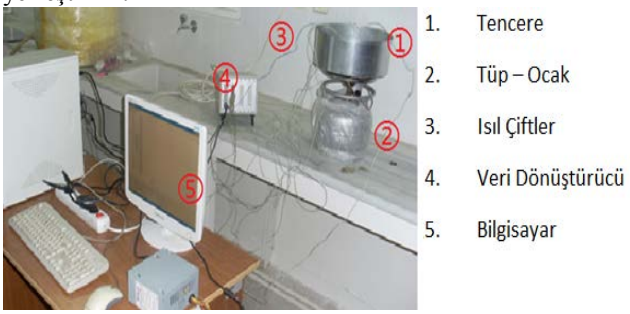
Tencere Çapı	300 mm
Taban Kalınlığı (Alüminyum)	10 mm
Alev ile Tencere Arasındaki Mesafe	10 mm
Alevin Çıkış Kanalı Çapı	5 mm
Isıl Çiftler (termocouple) Arası Mesafe	18,75 mm



Şekil 3. Deneyde Kullanılan Taban Geometrileri

Deney Düzeneği ve Deneyin Yapılışı

Tencere tabanımdaki sıcaklık dağılımını ölçmek için merkezden itibaren radyal yönde aralıklarla ısıl çiftler (termocouple) yerleştirilir. Isıl çiftler bir sıcaklık göstergecine bağlanır ve Datalogger (veri kaydedici) aracılığı ile veri bilgisayara aktarılır. Farklı debilerde gaz yakılarak, günlük hayatta karşılaşılan durumlara uygun deney şartları oluşturulur. Deney süresince akan gazın debisini ölçmek üzere bir debi ölçer besleme hattına yerleştirilir.

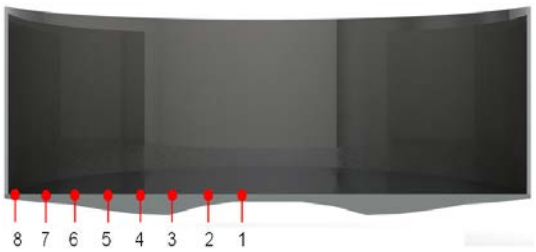


Şekil 4. Deneylerde Kullanılan Düzenek

Tablo 2. LPG'nin fiziksel özellikleri [24]

Özgül Ağırlık (sıvı) kg/dm^3	0.560
Özgül Ağırlık (Gaz) kg/dm^3	1.860
Yanma İçin Gerekli Hava Miktarı (m^3/m^3)	28.80
Yanma İçin Gerekli Hava Miktarı (kg/kg)	15.7
Yanma İçin Gerekli Hava Miktarı (m^3/kg)	12
Buharlaşma Isısı (15°C'de) J/kg	355,87
Isıl Değeri (kJ/Kg)	45719

Elektriksel sıcaklık ölçme yöntemlerinden en çok kullanılanıdır. Çalışmamızda 0-800 ºC (±1,5 ºC) ölçüm aralığına sahip demir–konstantan ısıl çiftleri kullanılmıştır[23]. Deneyde kullanılan LPG Sıvılaştırılmış Petrol Gazı; %70 C_4H_{10} ve %30 C_3H_8 oluşan karışım kullanılmaktadır. Tablo 2'de LPG'nin fiziksel özellikleri verilmiştir.



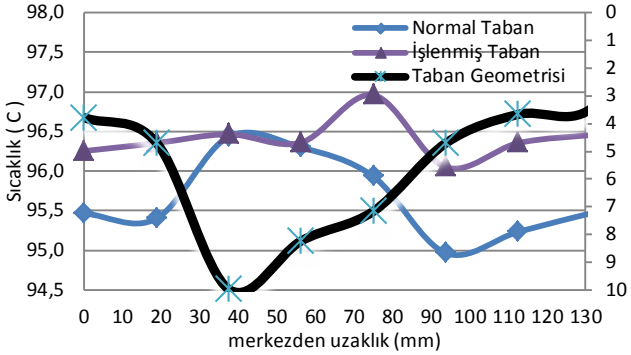
Şekil 5. Yeni taban geometrisi için tencere tasarımı ve ısıl çiftlerin yerleri

4. DENEY SONUÇLARI

Deneyler Şekil 3'de verilen geometrileriler için 0,7 m^3/h ve 0,9 m^3/h gaz debilerinde gerçekleştirilmiştir. Alüminyum tencerelerde ortam şartlarında sıcaklık ölçümleri yapıldıktan sonra elde edilen sıcaklık dağılımına bağlı olarak tarafımızdan türetilmiş basit sıcaklık ortalamasını alarak geometriye uygulayan eşitlik 7'de verilen denklem kullanılarak Şekil 5.'de verilen yeni taban geometrisi elde edilir. Taban geometrisinin hesabında su sıcaklığının kaynama noktasına geldiği ve kararlı rejime geldikten sonra üst yüzey sıcaklıkları dikkate alınmıştır. Bu geometri oransal olarak, sıcaklık geometrisinin tersi yönde oluşacaktır. Burada temel amaç; malzemenin ısıl direncini kullanarak, ısı geçişini bazı bölgelerde kolaylaştırırken bazı bölgelerde zorlaştırmaktır.

$$S_{i+1} = S_i + \frac{T_{imax} - T_i}{T_{imax} - T_{imin}}(S_i - S_{imin}) \quad (7)$$

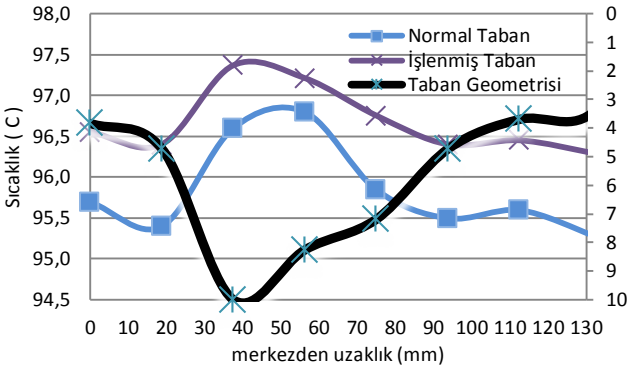
Eşitlikte 7'de geçen S_n herhangi bir x noktasındaki kalınlığı, T_n'de bu noktadaki sıcaklığı ifade etmektedir. Bu eşitlik başlangıçta alınan 10 mm kalınlığındaki tabana uygulanarak yeni taban geometrisi elde edilir. Bu yeni taban yapısı ile deneyler tekrar edilerek sıcaklık ölçümleri yapılır. Bu işlem basamakları uygun geometri ve kabul edilebilir bir sıcaklık dağılımı elde edilene kadar tekrar edilir.



Şekil 6. Su için tencere tabanı üst yüzeyinde radyal eksen boyunca sıcaklık dağılımı (0,7 m^3/h)

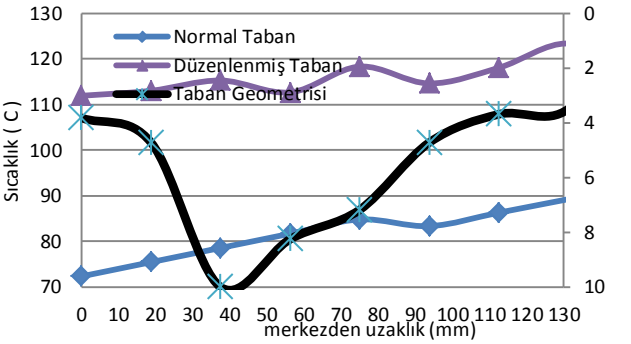
Şekil 6 ve 7'de su için kararlı rejimde tencere tabanı üst yüzeyinde 0,7 m^3/h ve 0,9 m^3/h gaz debilerinde sıcaklık dağılımları görülmektedir. Grafiklerde de görüldüğü üzere, işlenmiş taban geometrisi her iki gaz debisi durumu için de daha yüksek bir ortalama sıcaklık değerine ve daha düzgün bir sıcaklık dağılımına sahiptir. Ayrıca gaz debisini artırmış olmanın su için ortalama sıcaklık üzerinde az bir etkisinin olduğu görülmektedir.

Tabanın belli bölgelerinde yapılan inceltmelerin etkisi bu bölgelerde sıcaklığı artırarak ortaya çıkmaktadır. Bu etki kalınlığın değişmediği bölgede 0,9 m^3/h debi için bir miktar belirginleşmekte ancak 0,7 m^3/h debi için bir etki ortaya çıkmamaktadır. 0,9 m^3/h debideki inceltilmeyen bölgedeki bu sıcaklık artımı, yan bölgelerdeki sıcaklık yükselmelerinin bir etkisi olarak ortaya çıkar.



Şekil 7. Su için tencere tabanı üst yüzeyinde radyal eksen boyunca sıcaklık dağılımı (0,9 m^3/h)

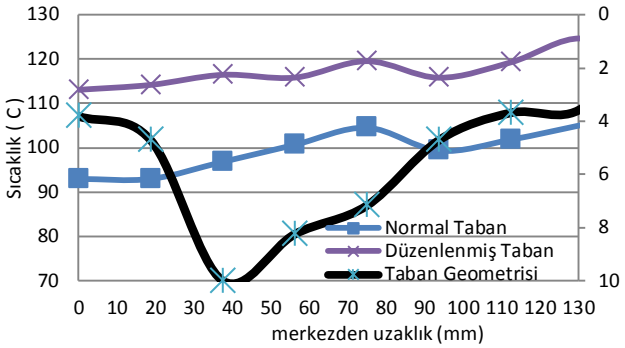
Şekil 8 ve 9'da yağ için 0,7 m^3/h ve 0,9 m^3/h gaz debilerinde tencere tabanı üst yüzeyinde sıcaklık dağılımları görülmektedir. Grafiklerde de görüldüğü üzere, işlenmiş taban geometrisi her iki gaz debisi için de daha yüksek bir ortalama sıcaklık değerine ve daha düzgün bir sıcaklık dağılımına sahiptir. Gaz debisini artırmış olmak ortalama sıcaklık üzerinde az bir etki ortaya çıkarmaktadır. Tabanın belli bölgelerinde yapılan inceltmelerin etkisi genel olarak bütün bölgelerde sıcaklığı artırarak ortaya çıkmaktadır. Bu etki kalınlığın değişmediği bölgede 0,9 m^3/h debi için bir miktar belirginleşmekte ancak 0,7 m^3/h debi için bir etki daha dikkate değer bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Hem işlenmiş hem de orijinal taban geometrisi durumlarında, her iki gaz debisi için de, merkezden dışa doğru hafif bir sıcaklıkta artış eğilimi gözlemlenmektedir.



Şekil 8. Yağ için tencere tabanı üst yüzeyinde radyal eksen boyunca sıcaklık dağılımı (0,7 m^3/h)

Su yerine yağ kullanılması durumunda taban geometrisinin kalınlığındaki değişikliklerin sıcaklık artımı üzerine etkisi daha belirgin bir biçimde görülmektedir. Bu etki, suyun sıcaklığını kaynama sıcaklığında tutma

eğiliminden kaynaklanmaktadır. Bu değer, yağ için daha yüksek olduğu için, ulaşılan sıcaklıklarda bu tesir ortaya çıkmamaktadır. Bu durum, su için tencere tabanın üst yüzeyinde sıcaklığı düzenleyici bir etki olarak kendisini gösterir. Bu sonuç, sıcaklığı düzgün dağılımlı hale getirmek için, tencere taban geometrisiyle oynamanın bir anlamı olmadığı izlenimi doğurur. Ancak, yağ için bu etki belirginleşmektedir. Aynı zamanda, kararlı rejime veya belirli bir sıcaklığa ulaşma süreleri dikkate alındığında, ve bunlara bağlı olarak harcanan gaz miktarları ve enerji değerleri, taban kalınlığındaki değişimin etkisi belirgindir (Tablo 4).



Şekil 9. Yağ için tencere tabanı üst yüzeyinde eksen boyunca sıcaklık dağılımı (0,9 m^3/h)

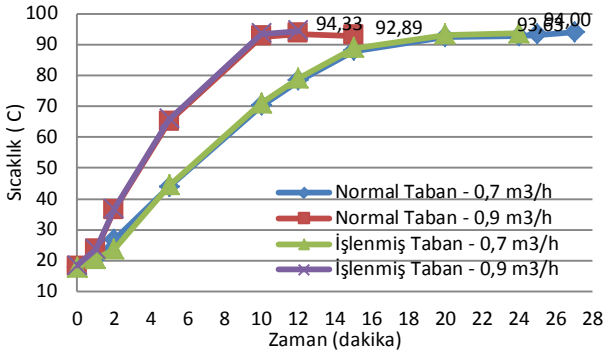
Tablo 3. Deneylerde elde edilen tüketim değerleri ve iyileşmeler

	Kararlı Rejime Ulaşma Süresi (dak)		Harcanan Gaz Miktarı (kg)		Enerjide İyileşme (%)
Debi	Normal Taban	İşlenmiş Taban	Normal Taban	İşlenmiş Taban	
0.7 m3/h (Su)	20	15	0,118	0,081	31
0,9 m3/h (Su)	10	8	0,084	0,067	25
0.7 m3/h (Yağ)	17	15	0,111	0,098	11
0,9 m3/h (Yağ)	10	10	0,084	0,084	0

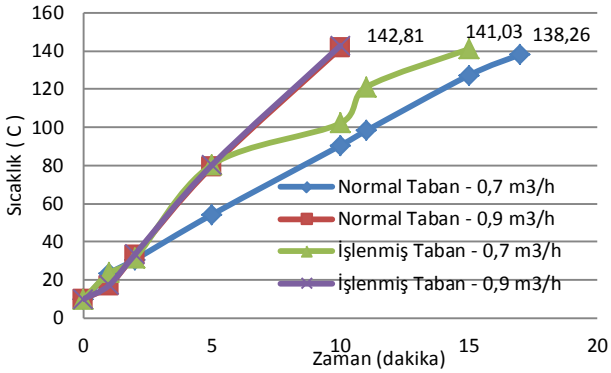
Tablo 3'de görüldüğü gibi, işlenmiş taban geometrisi için gaz ve enerji tüketiminde iyileşme, yağda %11, suda ise %31'dir. Şekil 10 ve Şekil 11'de, sırasıyla su ve yağ için deney süresince tencerenin üst yüzeyindeki zamana bağlı sıcaklık değişimleri görülmektedir. Yağ için sıcaklık artımı, yağın ısıl özeliklerinden dolayı, artmaya devam etmektedir. Ancak malzeme ile ilgili sınırlamalardan dolayı, sıcaklığın daha yüksek değerlere çıkmasına müsaade edilmemiş, yağ için deney belirli bir değerde kesilmiştir. Gaz debisindeki artış, sadece kararlı rejime geçiş süresini azaltmamakta aynı zamanda enerji sarfiyatını da düşürmektedir. Taban geometrisindeki düzenlemenin etkisi bütün bunların üzerinde baskındır.

Şekil 10'da, su için kararlı rejim sıcaklık değerlerine ulaşma süreleri görülmektedir. En uzun süre, 0.7 m^3/h gaz debisinde normal taban geometrisinde 27 dakikadır. Bu süre, gaz debisi 0.9 m^3/h'e çıkartıldığında işlenmiş taban geometrisinde 8 dakikaya düşmektedir. Buna paralel olarak enerji sarfiyatı da 5418,65 kJ'den 2560,31 kJ'e düşmekte ve toplam enerji sarfiyatında % 47'lik bir düşüş gerçekleşmektedir.

Şekil 11'de, yağ için su ile aynı sıcaklık değerlerine ulaşma süreleri görülmektedir. En uzun süre, 0.7 m^3/h gaz debisinde normal taban geometrisinde 17 dakikadır. Bu süre, gaz debisi 0.9 m^3/h'e çıkartıldığında işlenmiş taban geometrisinde 10 dakikaya düşmektedir. Buna paralel olarak enerji sarfiyatı da 5074,90 kJ'den 3840,47 kJ'e düşmekte ve toplam enerji sarfiyatında % 24'lik bir düşüş gerçekleşmektedir. İşlenmiş tabanda sürelerde ciddi bir değişiklik gözlemlenmemekle birlikte, suda olduğu gibi enerji sarfiyatları belirgin olarak azalmaktadır.



Şekil 10. Su için sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi



Şekil 11. Yağ için sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi

5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu deneysel çalışmada alüminyumdan imal edilmiş 10 mm kalınlığındaki bir tencere tabanı dikkate alınmıştır. Sıcaklıkla ısıl direnç arasındaki ilişki dikkate alınarak, geometrik yapıda kalınlıkla düzenlemeler yapılmıştır. Böylece, tabanın üst yüzeyinde ölçülen sıcaklığa ters yönde bir geometri oluşturuldu. Bu değiştirilmiş tencere tabanının radyal ekseni boyunca sıcaklık dağılımı incelenmiştir.

1) Bu sayede, hem daha düzenli sıcaklık dağılımına ve daha yüksek ortalama sıcaklığa, hem de daha düşük enerji tüketimine ulaşılmıştır.

2) Su ve yağ için, yapılan deneylerde, tencere tabanında daha düzgün sıcaklık dağılımı elde edilirken, daha yüksek sıcaklık ortalamasına ulaşılmıştır.

3) Tabanda yapılan inceltmelerin etkisi, inceltilen kesitlerde sıcaklık artımı olarak ortaya çıkmaktadır.

4) Böylece, tencerenin tabanında düzgün bir sıcaklık dağılımının etkisiyle, yemeğe olan ısı geçişi dengelenmiştir.

5) Bu durum, hem yemeklerin pişme süresini kısaltacak, hem de harcanan enerjiyi azaltacaktır.
6) Bunun yanında, yemeğin bir tarafı yanmış haldeyken, bazı yerlerinin henüz pişmemiş olması hali, bu düzenleme ile daha da azalacaktır.
7) Isı tabanda daha düzgün yayıldığı için, kullanılan enerji azalmıştır. Enerji sarfiyatındaki bu iyileşme, yağ için %24'ü, su için ise %47'dir. Bu değerler mutfaklarda kullanılan enerji sarfiyatlarında büyük azalmaya işaret etmektedir.
8) Zaman açısından değerlendirildiğinde; kararlı rejime geçme süresi, 0.7 m^3/h gaz debisi ve normal taban geometrisi için 27 dakika, 0.9 m^3/h gaz debisi ve işlenmiş taban için 8 dakikadır. Yağ için, aynı işlem basamaklarında, bu süre 17 dakikadan 10 dakikaya düşmektedir.
9) Bu düzenleme sonucunda elde edilen, katma değer açıktır. Bundan sonra, farklı tencere taban çapları ve gaz debileri için deneyler tekrarlanarak; enerji, zaman ve maliyet yönünden optimum değerler araştırılabilir.

6. KAYNAKLAR

1. Pan, Z., Temperature Distribution and Heat Transfer Coefficient of a Clam-shell Grill, Conference of Food Engineering, November 6, 2001.

2. Sarkar, A., Erdogdu, F., Singh, P.R., "Measurement of Spatial Variations of Heat Transfer Coefficient on Flat Surfaces for Food Processing Applications", Conference of Food Engineering, November 6, 2001.

3. Berezko, S.N., Zarichnyak, Yu.P., Korenev, P.A., Sokolov, A.N., Modelling the Structure, and the Calculation of Thermal Conductivity of Shaggy Composite Materials, Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal, 67, 287-294, 3-4 Sept-Oct, 1994.

4. Walker, M., Reiss, T.,Adali, S., Optimal Design of Symetrically Laminated Plates for Maximum Buckling Temperature, Computer Aided Design in Composite Material Technology-International Conference, Computational Mechanics Publ, Southampton, Engl. 353-363, 1996.

5. Apalak, M. K., Gunes, R., Turaman, M.O., Cerit, A.A., Thermal and Geometrically Non-Linear Stress Analyses of an Adhesively Bonded Composite Tee Joint, Composites: Part A 34, 135–150, 2003.

6. Toparli, M., Sahin, S., Ozkaya, E., Sasaki, S., Residual Thermal Stress Analysis in Cylindrical Steel Bars Using Finite Element Method and Artificial Neural Networks, Computers And Structures 80, 1763–1770, 2002.

7. Parietti, L., Bultman, N.K., Chen, Z., Thermal/Structural Analysis And Frequency Shift Studies For The Spallation Neutron Source (Sns) Drift Tube Linac, Proceedings of The 1999 Particle Accelerator Conference, New York, 1999.

8. Dalen, J.V., http://www.vodkitchen.com/ demeyere-cookware Virginia/ USA, 2008.

9. Ayata, T., Temperature Distributions in a Copper and Aluminium Layered Base of a CrNi Steel Saucepan, Applied Energy, 80/4, 341–347, 2005.

10. Ayata, T., Çavuşoğlu, A., Arcaklıoğlu, E., Predictions of Temperature Distributions on Layered Metal Plates Using Artificial Neural Networks, Energy Conversion and Management, 47/15, 2361-2370, 2006.

11. Ayata, T., Erişen, A., Çavuşoğlu, A., Obtaining Irregular Flat Temperature Distribution at One Face of Thin Cylindrical Plates In the Case of Irregularly Heated Opposite Face Using Finite Element Analysis, 9th International Combustion Symposium, Kırıkkale, Turkey, 537-545, November 16-17, 2006.

12. Ayata, T., Çelik Tencerelerde Taban Olarak Bakır (Cu) veya Alüminyum (Al) Kullanılması Durumunda Gerilme ve Şekil Değişimlerinin İncelenmesi, TEKNOLOJİ, Cilt 7, Sayı 4, 599-604, 2004.

13. Erişen, A., Ayata, T., Uzun, İ., Bir Yüzeyinden Düzgün Olmayan Bir Sıcaklık Dağılımı Uygulanan Silindirik Bir Düzlem Levhanın Diğer Yüzeyindeki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi, SİMER 2000, 6. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, 131-137, Nisan 2000.

14. Yangjian, X., Lijuan, X., Haiyang, D., Analysis of Heating Steady Temperature Field in a Ceramic/Metal Composite FGM Plate by FEM" Handan 056038, China, 2010.

15. Corlay, C., Advani, S.G., Temperature distribution in a thin composite plate exposed to a concentrated heat source, Newark, DE 19716, USA, 2007.

16. Ashby, M.F., Bre´chet, Y.J.M., Designing hybrid materials, Acta Materialia, 51, 5801–5821, 2003.

17. Ashby, M.F., Shercliff H., Cebon D., Materials: Engineering, Science, Processing and Design, North American Edition, Canada, 2007.

18. Miller, J.R., Weaver, P.M., Temperature profiles in composite plates subject to time-dependent complex boundary conditions, University Walk, Bristol BS8 1TR, UK, 2003.

19. Fontana J.A., Wacker, B., Colin S., Campbell, G.S., Simultaneous Thermal Conductivity, Thermal Resistivity, and Thermal Diffusivity Measurement of Selected Foods and Soils, Sacramento Convention Center Sacramento, California, USA, 2001.

20. Maarten, F. van Gelder, A Thermistor Based Method for Measurement of Thermal Conductivity and Thermal Diffusivity of Moist Food Materials at High Temperatures, Doctor of Philosophy, Blacksburg, Virginia, 1998.

21. Sedighi, M., Dardashti B.N., Eslami, J.S., Sedighi, R., Layer Number Dependence of Temperature Distribution in Multi-Metal Cookware, October 4, Iran, 2013.

22. Halıcı, F., Gündüz, M., Örneklerle Isı Geçişi, Sakarya, 1997.

23. Isıl Çiftlerin Hassasiyetleri, http://tr.wikipedia.org/ wiki/Termokupl , 2013.

24. 2a-engineering Eğitim Yayınları (LPG'nin Özellikleri) http://www.2a-engineering.com/tr/FAYBILBEL/LPGOTOGAZ.pdf, İstanbul, 2008.

BİNA YANGINLARINA KARŞI GELİŞTİRİLEN OTOMATİK BİR KORKULUK AÇMA MEKANİZMASI VE ÇALIŞMA KARAKTERİZASYONU

Ali Sürmen, Merve Altay, Osman Çakıcı

Bursa Teknik Üniversitesi

ÖZET

Özellikle zemin katlarda olmak üzere istenmeyen misafirlere, karşı kapı ve pencere korkuluğu denen metal muhafazalar kullanılmaktadır. Ancak özellikle yangınlar olmak üzere bazı afet hallerinde bu güvenlik tedbiri ölümcül sonuçlar doğurabilmektedir. Bu çalışmada yangın veya diğer afet hallerinde bu korkuluğu manuel veya sıcaklık ve duman duyarlı olarak otomatik açabilecek bir mekanizma tanıtılacaktır.

Ayrıca bina yangınlarıyla ilgili olarak literatürde yapılmış gerçek ve simülasyon çalışmalarından alınacak veriler, bu mekanizmada kullanılacak muhtemel sensörlerin karakteristikleriyle bir arada değerlendirilerek kazazedelerin yangına müteakip zarar görmeden sahip olabilecekleri zaman belirlenmeye çalışılmıştır.

Anahtar kelimeler: Pencere korkuluğu, Korkuluk açma mekanizması, Bina yangınları.

ABSTRACT

Metal safety grids, called "guardrail", are commonly used at doors or windows of lower floors of the buildings, especially of ground floors. However, in the case of some disasters, particularly in fires, these safety precautions can bring up fatal consequences. In this study we will introduce a mechanism that can manually or, sensing the smoke or temperature level, automatically open these safety grids.

In addition, we tried to determine the time available to casualties before exposed to any injury after the fire set, by evaluating the results of some experimental and simulation based fire studies together with characteristics of possible sensors to be used with this mechanism (i.e. safety guard).

Keywords: Guardrail (door or window grids), Guardrail opening mechanism, Building fires.

1) GİRİŞ

Binaların ve hatta iş yerlerinin giriş katları başta hırsızlık olayları olmak üzere bazı kötü niyetli girişimlere karşı korkuluk denen metal kafes şeklindeki muhafazalar ile korunmaktadır. Literatürdeki patent bilgilerinden [1-5] bu koruma tekniğinin sadece ekonomik düzeyi düşük ülkelerde değil gelişmiş ülkelerde dahi çok yaygın olduğu görülmektedir. Ancak ülkemizdeki uygulamalardan bu korkulukların üretim ve montajı ile ilgili herhangi bir yasal mevzuat olmadığı görülmektedir. Böyle bir mevzuatın olmaması bazı afet durumlarında can kaybının azalmasını engellemektedir. Mesela bir yangın anında korkuluğun duvara uzaklığının yeterli olması halinde bebekler ve çok küçük yaştaki çocuklar biraz zorlama ile bu boşluktan dışarı verilerek kurtarılabilmektedir. Bu cümleden yola çıkarak 15 Ocak 2014'te Çorum'daki olayda 3 yaşındaki bebeği korkuluğun fiziki durumu nedeniyle kurtarmak mümkün olamazken [6], 10 Ocak 2015 te Rize'deki benzer olayda [7] baba iki çocuğunu parmaklıklardan dışarı çıkarmaya muvaffak olmuştur. Bu iki trajik olayda ilkinde 5, ikincisinde 2 kişi olmak üzere toplam 7 kişi can vermiştir.

Pencere korkuluklarının dışarıdan açılmaya müsaade etmeksizin doğal afet esnasında içeriden elle veya sıcağa ve dumana duyarlı olarak otomatik olarak açılabilmesi zor değildir. Bu konuda Sürmen [8], 1994 yılında bir

bitirme projesi yönetmiştir. Daha sonra 2013 yılında bu çalışma yeniden ele alınarak teknik eksiklikleri giderilmiş ve yapılan bazı değişiklikleri de içeren bir prototip aparat üretilmiştir.

Bu aparat acil durumda kazazedenin eliyle bir kolu hareket ettirmesine bağlı olarak pencere korkuluğunu, bir kenarındaki menteşeler etrafında döndürecek şekilde ittiren yay kuvveti ile çalışmaktadır. Ancak kazazedelerin engelli, yaşlı çocuk veya panik durumda olmaları halinde bu basit kol mekanizmasını hareket ettirmeleri mümkün değildir. Bu durum için de sistemi belli bir ortam sıcaklığında veya duman yoğunluğunda açabilecek bir ek donanım uygulanabilmektedir. Böylece her durumda pencere korkuluğunun açılması garanti edilmekte ve belirtilen bu özel hallerde en azından insanların dışarıdan müdahalesine fırsat verilmektedir.

Yaşanan ve yukarıda bazı örnekleri verilen yangın vakaları göstermektedir ki çoğu olaylarda kazazedelerin kendilerini veya çocuklarını kurtarma yönünde gayret sarf edebilecekleri derecede bilinçli kalacakları önemli bir zaman dilimi vardır. Bu derecede ve zaman diliminde bilinçli kalabilme halinde bu sistemi elle açarak kendilerini kurtarmaları çok yüksek bir ihtimaldir. Ancak bu bilinçli durumun olamayacağı hallerde kazazedenin dışardan bir müdahale için ne kadar zamanlarının olabileceği duman ve sıcaklık sensörlerine ve sistemin cevap süresine bağlıdır. Bu çalışmada kazazedenin bina içinde bulunduğu yerden bağımsız olarak otomatik sistemin yangın başlamasına müteakip ne kadar zaman sonra devreye gireceğinin bir analizi yapılacaktır. Bunun için literatürde yapılan deneysel ve ona paralel bir yangın simülasyon çalışmasının [9] verileri esas alınacaktır. Bu arada mevcut veriler ile tam analizi mümkün olmasa da normal bir insanın dayanabileceği termo-kimyasal ortam şartları ile ilgili bir takım değerlendirmeler yapılacaktadır.

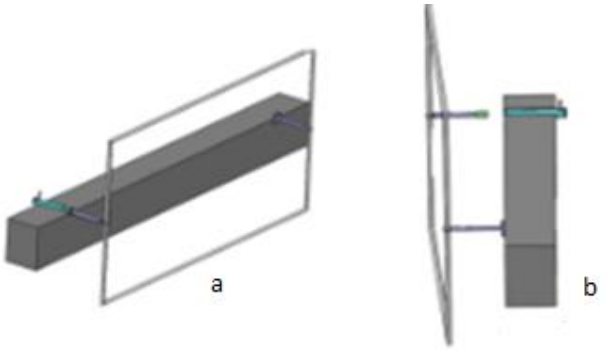
2.METERYAL VE METOD

2.1. Mekanizmanın Tasarımı ve Çalışma Prensibi

Geliştirilen manuel ve otomatik tahrikli korkuluk açma mekanizması bir koltuk veya kanepe amortisörüne benzer bir mekanizmadır.

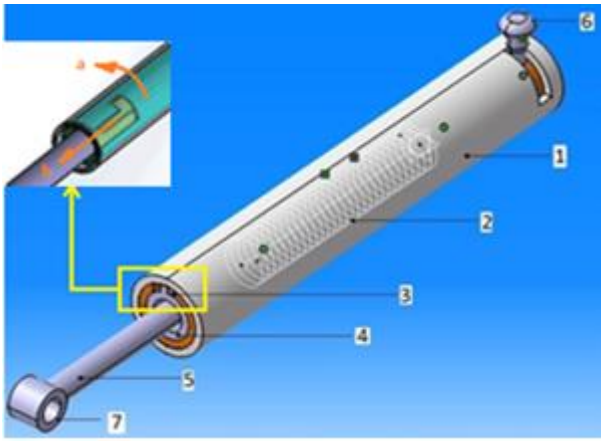
Mekanizma pencerenin bir kenarında duvar kalınlığınca uzanmakta tahrik ucu içerde açma tarafı ise dışarıda kalmaktadır, Şekil 1(a). Açma tarafından silindirik ana yapının içerisinde bulunan bir yayın pencere korkuluğunun bir kenarına takılı bulunan bir mili itmekte ve korkuluk diğer kenarındaki menteşe(ler) etrafında dönerek açılmaktadır, Şekil 1(b).

Söz konusu silindirik alt yapı kapalı vaziyette duvar içerisindeki sabit bir silindirdeki bir kertiğe

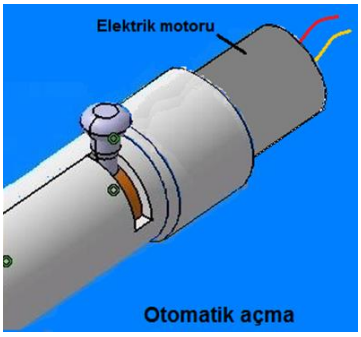


Şekil 1: Mekanizmanın duvar üzerindeki görünümü a) Kapalı, b)Açık.

kilitlenmektedir. Sistem açılmak istendiği zaman silindirik yapının çıkıntısı sabit kertikten kurtulduğunda (Şekil 2, küçük resim, a hareketi) serbest kalmakta ve yay tarafından itildiğinde pencere korkuluğunu dışarıya itmektedir(Şekil 2, küçük resim, b hareketi).



Şekil 2: Mekanizmanın genel görünümü. 1. Dış gövde, 2. Itme yayı, 3. Açma silindiri, 4. Kilit mekanizması, 5. İtici kol, 6. Tahrik kolu, 7. Pencere bağlantısı



Şekil 3: Otomatik açma mekanizması

Otomatik açma fonksiyonu için ilave olarak duman ve/veya sıcaklık sensörüyle bir elektrik motoruna ihtiyaç vardır. Şekil 3'te görüldüğü gibi mekanizmanın iç ucuna (açma kolu tarafına) bir elektrik motoru uygun şekilde monte edilir ve elektriksel olarak duman ve sıcaklık sensörü ile irtibatlandırılır. Sistemin açılabilmesi için sürekli bir güç kaynağına ihtiyaç vardır. Bu açma

mekanizmasının hem elle (manuel olarak) hem de ısı ve dumana hassas sensör sinyalleri ile açılan bir prototipi imal edilmiş ve Şekil 4'te görüldüğü gibi ve portatif bir duvar paneldeki pencereye monte edilmiştir.



Şekil 4: Korkuluk açma mekanizmasının prototipi

2.2. Sensör Karakteristikleri ve İnsan Metabolizmasının Dayanma Sınırları

Korkuluk açma mekanizmasının otomatik açma fonksiyonunun sensör karakteristikleri ile sınırlıdır. Açma fonksiyonunun hangi duman kesafetinde (koyuluğunda) veya hangi sıcaklıkta gerçekleşeceği önemlidir. Düşük sıcaklıklarda açılması doğal bazı ısınma hallerinde (aşırı sıcaklıklarda ve iç mekanda bir ısı kaynağının sürekli çalışması gibi) korkuluğun normal hallerde açılmasına sebep olabileceği gibi, çok yüksek sıcaklıklarda açılması ise kazazedelerde kısmi yanıkların olması veya bilinç kaybı gibi sonuçlar oluşturabilir.

Optik açılma fonksiyonu duman koyuluğu ile bağlantılı olmakla birlikte kazazedeler için dumanın kimyasal içeriği ve zehirleyici içerik konsantrasyonları önemlidir. Günümüzde binalarda yaygın olarak kullanılan alarm sistemlerinin yangın sırasında önce sıcaklık mı yoksa duman koyuluğuna göre mi sinyal vereceği (veya aktif olacağı) sensör karakteristikleri ve yangının termokimyasal gelişimi ile ilgilidir.

Şekil 4 ile gösterilmiş olan portatif donanımda kullanılan sensörün sıcaklıkla açılma sınırını belirlemek için yaptığımız basit bir deneyde sensörün 62 °C 'de açıldığı görülmüştür.

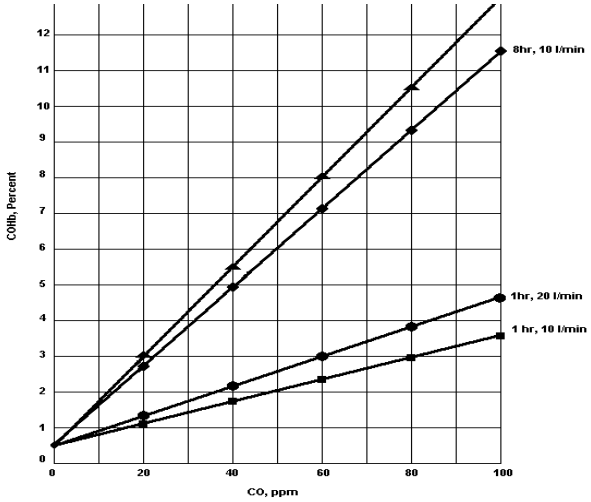
Kazazedelerin yangından nasıl etkileneceği ve kendini kurtarma girişiminde bulunabilmesi için ne kadar zamanının olacağı yukarıda söz konusu edilen yangın ve açma aparatında kullanılan sensörün karakteristiklerine bağlı olduğu kadar kazazedenin psikolojik ve fiziksel durumu ile de alakalıdır. Literatürde vasat bir insanın hangi atmosferik sıcaklıklara ve duman konsantrasyonlarına ne kadar dayanabileceğine dair bazı veriler mevcuttur [10]. Bu değerleri 230°C için 1 dakikadan, 60°C için 55-60 dakikaya kadar değişen ve t zamanı, T sıcaklığı ve C bir sabiti ifade etmek üzere $t = \frac{C}{T}$ fonksiyonu ile ifade edilebilecek sıcaklıklar olarak vermektedir. Başka bir kaynakta ise [11] insan vücudu ve solunum sistemlerinin 65°C sıcaklığa sınırlı bir süre 120 °C sıcaklığa 15 dakika, 143 °C sıcaklığa 5 dakika, ve 177°C sıcaklığa 1 dakika dayanabileceği ifade edilmektedir.

Bunun yanı sıra odada bulunan duman konsantrasyonunun yüksek olması da insan sağlığı için ciddi bir tehlike oluşturmaktadır. Dünya Sağlık Örgütü (WHO) 87, 25 ve 9 ppm CO konsantrasyon değerleri için sırasıyla 15 dakika, 1 saat ve 8 saat maksimum maruz kalma sınırı koymuştur. Ancak bu değerler hava kalitesi anlamında sınır değerler olup, yaşamsal kritik değerleri ifade etmez. Bu anlamda bazı sınır değerler vermeden önce, karbonmonoksidin kandaki karboksihemoglobin (COHb) düzeyini yükseltmek sureti ile ölümcül sona götürdüğünü belirtmek gerekir [12].

Tablo 1: Belirli karbosihemoglobin düzeylerinde klinik bulgular.

COHb dozu (*)	Klinik bulgu
%10-20	Bulantı, yorgunluk, taşipne, duygusal dengesizlik, konfüzyon, sakarlık,
%21-30	Baş ağrısı, efor dispnesi, angina, görme duyusunda değişiklikler, çevreye uyumda hafif yetersizlik, tehlikeye karşı tepki vermede zayıflık, hafif güç kaybı, duyularda zayıflama
%31-40	Baş dönmesi, sersemlik, bulantı, kusma, görme bozuklukları, karar almada yetersizlik
%41-50	Bayılma, bilinç değişiklikleri, unutkanlık, taşikardi, taşipne
%51-60	Nöbetler, koma, belirgin asidoz, ölümle sonuçlanabilir.
%60 üzeri	Ölüm

Şekil 5'te görüldüğü gibi sabit zaman diliminde CO konsantrasyonuna bağlı COHb artışı doğrusal olmaktadır. Yaşamı acilen tehdit eden CO düzeyi 1200 ppm (% 0,12)'dir. Laboratuar deneylerinde 50 ppm CO olan ortamda 30 dakika kalanların karboksihemoglobin düzeyi % 3, 1000 ppm (% 0,1) CO bulunan ortamda birkaç saat kalanların karboksihemoglobin düzeyi % 50, 2100 ppm (% 0,21) CO bulunan ortamda 34 dk. kalan bir kişinin karboksihemoglobin düzeyi % 25 olarak bulunmuştur[12].



Şekil 5: Belli zaman dilimlerinde kandaki karboksihemoglobin yüzdesinin CO konsantrasyonu ile değişimi.

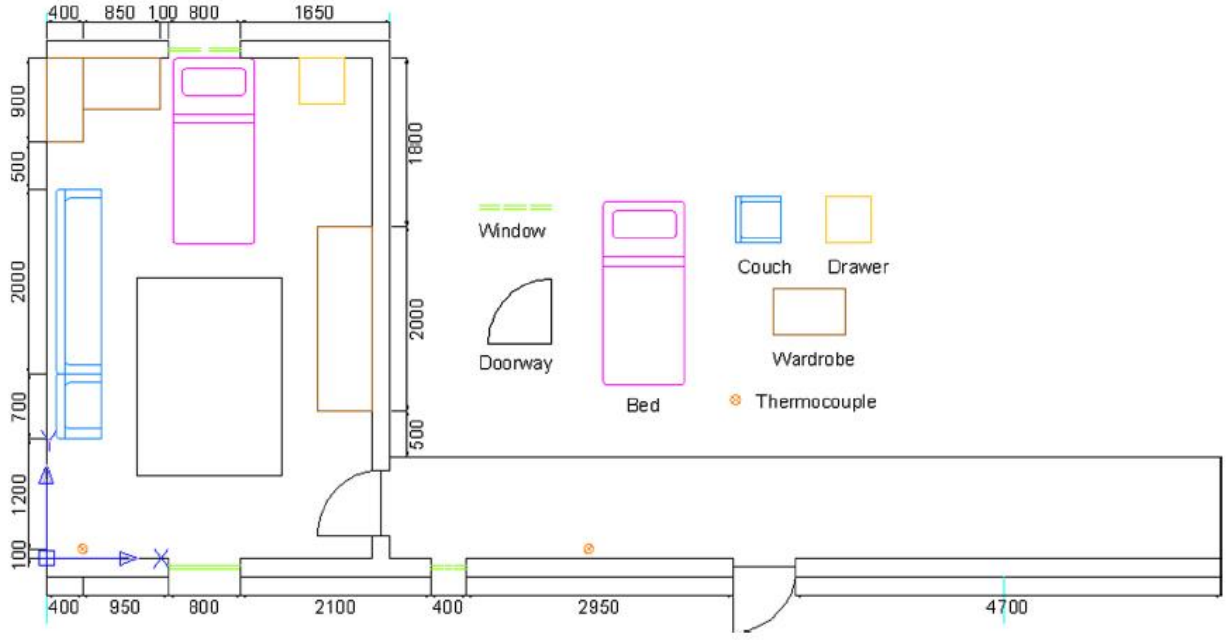
2.3. Gerçek Yangın Verilerine Göre Cihaz Performansının Analizi

Belli karakteristikleri olan yangın sensörlerinin ve çalışmaya konu korkuluk açma aparatı gerçek bir yanma ortamında ne zaman aktif olacağı ve kazazedeye ne kadar zaman tanıyacağı önemlidir. Bunu inceleyebilmek için literatürde mobilyalı (dayalı döşeli) bir odada yangın çıkarılarak deneysel olarak incelenen ve simülasyonu da yapılan [9] bir yangının verileri esas alınmıştır. Simülasyon sonuçları termokupl ölçümleri ile kıyaslanarak ayrıca yangın ve dumanın yayılması deneysel video görüntüleri ile kıyaslanarak doğrulanmıştır.

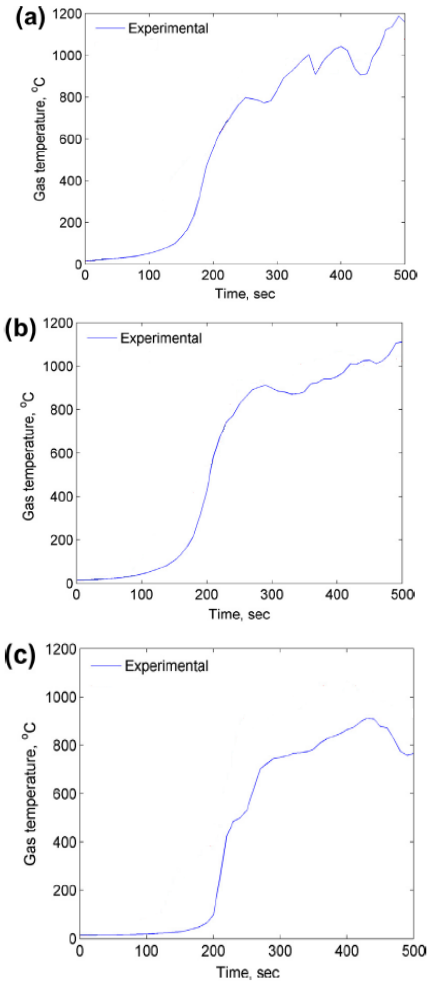
Söz konusu çalışmada kullanılan odanın boyutları mobilyaların konumu Şekil 6'de gösterilmiştir. Şekil 6'da da görüldüğü üzere odada 2 adet kanepe, 3 adet gardırop, 1 adet yatak ve 1 adet komodin yer almaktadır.

Deneysel incelemeler yapılmak üzere çalışmada Bare-bead tipindeki K termoelemanlar metal kılıflı cam elyafından yapılmış uzatma kabloları kullanılarak odanın sol köşesine 1.2, 1. 7, 2.3 metre yüksekliklere yerleştirilmiştir. Bir kibrit yakılarak küçük koltuğun yanında yer alan atık kağıt kutusuna atılmış ve üzerine püskürtülen hızlandırıcının da etkisiyle yangın başlatılmıştır. Yaklaşık 560 s sonra yangın söndürülmüştür. Yangının video görüntüleri birçok farklı noktadan çekilmiş ve farklı yüksekliklere yerleştirilen termoelemanlardan okunan sıcaklık değerleriyle yangının yayılım hızı ve karakteristiği ortaya konmuştur.

3 farklı konuma yerleştirilen sensörlerden ölçülen sıcaklık değerleri ile elde edilen eğriler 0-500 s zaman aralığı için Şekil 7'de gösterilmiştir.



Şekil 6: Parkes test odası planı (boyutlar mm cinsinden)



Şekil 7: (a) 2.3 m yükseklik, (b) 1.7 m yükseklik ve (c) 1.2 m yükseklik için FDS modeli ve deneysel olarak elde edilen ölçümler

Deney sonuçlarının daha net yorumlanabilmesi açısından bu grafiklerden yangın ortamında insan hayatı için önem arz eden sıcaklık değerlerine ne kadar zamanda çıkılabileceği aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 2: 2.3, 1.7, 1.2 m yüksekliklerde termometrelerin 70, 80, 90, 100°C,120°C,150°C, 180 °C , 230°C sıcaklıklara ulaşma süreleri.

	Yükseklik(m)		
Sıcaklık(°C)	2.3 m	1.7 m	1.2 m
70°C	120s	130s	187s
80°C	130s	138s	192s
90°C	135s	143s	198s
100°C	140s	150s	202s
120°C	145s	160s	205s
150°C	155s	167s	206s
180°C	160s	170	207
230°C	163s	180	210

Bu tablodan, 120 °C'yi örnek alırsak, bu sıcaklığa ulaşım süresi yüksekliğe bağlı olarak yaklaşık 2,5-3,5 dakika arası olmaktadır. Daha önceki referanslarda bu sıcaklığa dayanım süresi 7-15 dakika arasında verilmektedir o halde kazazedenin bu sıcaklıkta kurtarılmak için 9,5 - 18,5 dakika arasında değişen bir zaman vardır. Bu oldukça uzun bir süredir ve korkuluğun açılması halinde dışarıdan yapılacak kurtarma girişimleri için hayati derecede önemlidir. Kaldı ki sensör genellikle tavana yakın monte edildiği için, sensörün bulunduğu noktada sıcaklık daha erken yükselecek ve sensör daha erken açılacaktır.

Tüm bu verilerden de anlaşılabileceği üzere yangın esnasında bilinci yerinde olan kazazedelerin kendilerini kurtarmaları için oldukça uzun sayılabilecek zaman vardır. Yaşanan ve daha önce bahsedilen yangın vakalarında kazazedelerin en fazla 1-2 dakika içerisinde ciddi kurtulma girişimlerinde bulundukları anlaşılmaktadır. Bu demektir ki sözü edilen mekanizmanın korkuluğu açması halinde kendini kurtaramayacak özel durumu olan insanlara dışarıdan müdahale için de oldukça yeterli bir zaman vardır.

3. SONUÇ

Metal pencere korkuluklarının bina yangınlarında ölümcül sonuçlar oluşturmaması için elle ve otomatik olarak açılabilen bir mekanizma geliştirilmiştir. Kazazedelerin bilinçlerini muhafaza etmesi halinde sistemi elle açarak kurtarılmaları mümkündür. İnsan vücudunun sıcaklık ve zehirli gazlara dayanma süreleri ile otomatik açılmayı sağlayan sensör karakteristikleri bir arada analiz edildiğinde bu mekanizmanın otomatik açma fonksiyonu sayesinde kendini kurtarma yetisi olmayan kazazedelerin dışarıdan müdahale ile kurtarılabilmeleri için yeterli zamanın olduğu görülmektedir.

REFERANSLAR

1) Ruoss, P., 19 Nisan 1995, Canadian Patent No. CA 2,147,306
2) Henri,V., Pierre, A., French Patent No. FR2,653,480-A1
3) Rohrberg R., G.,et. al. United States Patent No. US4,057,935
4) Ruff, R.O., 18 Temmuz,1967, United States Patent No. 3,843,176
5) Cuzan, A.G., 22 Ocak, 1974, United States Patent No 3,921,334
6) http://www.hurriyet.com.tr/gundem/25570680.asp
7) http://www.haberler.com/rize-de-ev-yangini-anne baba-oldu-iki-cocuk-6854861-haberi/
8) Güvenç, R. Pencere Korkuluğu Otomatik Açma Mekanizması Tasarımı. Bitirme Ödevi, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Bölümü, 1994, Bursa.

9) Yuen, A.C.Y., Yeoh,G.H., Alexander ,R., Cook,M.,Fire Scene Reconstruction of a Furnished Compartment Room in a House Fire, Case Studies in Fire Safety 1 (2014) 29–35.
10) http://www.energy.ca.gov/sitingcases/riomesa/documents/2012-0626_Toxicity_Assessment_of_Combustion_Products_TN-65949.pdf
11) http://abdurrahmanince.net/yyt.pdf
12) Sürmen, A., Tıkanmış Karayolu Tünellerinde Egzoz Gazı Zehirlenmesi Bakımından Kritik Şartların Belirlenmesi, 2008, Sakarya

EV KAZALARINDA OLUŞAN YANGIN DURUMLARI İÇİN AKILLI DURUMSAL FARKINDALIK DESTEK SİSTEMİ

Safiye Turgay, Orhan Torkul, Hakan Soyhan

Özet
Acil yangın ortamlarında, itfaiyeci olarak çalışanların olağanüstü çalışma koşulları ile yangın ortam durumlarını ele alan, görev esnasında ve yangın ortamında kalan mağdurların can güvenliğini sağlamak için bilişsel açıdan destek sağlanması ile birlikte iş yükünü, çalışanların ve yangın ortamındaki mağdurların hayatını, mal varlıklarını ve stresini ve buna bağlı hata oranını azaltmak amacıyla akıllı durumsal farkındalık sistemi önerilmiştir. Durumsal farkındalık, bilişsel yaklaşım açısı ve sistem yaklaşımı ile birlikte, hata durumunun azaltılması ve sistem performansının artırılması yönünde önemli bir faktördür. Bu çalışmada yangın risk ortamlarına ait Durumsal Farkındalık Destek Sistemi (DFDS), olağanüstü tehlikeli yangın durumlarına ait karmaşık ve endişe verici kritik durumlarda etkin ve hızlı karar verilmesini sağlayacak bir karar mekanizmasının oluşturulmasına yardımcı olacaktır. Ev kazaları, tüm insanları her zaman etkileyebilecek ve yangın durumlarının en fazla görüldüğü bir durumdur. Yangın acil durumlarını yönetmek için bir durumsal farkındalık destek sistemi tanıtılmış ve ev kazalarında olası olabilecek yangın durumları sistem modeli olarak ele alınmış, sistemi etkileyen faktörler ve olası durumları ile birlikte değerlendirilmiştir.

Keywords: Ev kazaları, Yangın, Karar destek sistemleri; Bilişsel odaklı karar destek; Durum bilinci; Durum değerlendirmesi; Risk değerlendirmesi; Bayes ağları

1. GİRİŞ

Yangın bilimsel anlamda yanıcı maddelerin, ısı ve oksijen ile birleşmesi sonucunda oluşan yanma reaksiyonlarının sebep olduğu bir olaydır. Yanıcı madde, oksijen ve ısı unsurlarının, kontrol dışında bir araya gelerek, kimyasal zincirleme tepkime ile birleşmesi sonucunda meydana gelen olayın çevreye verdiği zarara yangın denir. Yangının oluşma nedenlerinin başında yangına karşı önlemlerin alınmaması gelmektedir. Acil yangın durumlarında verilen kararlar insan hayatı kurtarmanın yanısıra maddi kayıplarında önüne geçmesi açısından önemlidir. Bununla birlikte, başlangıçta yeterli önlemlerin alınmamasından kaynaklanabilmektedir. Dolayısıyla durumsal farkındalık, yangın öncesi ve yangın sonrası tedbirleri de kapsayabilmektedir. Yangın güvenlik tedbirleri iki çeşittir. Bunlar;

1- Aktif Güvenlik Tedbirleri: Yangın çıktığı halde yangını söndürmek için bulunan cihazları kapamaktadır. Portatif söndürücüler, bina yangın su devreleri, otomatik yangın söndürme sistemleri, infilak söndürme sistemleri vb.
2- Pasif Güvenlik Tedbirleri: İkincil yangın önleme sistemlerini kapsamaktadır. Yangın alarm ve erken uyarı sistemleri, yapı ile ilgili tedbirler, bina tehlike ve kaçış imkanlarının planlanması, tutuşabilirliği kontrol etme vb (Semmelroth, Yorulmaz, 2001, Kılıç, 2010).

Özellikle yangın gibi hayati önem taşıyan acil durum yapısının sistematik olarak modellenmesi ve sistemin dinamik yapısının Bayes ağları ile modellenmesi, yapılacak olan çalışmada sistemin anlık değişme durumlarına adaptasyonu, dinamik sistemin tanımlanması ve analizi şu ana kadar ele alınmamış bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır. Kritik durumların analizi sürecinde kullanılan bilişsel karar destek yaklaşımı ile sistemin, bilgi toplama, planlama, ilgili risk durumlarının analiz edilmesi, karar verme aşamalarını kapsamaktadır (Ha ve Seong, 2009), (Melchers, 2001).

Yangın durumlarına ait karmaşık ve olağanüstü yapıdaki ve aynı anda gelişebilen farklı sistemlerden gelen uyarı alarmlarının değerlendirilmesinde, farklı risk durumlarına ait öncelikler belirlenmiştir. Belirlenen sisteme ait girdi ve süreç parametreleri iyi bir biçimde değerlendirilip, sisteme ait nihai kararların çok hızlı ve sağlıklı verilmesi sistem performansı açısından oldukça önemlidir. Bu kapsam içerisinde sistemde meydana gelen aktivite durumlarının değerlendirilmesi ve hızlı ve ani kararların alınması esnasında zihinsel iş yükü ve bu yüke bağlı hata durumlarının (Hsieh ve arkadaşları, 2012) en aza indirgenip değerlendirilmesinde, insani faktörlerininde (Niu ve arkadaşları, 2013) dikkate alınarak, sisteme ait modelleme işleminin en uygun bir biçimde gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, hedef olarak durumsal ağ modelleme süreci ve dinamik Bayes ağları, sisteme etki eden risk faktörlerinin belirli davranış durumları ile birlikte modellenerek, sistemin olası durumları içerisinde davranışının belirlenmesi ve modellenmesi hedeflenmiştir. Önerilen DFDS modeli dört temel bileşenden oluşmaktadır, bunlar ise

1- Online sistem gözlemleme ve izleme birimi, değişkenlere ait mevcut durum bileşenlerine ait verilerin toplanması,
2- Sistem performansını ve davranış durumunu değerlendirmek üzere, durumsal ağ ve bulanık risk tahmin yöntemi ile tehlikeli yangın durumlarının modellenmesi,
3- Kurtarma durum bileşeni ile birlikte, tehlikeli durumların risk düzeylerini azaltılması,
4- İnsan-bilgisayar arayüzü aracılığı ile bilgisayar etkileşimini en üst düzeyde tutulması yer almaktadır.

Sistemin teknik yönden mevcut eldeki kaynakların sistem içerisindeki çalışma biçimleri modellenip, test edilip, değerlendirilmesi mümkün iken, sistem içerisinde, sistemin davranışını etkileyen insani faktörlerin de ele alınıp değerlendirilmesi, sistem performansının analizi açısından oldukça zordur. Bu bağlamda, yangın durumlarının yani beklenmedik anormal durumların yönetilmesinde, bilişsel karar destek sistemlerinden alınan yardım sayesinde daha kolay bir biçimde çözümlenerek, sistem içerisinde yer alan itfaiyecinin iş yükünü ve iş stresini azaltacak ve hata oranını da minimize edecek bir model oluşturulacaktır.

Bu çalışmada, karar destek sistemleri, karar vermede destek sistem olarak kullanılmasından çok insanlı bilişsel yaklaşım ile birlikte "zihinsel destek sistemlerinin yürütülmesi-idare edilmesi " (Chen ve Lee, 2013) yönünden ele alınmıştır. Yıllar boyunca, model tabanlı ve veri tabanlı DSS'lerinin, çeşitli alanlarda başarılı örnekleri yer almaktadır. Model tabanlı karar destek sistemleri model parametrelerini belirlemek için karar problemlerine göre istatistik, finans, optimizasyon, ya da simülasyon modellerinin oluşturulması ile karar verme sürecinde yer almıştır. Veri tabanlı karar destek sistemleri ise, büyük veri tabanlarının oluşturulması, verilere erişim, verilerin depolanması ve bu verilerden gerekli çıktıların elde edilmesi sürecinde bilginin algılanması ve bütünleşik bir yapı ile değerlendirilmesi süreçlerini kapsamaktadır (Power ve Sharda, 2007).

Model tabanlı ve veri tabanlı karar destek sistemlerinden farklı olarak, bilişsel karar destek sistemleri, şu ana dek yeterinde araştırılmamış ve insan boyutlu bilişsel bakış açısından yeterince faydalanılmamıştır. Dolayısıyla algılama, kapsamlı düşünme ve projelendirme özelliklerine yer verilmemiştir (Niu ve arkadaşları, 2013). Bilişsel bakış açılarından birisi ise, çalışanın durum farkındalığı, karar vermede ön koşul olarak kabul edilebilir. Durum farkındalığı, çevresel ortam elemanlarının algılanması, kendi anlayışını anlamak, yakın gelecekte, çevre durumuna göre izdüşüm oluşturarak projelendirmek olarak ifade edebiliriz (Endsley, 1995).

Kaza, önceden planlanmamış, beklenmedik bir anda ortaya çıkan yaralanmalar, can ve mal kayıplarına neden olan olaylardır. Ne zaman, nerede, nasıl meydana geleceği bilinmeyen, kaç kişinin ve nasıl yaralanacağı belli olmayan olaylardır. Uluslararası tanıma göre eğer bir kaza sonucu en az on kişi

hastaneye yatar ve en az 25 kişi zarar görürse bu kazaya kitlesel kaza (afet) denmektedir. Kaza nedenlerinin başında dikkatsizlik, ihmâlkarlık ve kadercilik gelmektedir. Ülkemizde meydana gelen kazaların % 90'ı bireysel nedenlerden kaynaklanmaktadır. Bireylerin kazalara karşı bilinçlendirilmeleri ve çevre etkenlerine karşı gerekli önlemleri almaları sağlanmalıdır.
Kazalar oluş yerlerine ve nedenine göre altıya ayrılır:
• Trafik Kazaları
• İş Kazaları
• Endüstriyel Kazalar
• Spor Kazaları
• Okul Kazaları
• Ev Kazaları

Ev kazaları da en sık karşılaşılan ve aynı zamanda ölümcül olmasının yanında kalıcı sakatlık yaratabilen kazalar arasında bulunuyor. Ev kazaları tüm kazaların yüzde 25'ini oluşturuyor. Uzmanlar ülkemizde yılda yaklaşık 6 milyon insanın ev kazasına uğradığı ve bu kazalarda 3-4 bin kişinin yaşamını yitirdiğini belirtiyorlar. Düşme, kesiklere bağlı yaralanmalar, yabancı cisimlerle boğulma, zehirlenme, yanıklar, elektrik çarpması en sık görülen ev kazaları arasında yer alıyor. Evde en tehlikeli yerler olarak ise mutfak, banyo ve bahçelerde ortaya çıkan yangın kazaları gösteriliyor (İnce ve arkadaşları).

Ev kazalarına bağlı ölümlerin beşte birinin yangınlara bağlı olduğu tahmin edilmektedir. Evlerdeki kazaların büyük bölümü mutfak, çatı yada bodrum katlarından çıkmaktadır. Yangın sırasında duman havadan hafif olduğu için taze hava yere yakın seviyededir. Ev yangınlarının önemli nedenlerinden birisi dikkatsiz sigara içilmesi ve hatalı kibrit kullanımıdır. Geliştirilecek olan durum farkındalık tabanlı karar mekanizması yapısı ile birlikte, sistemin daha dinamik bir yapı ile anlık karar durumlarında daha etkin olacağı düşünülmektedir.

Durumsal farkındalık daha çok, bir çok kazanın, ve dolayısıyla yangın olayın temeline inerek, güvenlik-kritik çevre değerlendirmesi ile birlikte, çoklu hedeflerin anlık takip edilerek, çoklu görev durumları için operatörün yani itfaiyecinin dikkatini, performansını, zamansal olarak yaşanan stres ile birlikte zayıf performans sonuçlarının getirmiş olduğu negatif etkinin dikkate alınması gerekmektedir (Kaber ve Endsley, 1998).

Bu çalışmanın temel amacı , olağanüstü yangın durumlarında kullanılmak üzere kapsamlı ve pratik bir insan-itfaiyeci-operatör destek sisteminin durum farkındalığı kavramı ile birlikte geliştirilmesidir.
Önerilen destek sistemi dört ana bileşenden oluşmaktadır;
1) Durum veri toplama (örneğin sensörler gibi , örneğin gözlemlenebilir değişkenler gibi) ilgili durumları modellemek için dinamik bir Bayes ağ tabanlı durumsal ağ ve üretmek için bir risk tahmini yöntem içerir ,
2) durum değerlendirmesinde, değerlendirme sonucu ,
3) durum farkındalığına bağlı olarak kurtarma çalışmaları ve
4) bir insan-bilgisayar arayüzü.

Bu çalışmada, 2. Bölüm bu konu kapsamında şimdiye kadar yapılmış çalışmalar, bir sonraki bölümde ise, durum farkındalığı kavramı ile ilgili detaylı bilgi verilmiştir. Yangın durum farkındalığı destek sistemi temel bileşenleri hakkında bilgi verilmiştir. Bayes ağları ile modellenen sistemin davranış yapısı hakkında kısa bilgi verilmiş ve sistem performansının değerlendirilmesinde ise belirsiz durumları analiz edilmek suretiyle bulanık mantık yaklaşımı kullanılmıştır. Sonuç bölümünde ise sistemin getirmiş olduğu katkılar ve bir sonraki çalışmada yapılabilecek çalışmalara yer verilmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Yangın öncesi alınacak tedbirler yada yangına hızlı müdahale maddi kayıpların önüne geçilmesinin yanısıra aynı zamanda, geri dönüşü olmayan can kayıplarının da önüne geçilmiş olmaktadır. Dolayısıyla yangın öncesi ön tedbirler ile birlikte yangın esnasında hızlı müdahale, kaynakların etkin ve yerinde kullanımı maddi hasar ve can kayıplarının engellenmesi ile yaşam kalitesinin artırılması yönünde önemli katkı sağlayacaktır. Xin ve Huang(2013) yılında yapmış oldukları çalışmada yangınları gruplandırarak, 2007-2010 yılları arasındaki verileri bina yangını (evler-yurtlar), endüstriyel binalar (fabrikalar, depolar), kamu alanları, lokantalar, ticari alanlar, ofisler, okullar, hastaneler, bakım evleri, montaj alanları, oteller, tarımdal alanlar ve ulaşım şeklinde vermişlerdir. Yine aynı çalışmada yangın istatistiklerine yer verilerek İngilterede yangınların %78'inin, Avusturalya'da %75.2'sinin şehirlerde insanların yaşam alanlarında meydana geldiği görülmektedir. Yangına yangın esnasında ufak bir müdahale olayı bile yangının çok büyümesini engelleyecek ve yangının daha büyük maddi ve can kayıplarını engelleyebilecektir. Dolayısyla yangının sıklıkla örüldüğü alanların belirlenmesi ve önleyici tedbirlerin alınması tamamen yangın riskini azaltıcı önlemler yangının görülme sıklık değerlerinin değerlendirilmesine bağlıdır. Yangın risk yönetimi ile olasılık durumlarının değerlendirilebileceği hususunu da ele almışlardır. Wu ve arkadaşları (2014) Çin'de meydana gelen şehir yangınlarına yönelik, hata ağacı yöntemi ve bulanık mantık yaklaşımı ile risk durumlarının birbirlerini etkileme durumlarını ele almışlardır. Ele almış oldukları istatistiksel verileri aşağıda yer alan parametreler ile sınırlandırmışlardır. Aynı zamanda Yurtay ve arkadaşları (2014) Sakarya iline ait 10550 yangın verisini veri madenciliği yöntemi ile değerlendirerek birliktelik (Appriori) kuralları elde etmişlerdir. Türkiye'de yapılan çalışmalarda ev içinde kaza sıklığı kabaca %28-65 arasında değişmektedir (Atak ve arkadaşları, 2010; Köse ve Bakırcı, 2007; Güler ve Çobanoğlu, 1994). Dey (2001) risk yönetimi için genel bir yapıda karar destek sistemi önermiştir. Riskin tanımlanması, riskin haritalanması karar ağacı ile göstermiştir.

Oluşturulacak karar destek sistemi öncelikli olarak mevcut durumunun analiz edilmesi esnasında sistem durumunun modelinin kurulması gerekecektir. Model kurulma esnasında ise, karar altertiflerinin belirlenmesi, sistemi oluşturan sınırlamaların tanımlanması, alternatifler değerlendirmede kullanılacak olan hedefler önceden belirlenmiştir. Önerilen model ile olabilecek tüm risk alternatifleri değerlendirilerek zaman boyutu ve mevcut kaynakların en hızlı ve verimli bir biçimde kullanılması hedeflenmektedir. Dinamik Bayes ağları ile olasılık risk matrisi ile sistem davranışı modellenmiştir.

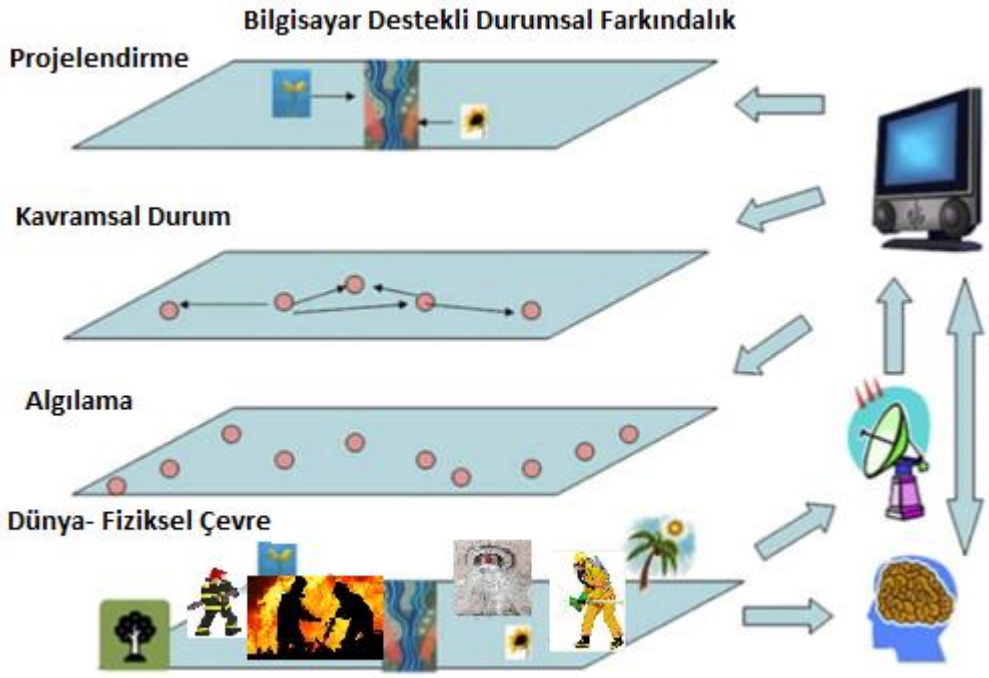
Çıkan yangınları söndürmek için yerleşim yerlerine itfaiye teşkilatları kurulmuştur. İtfaiye çıkan yangınları söndüren, yangının etrafa dağılmasını engelleyen ve yanan yerden kalanları olabildiğince kurtaran bir kuruluştur. İtfaiye teşkilatları can ve mal güvenliğini, yangınlardan ve yangına bağlı tehlikelerden korumak, acil durum ve ambulans hizmetlerini sağlamak, teknik kurtarma hizmetleri vermek ve ayrıca biyolojik, kimyasal ve radyoaktif tehlikelere karşı ilk müdahaleyi yapmakla sorumludur. Bilgisizlik, ihmal, tedbirsizlik sonucu oluşan yangına karşı insanoğlu çeşitli önlemleri almıştır. Günümüzde bu önlemlerin en geliştirilmişi İtfaiye örgütüdür. Günün 24 saati aktif olarak görevini yürüten itfaiye teşkilatı, teknik bilgi ve gelişmelere uyarak kurtarma görevlerini sürdürmektedirler. İtfaiye teşkilatlarının başlıca görev ve yetkileri şunlardır;

- Yangınla mücadele,
- Hastane öncesi acil durum tıbbi bakımı,
- Arama ve kurtarma,
- Yapısal tahliye,
- Kimyasal, biyolojik, radyolojik, nükleer ve yüksek patlayıcı/tehlikeli maddeler can emniyeti,
- Kitlesel kirlenmeyi önleme çalışmaları,
- Kundakçılık ile ilgili soruşturmalar,
- Yangınları önlemeye yönelik kontrolleri kapsamaktadır.

Açıklanan bu kavramlar ile birlikte sistem modellemesinde kullanılan durumsal farkındalık kavramına yer verilmiştir.

2.1 Durumsal Farkındalık Kavramı

Duruma ait koşullar kümesinde yer alan hedefler ve bunların bağlantılı olmuş olduğu bir yada birden fazla çevresel durumun dikkate alınması sürecidir. Durumsal farkındalık, çevreye ait elemanların zaman ve durum-uzay boyutu ile birlikte, yakın gelecekteki durumunu da yani izdüşümünü algılayarak, farkında olma yani algılama sürecidir (Endsley, 1995). Durumsal farkındalık modelinin içermiş olduğu kavramsal yapı Şekil 1'de gösterilmiştir. Dört seviyeden oluşan bu yapı içerisinde, en altta yer alan seviye fiziksel çevre ile birlikte, fiziksel çevrenin tüm yönlerini insan faktörü ile birlikte gözlemleyerek mümkün olan bütün girdileri bilgisayar sisteminden çok daha iyi bir biçimde algılayabilmektedir. Bir sonraki katmanda yer alan algı ise, noktalar, sensörler şeklinde ve aynı zamanda bilgisayar belleği olarak sembolize edilmiştir. Durumsallık tanımında ise odak nesne açıklanan ilişkilere ve çevreyle olan ilişkileri kapsamaktadır. En üst tabaka ise gelecekteki olayları ve bunların etkileri ile birlikte (Kokar ve arkadaşları, 2009) tahmin yeteneği olarak tanımlamaktadır.



Şekil 1 Bilgisayar Destekli Yangın Durumsal Farkındalık Sistemi (Kokar ve arkadaşları, 2009)

2.2 . Bayes Ağları

Bir Bayes ağı (BN) nedensel bir sürecin belirsizlik ile modellenmesinde, matematiksel grafiksel gösterimi yöntemidir. Her bir düğüm bir değişkeni temsil eder ve oklar ise bağlı düğümler arasında doğrudan olasılık ilişkilerini göstermektedir . Dinamik BNS (DBNs) ise farklı değişkenlerin, farklı zaman dilimlerinde tanımlanması şeklinde ifade edilebilir.

2.2.1 Bayes Ağları ile Model Formülasyonu

Bayes Ağları değişkenlerin düğümler, değişkenler arası olasılıksal bağımlılık ilişkilerinin ise yönlü oklar aracılığıyla gösterilir. Bayes ağları yönlü dönüşsüz ağlardır (directed acyclic network) ve her düğüm ayrı

bir değişkeni ifade eder. Genel olarak bir Bayes Ağı, düğümler ve oklar aracılığıyla değişkenler ve değişkenler arası olasılıksal ilişkilerin gösteriminin yapıldığı grafiksel kısım ve değişkenlere ait koşullu olasılık tabloları olmak üzere iki ana parçadan oluşur. Ayrıca bu değişkenler rastgele değişkenler arasındaki sıralama da bayes ağları ile gösterilebilir (basitçe bir düğümden diğer düğüme geçiş sırası).

Bu çalışmada, geleneksel Bayes yaklaşımı ile birlikte PN durumuna ait nesneler arasındaki statik sebep-sonuç ilişkilerinin bir göstergesi olarak kabul edilebilir. D- ayırma konsepti kaynaklanan koşullu bağımsızlık ve zincir kuralı dayanarak , değişkenler $X = \{X_1,\ldots,Xn\}$, ile ifade edildiğinde ağda yer alan değişkenlerin ortak olasılık dağılımı P (X) ise (Khakzad, 2012):
eşitlik (1)

$$P(X) = \prod_{i=1}^{n} P(X_i|Pa(X_i))$$

$Pa(X_i)$ 'de i = 1,…,n için X_i aile kümesi için olasılık dağılımını ifade eder. $Pa(X_i)$ boş küme olduğunda Xi ikök düğümü ifade eder ve öncelik olasılık durumu ise $P(X_i|Pa(X_i)) = P(X_i)$ gösterilir. Bayes ağları Bayes' teoremini kullanarak nesnelerin verilen yeni bilgiye ait öncelik olasılık durumunu değerlendirmektedir. Bu yeni bilgi, E, kanıt olarak ifade edilir ve genellikle system süreci esnasında, oluşan yada oluşmayan nesne durumlarını içermektedir ve
eşitlik (2)

$$P(X|E) = \frac{P(X,E)}{P(E)} = \frac{P(X,E)}{\sum_X P(X,E).}$$

Bu denklem , belirli bir ağ olasılık tahmini veya olasılık güncellenmesi için kullanılır. Tahmini analizde , P biçimsel şartlı olasılıklarını (durum | nesne) göstermektedir. Belirli bir birincil nesne oluşumunu ya da olmayan oluşumunu verilen özel bir durum ortaya çıkması olasılığında hangisi olduğunun göstermesinde hesaplanmaktadır. Analiz güncellenmesi , P koşullu olasılıkları (nesne | durum) belirli bir durumun ortaya çıkması ile verilen belirli bir nesne oluşumu olasılığını gösteren değerlendirmedir.

2.2.2. Dinamik Bayes Ağı

Dinamik Bayes Ağı (DBA) statik Bayes ağından elde edilebilir, değişkenler arasındaki ilgili zamansal bağımlılıkların tanıtıldığı, farklı zamanlara ait belirli sistem davranışının tanımlanmasıdır. DBA genellikle iki tip bağımlı içermektedir: eşit seviyede ve eşit seviyede olmayandır. Ele almış olduğumuz modelde eşit seviyede olmayan yapı ele alınmıştır. Çünkü sistemi etkileyen faktörler eşit ağırlıklara sahip değil ve dinamik yapıda sistemi etkileyen faktörler, zamansal faktör ile anlık değişkenlik gösterebilmektedir.

Eşit seviyede olmayan değişkenler farklı zaman dilimine ait düğümlerde yer alan değişkenleri ifade etmektedir. Eşit seviyede olan değişkenler ise, aynı zaman periyodu içerisinde yer alan değişkenler ait düğümleri ifade etmektedir (Murphy, 2002). DBA (B, 2TBN) olarak tanımlandığında, Bayes ağına ait B_1 'in öncelik dağılımı $P(X_1)$ ve 2TBN ise 2 parçaya ayrılmış geçici Bayes Ağı ile ifade edilmektedir.

eşitlik (3)

$$P(X_t|X_{t-1}) = \prod_{i=1}^{n} P\left(X_t^i|Pa\left(X_t^i\right)\right)$$

X_{ti} düğüme ait zaman dilimini t ve Pa (X_{ti}) bir düğüm zaman dilimi t veya zaman dilimi t-1 zaman dilimi içerisinde yer alan ebeveyn düğüm kümesini göstermektedir. 2TBN birinci dilimine ait zaman faktörü ile düğümler içerisinde hiç bir parametre yer almamaktadır fakat ikinci dilime ait her bir düğüm kesikli değişkenlere ait koşullu olasılık tablosu yada sürekli değişikenler için koşullu olasılık dağılımı tüm $t > 1$ için $P(X_{ti}|Pa(X_{ti}))$ tanımlanmıştır. Oklarla ilgili zaman dilimi içerisinde yer alan dilimler arasındaki akışı yansıtmaktadır. X_{t-1i} den X_{ti} akışında X_{ti} kalıcı düğümü ifade eder. Bir dilim içinde arklar keyfi ve arklar " anlık " nedenselliği temsil yönetti . Bir DBN semantik 2TBN T zaman dilimleri boyunca tanımlanmaktadır. Ortak dağılım ise (Murphy, 2002):

eşitlik (4)

$$P(X_{1:T}) = \prod_{t=1}^{T}\prod_{i=1}^{n} P\left(X_t^i \middle| Pa\left(X_t^i\right)\right).$$

Tam çıkarım NP-zor olduğundan, yakınsama algoritmaları kümeleme, atanmamış ağaç ve ileri-geri beslemeli ağ algoritmaları kullanılabilir .

2.3 Bulanık Kümeler ve Bulanık Mantık Sistemleri

Bulanık mantık geleneksel küme teorisinin aksine Boolean mantığına dayalı olarak 0 ve 1 arasındaki üyelik fonksiyonları değerleri ile belirsizlik ya da kesin olmayan durumlar ile ilgili bir kavramdır. Bulanık mantığa dayalı bulanık küme teorisi belirli bir nesne ya da değişken 1 kümenin tamamını yada 0 kümenin hiç bir üyesini kasamayacak yapıyı ifade etmektedir.

Bulanık küme kuramı, bir elemanın bir kümeye kısmi üyeliğine olanak sağlar. Eğer üyelik derecesi olarak adlandırılan üyelik fonksiyonunun değeri bire eşitse x elemanı bulanık kümeye tamamen aittir. Eğer bu değer sıfır ise, x bulanık kümeye ait değildir. Eğer üyelik derecesi sıfır ile bir arasında ise x bulanık kümenin kısmi üyesidir. Bulanık küme literatüründe, genellikle kesin terimi bulanık olmayan büyüklükleri belirtmek için kullanılır. Örneğin; kesin sayı, kesin küme, vb.

Tanım 1: (bulanık küme) A bulanık kümesi, X evrensel tanım kümesi üzerindeki üyelik fonksiyonu, her bir x ∈ X, [0,1] aralığında $\mu_A(x)$ üyelik fonksiyonu ile tanımlanır:

$$\mu_A(x) : X \rightarrow [0, 1]$$ eşitlik (5).

F(X) ile X uzayındadaki tüm bulanık kümeleri gösterir.

Tanım 2: (α-kesim) A bulanık kümesi, X evrensel kümesi içerisinde $\alpha \in (0,1]$'dır. α- kesim yada α-seviyesi A bulanık küme içerisinde kesin küme A_α ile tanımlanmaktadır.

$$A_\alpha = \{x \mid \mu_A(x) \geq \alpha, \ \alpha \in [0,1].\}$$ eşitlik (6)

Ayrıca α -kesim operatörü, α -kesim(A, α) şeklinde de gösterilir.

Tanım 3: (tam α -kesim) Her x A α için $\mu_A(x) \neq \alpha$ ise Aa α -kesimi tamdır.

Tanım 4 :

(Bulanık sayı) (Shapiro, 2009) : ℝ bir bulanık küme A aşağıdaki koşullara sahiptir :

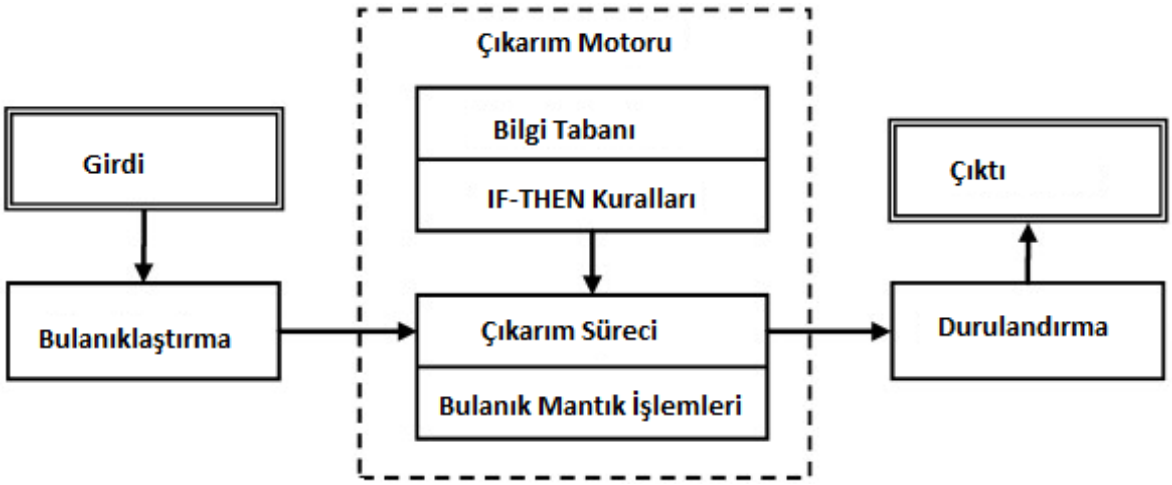
• A , normaldir

• Aα her α ∈ (0,1] kapalı aralığındadır,

• A desteği sınırlıdır .

Tanım 5:.

(Bulanık mantık sistemi) (Markowski ve arkadaşları, 2011) : Bir bulanık mantık sistemi (FLS) Şekil 2'de de yer aldığı gibi, üç parçadan oluşmaktadır: Bulanıklaştırma, bulanık çıkarım motoru ve durulama. Bulanıklaştırma süreci, bulanık kümelerin tüm girdi değişkenlerine uygulanmaktadır. Bulanık çıkarım motoru, girdi değişkenlerini ve bunların aralarında yer alan mantıksal ilişkiyi dikkate alarak bulanık mantık yöntemlerini kullanarak çıktı üretir. Durulandırma işleminde ise çıktının bulanık küme değeri kesin net değere dönüştürülür.



Şekil 2. Bulanık Mantık Sistemi (Markowski ve arkadaşları, 2011, Turgay, 1997)

3. Durumsal Farkındalık ile Sistem Modelleme

Durumsal farkındalık kavramı literatürde geniş bir alana sahiptir, bu kavram bilişsel yük değerlenirme ve destek konuları ile birlikte modellenebilmektedir. Araştırmalar çoğunlukla, durum değerlendirme modellerindeki gelişmelere odaklanmıştır, daha çok durumsal farkındalığının gerçekleştirilmesinden çok bu konu hakkında gerçekleştirilen başarılara odaklanmıştır. Bu çalışmada ise durumsal farkındalığın değerlendirilmesi ve modelleme üzerinde çalışılacaktır.

3.1 . Durumsal Farkındalık Değerlendirme Yöntemleri

Durum değerlendirme yöntemleri, modellerin temel özelliklerini genel prensiplerini açıklayarak insanların bilgiyi durumsal farkındalık kavramı ile birlikte nasıl işleyeceği ve kullanacağı ifade eder. Durumsal farkında olma tam olarak algılama ve sonuçta durumun değerelndirilmesi sürecini kapsamaktadır. Durumsal farkındalığın dinamik ve işbirliksel süreci içerisinde, veri bütünleşmesi ile durumun ihtiyacı olan değerlendirmenin gerçekleştirilmesi ve bilgisayar destekli zeki tekniklerin geliştirilmesi ve uygulanması sürecidir (Endsley, 1995). Durumsal farkındalık esasında, duruma ait yapının yakın bir gelecek için tahmin edilmesi sürecidir, üçüncü seviyede yer alan bir durumsal farkındalık modeli, aynı zamanda tahmin sürecinin yürütülmesinde doğru araçların kullanılmasına olanak tanımaktadır.

3.2 . Durumsal Farkındalık Destek Sistemleri

Durumsal farkındalık sistemleri için farklı alanlarda bilgisayar destekli süreç değerlendirilmesi kullanılmıştır. Durumsal farkındalık destek sistemi, deniz güvenliği sistemi için de aynı zamanda geliştirilmiştir. Deniz tehdit algılama sitemi geliştirilerek, sensor tabanlı bilgi ile kavramsal bilgi ve alansal yapıya ait zeki sistemlerden gelen çeşitli kaynaklar temel alınarak bütünleşik yapı geliştirilmiştir. Sistem normal davranıştan herhangi bir sapmayı algılama yeteneğine sahiptir (Van den Broek, 2011). Modele dayalı olarak geliştirilen durumsal farkındalık destek sistemi ise, durum analizi karar destek sistemi olarak geliştirilen, CorASM bileşen desteğine sahip durum makine modelleme sistemini temel alan destek sistemin geliştirilmesini altyapının korunması ve acil durumlara cevap vermek üzere geliştirilmiştir (Farahbod ve arkadaşları, 2011). Askeriyede çeşitli Durumsal Farkındalık Sistemleri oluşturulmuş, veriler farklı kaynaklardan elde edilerek süzülmüş ve düşük seviyedeki veriler değerlendirilmiş ve analiz edilmiştir (Ghanea-Hercock ve arkadaşları, 2007, Smart ve arkadaşları, 2007). Öyleki bu sistemler, detaylı olarak alan ile ilgili kavramsal modelleme ve sonuçlardan, sonuç üretme yeteneğine sahip olabilmektedir. Kullanmış oldukları çeşitli bilginin entegrasyonu çalışması ile birlikte, gelecek durumların tahmin edilmesi, sistem mimarisinin geliştirilmesi ile birlikte, kullanılan formal mantığa odaklanarak, Durumsal Farkındalık sistemi için otomatik sistemin inşa edilmesine odaklanmıştır (Baader ve arkadaşları, 2009).

Durumsal Farkındalık sistemi, insanlar ve yapay sinir ağları ile birlikte, kuvvetin tahmin edilmesi sürecinde, üç katmanlı öğrenme modunda, hesaplama fonksiyonunu kapsamaktadır: ilk eğitim için denetim ve bilginin güncellenmesi, ikinci olarak, online işlemsel düzeltme için takviye ve üçüncü olarak, tümü dışardan gelen uyarılar için denetimsiz öğrenme şeklinde ifade edilebilir. Sistem üç katmanlı öğrenme tipini kapsayarak, kullanılan mimari ile birlikte, rezonans durumuna adapte olmayı da hedeflemektedir.

Durumsal Farkındalık sistemi askeriyede insanlar ve yapay sinir ağları birleşimi ile birlikte önerilmiş ve sistem içerisinde üç farklı öğrenme yaklaşımı ile birlikte hesaplama modülünde yer verilmiştir (Brannon ve arkadaşları, 2009): 1.) ilk eğitim ve bilginin güncellenmesi için denetimli öğrenme, 2.) online süreç iyileştimesi için takviyeli öğrenme, ve 3.) dış sinyalle denetimsiz öğrenme. Sistem bu üç tip öğrenme biçimine göre kendi durumunu dikkate alarak, adaptif rezonans teorisine göre ayarlama yapabilmektedir. Havacılık alanında, yüksek-ağır çalışma şartlarına sahip pilotlar, taktiksel durumsal farkındalık sistemini geliştirmişlerdir (Kim ve Hoffmann, 2003). Önerdikleri sistem, görsel ve duyusal bilgilere dayalı olarak değil, sezgisel insan- bilgisayar arayüzü şeklinde dokunsal bir cihaz ile donatılmış, giyilebilir bir takımdan oluşmaktadır. Durumsal farkındalık sistemleri komut ve kontrol sistemleri ile ilgili olsada bu alanlar ile sınırlı değildir. İş zekası sistemleri, örneğin bilişsel karar destek sistemleri FACETS olarak adlandırılan ve değerlendirilen durumsal değerlendirme modeli ile ele alınmaktadır (Niu ve arkadaşları, 2013). FACETS'in hedefi zayıf yapılı karar durumlarında yöneticilere destek olarak karar vermek için durumsal farkındalık modeli geliştirmişlerdir.

Geliştirilen durumsal farkındalık tabanlı bilgi sistemi aracılığı ile durum analizi yapmanın ötesinde sistemin karşılaşabileceği alternatif durumlar ve bu tür durumlarda sistem davranışı analiz edilerek sistemin olası durum analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3'de Durum Farkındalığı Tabanlı Sisteme ait bileşenler yer almaktadır (Niu ve arkadaşları, 2009). Yöntem aşağıdaki adımlardan oluşmaktadır (Endsley, 2006):

Aşama 1: Durumsal Farkındalık için gerekli olan bileşenlerin tanımlanması, tanımlanan bu bileşenler ile birlikte, hedef odaklı görev analizinin gerçekleştirilmesi ve gerçekleştirilen bu bileşenler ile birlikte işlemcinin veri ve bilgi ihtiyacının tanımlanması gerekmektedir (Seviye 1). Bilginin anlaşılabilmesi için bağlantının kurulması (Seviye 2), gelecekteki olayların projelendirilmesi (Seviye 3) (Jones ve arkadaşları, 2011) olarak tanımlanmıştır. Bu analizde, temel hedef ve alt hedefler, parçasal olarak işin tanımlanması ve belirlenen sistem durumuna göre kararların verilmesi sürecini kapsamaktadır. Hedeflenen sistem görev tabanlı bir sistem değil, karar verme sürecinde yardımcı olacak bir sistemdir (Endsley, 2006).

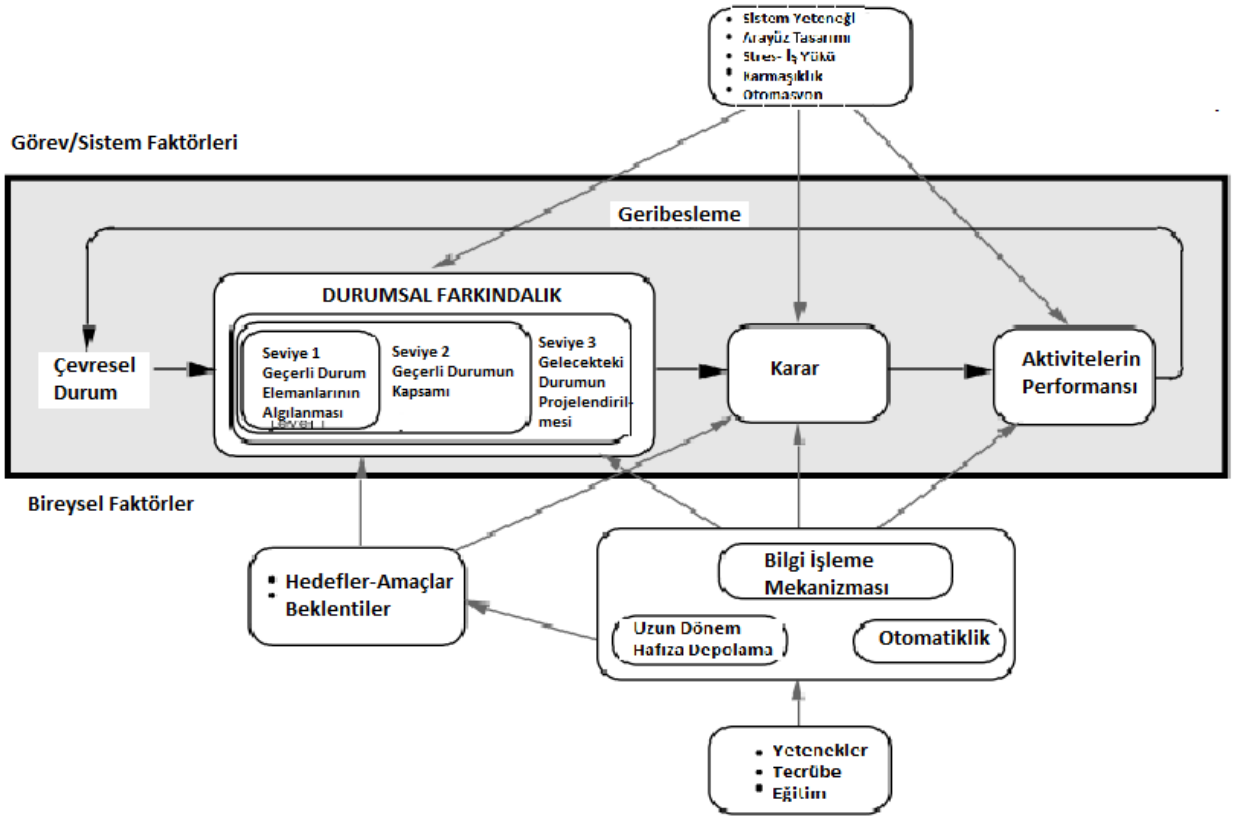
Aşama 2: DFKDS'inin geliştirilmesi. Durum değerlendirme, ürün durumunun değerlendirilmesi şeklinde ele alındığında, karar verme sürecinin girdisi olarak durum değerlendirmesi, önerilen modelin en önemli bir parçası olarak gerçekleştirilir. DFKDS bilgi tabanlı olarak, mevcut bilgiyi kullanarak durum değerlendirmesi işlemini gerçekleştirir. Bu çalışmada Dinamik Bayes Ağları tabanlı durum değerlendirme seçenekleri kullanılarak alternatif durumların değerlendirme işlemleri gerçekleştirilecektir. Sensörlerden toplanan durum alanı ile ilgili bilgiler ve bu bilgilerin durumsal farkındalıklara göre sınıflandırılıp, çok kritik-kritik ve az kritik şeklinde değerlendirilmesi ile birlikte bilgilere göre durumsal önlemlerin alınması önemli yaklaşımlardan birisi olarak karşımıza çıkmaktadır. Duruma ait risk seviyesi kabul edilemez ise, (durumun anormal olması durumu gibi), uygun aktivite, hareketler, önerilen geri kazanma, durumun önlenmesi gibi bir durum ile birlikte işleme geçirilmektedir. Uygulama bölümünde ise, sistem çevreden gelen yeni bilgileri güncelleyecek ve sistemin anormal durumlarına karşı alternatif hareket durumu belirlenecektir. Durum ile ilgili kullanışlı bilgi, nesneler, gözlemlenen değişkenler, insan-bilgisayar arayüzünde temsil edilerek, bunlara ait tüm dinamik durumlar dikkate alınarak model geliştirilecektir.

Aşama 3: Önerilen sistemin tasarlanması, ve yerine getirilmesi sürecinde, Durumsal Farkındalık odaklı tasarım prensipleri uygulanmıştır. Otomasyon, karmaşıklık, ve bilgi belirsizliği ve çeşitli kurallar arası

ilişki durumlarının dikkate alındığı tasarım sistemleri ve Durumsal Farkındalık Sistemi tabanlı süreçlerde aşağıdaki alt işlemler uygulanmıştır (Endsley, 2006): a.) Planlama, b.)Analiz, c.) Tasarım, d.)Geliştirme, e.)Test etme, f.) Uygulama, g.) Ön Kontrol.

Aşama 4: Önerilen DFKDS'inin değerlendirilmesinde, çeşitli kriterlere göre yerine getirilecek işlemlerin değerlendirilmesi yer almaktadır. Önceki iki işlem basamağında, sistem gözden geçirilmiş ve geliştirilmiştir. Durum Farkındalık analizi yada duyarlılık analizi DFKDS'inin ölçümlerine bağlı olarak parçasal değerlendirme ile birlikte gerçekleştirilmiştir. Dinamik Bayes Ağı, durumsal modelin daha etkin yapacak bire şekilde duyarlılık analizi ile birlikte geliştirilmiştir. Önerilen sistemin bütünsel geçerlilik analizinde ise, uygun Durumsal Farkındalık yöntemleri kullanılarak sisteme uygun yapının analizi gerçekleştirilmiştir.

Adım 5: Önerilen Durumsal Farkındalık Karar Destek Sistemi uygulamada detaylı olarak ele alınmıştır. Literatürde kaza ve yaralanmalara ait çok sayıda örnek yer almakta ve bunlarda kullanıcının anında durumu tanımlaması gibi bir seçenek yer almamaktadır. Durumsal Farkındalık ile ilgili geliştirilen performans analiz yaklaşımı bu çalışmada gösterilmiştir.



Şekil 3. Durumsal Farkındalık Tabanlı Sistem Süreci (Endsley, 2006)

3.3. Akıllı Durumsal Farkındalık Destek Sistemi

Karmaşık ve dinamik sistemlerin güvenlik koşullarının sürdürülmesi, kabul edilen kriter altında tutulan riskler, kritik değişimler, sosyal, ekonomik ve çevresel göstergeler ile birlikte verilen kararın dinamik olarak değişen koşullarının değerlendirilmesi sürecidir. Bu çalışmada yer alan metodolojiye göre, durum farkındalık karar destek sistemi geliştirilmiştir. Önerilen modele ait gereklilikler ve Durumsal Farkındalık Karar Destek Sisteminin bileşenleri bir sonraki bölümlerde detaylı olarak verilmiştir.

3.3.1. Durum Farkındalık Karar Destek Sistemi Bileşenleri (DFKDS)

Önerilen modelin bileşenleri görev odaklı görev analizi yaklaşımı ile birlikte belirlenmiştir. ALARP'a göre, süreçler için gerekli olan potansiyel tehlikeli durumlar aşağıdaki şekilde gösterilmiştir:

a- niyet edilen amaca göre uygun fonksiyonun belirlenmesi,
b- fonksiyonel yapıya atanan risklerin etkin biçimde düşük olması,
c- etkin güvenlik ve acil durum ölçümleri belgelenmiştir.

Sistemin ana hedefi, riski ortadan kaldırmak yada kabul edilen seviyede azaltmaktır. Görev analizi yaklaşımına ait diğer elemanlar Tablo 1'de verilmiştir. Ana hedef iki alt hedef ile desteklenmiştir: riskin tanımlanması ve riskin azaltılması. Temel kararlar, her bir alt hedefin tanımlanması için ve her bir alt hedefin tanımlanması ile DF gereklilikleri ile birlikte karar vermede kullanılmaktadır.

3.3.2. Önerilen DFDS modeli

Temel alınan Durumsal Faktörler bileşenleri, önerilen DFSS modelinde durumların ve nesnelerin birbirleri ile olan ilişkilerinin nasıl olduğunu temel alan BN ile birlikte, sistem durumunun nasıl güncelendiği, ve durumlara ait risklerin istenen seviyede nasıl azaltılacağını ele alır. Önerilen sistem modeli Şekil 4'te gösterilmiştir. Takip eden bölümlerde, bileşenler detaylı olarak açıklanacak ve alt hedeflerin işlevleri, tanımlanan kararlardaki yer tanımlaması ile birlikte, takip eden, temel hedefin gereklilikleri tanımlanacak ve açıklanacaktır.

Tablo 1. DF bileşenleri için güvenlik hedefleri, kararlar (Naderpour ve arkadaşları, 2014)

Hedef: Risklerin istenilen pratik dğzeyde azaltılması yada ortadan kaldırılması
Althedef 1: Risklerin belirlenmesi
Karar 1–1: Tehlikeli durumun tanımlanması
L1: Tehlikeli durumu oluşturan etkenler ve ilişkileri
• *L1: Tehlikeli durumu oluşturan durumlar ve ilişkileri*
• *L2: Sistemi tehdit eden tehlikeli durumlar*
Karar 1–2: Olasılığın belirlenmesi
• *L1: Tehlikeli durum ile ilgili sebep olan nesneler*
• *L1: Tehlikeli durum ile ilgili gözlemlenebilir değişkenler*
• *L2: Tehlikeli durumun önceki olasılığı*
• *L3: Tehlikeli durumun sonraki olasılığı*
Karar 1–3: Şiddetin tanımlanması
• *L2: Tehlikeli durumun olası sonuçları*
• *L3: Kayıbın derecesi*
Karar 1–4: Risk seviyesinin belirlenmesi
• *L2: Tehlikeli durumun olasılığı (Karar 1–2)*
• *L2: Tehlikeli durumun şiddeti (Karar 1–3)*
• *L3: Geçerli risk seviyesi*
Althedef 2: Risklerin azaltılması
Karar 2–1: Pratik seçeneklerin seçilmesi
• *L2: Available reduction and containment options*
Karar 2–2: Seçeneklerin etkisinin tahmini
• *L2: Tehlikeli durumun şiddeti*
• *L3: tehlikeli durumun projelendirilmiş yeni olasılığı*
• *L3: Riskin yeni seviyesi*

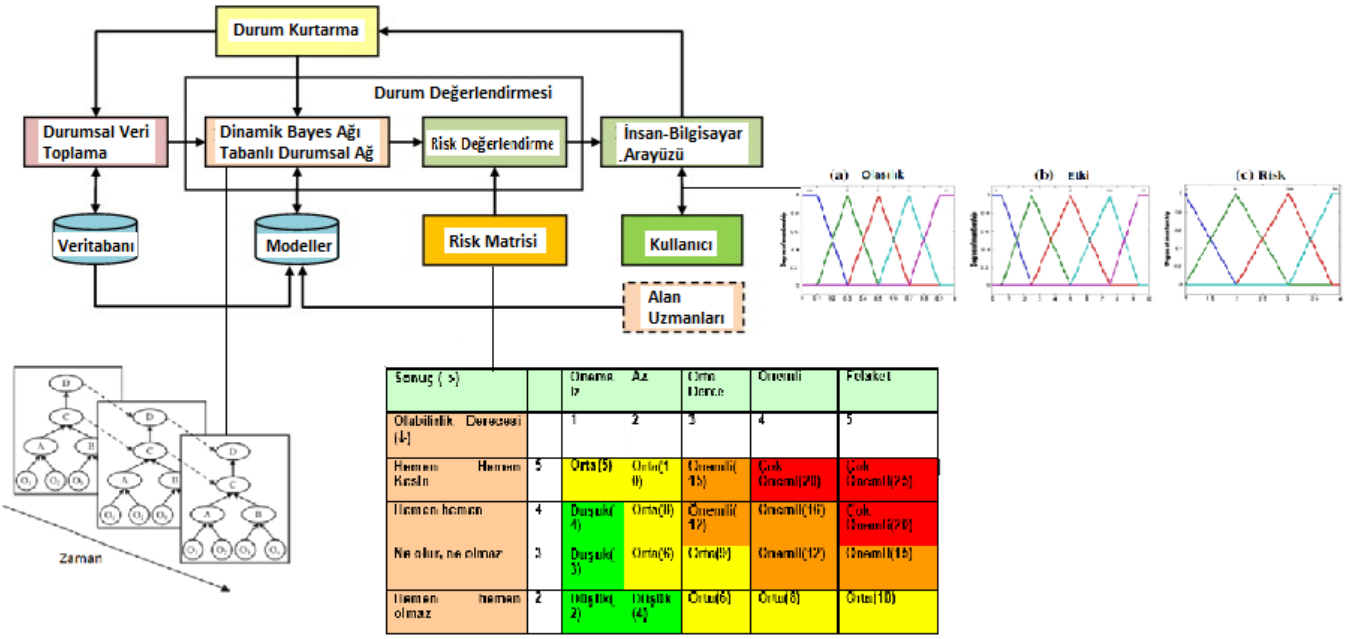
L3 = DF'nin projelendirilmesi; L2 = DF'nin kapsamı; L1 = DF'nin algılanması

3.3.2.1. Durumsal veri toplama bileşeni

Durumsal veri toplama bileşeni, geçerli durumun, gözlemlenebilir değişkenlerini, ilgili Bayes Ağları modelleri ile online koşul ve izleme sistemi ile verilerin depolanması, bir sonraki bileşene sonuçların transfer edilmesi işlemidir. Veritabanına verilerin depolanması, sürekli değişkenler için süreçlerin ayrıklaştırılması ve sonuçların bir sonraki bileşene gönderilmesi, önerilen model bileşeni tarafından gerçekleştirilmektedir. Koşul ve gözlemlenen sürece göre, herbir gözlemlenen değişken değerleri sensörlerden elde edilebilmektedir. Sensörlerden çözümlenen gözlemlenebilir değişkenler süreklidir, ayrıklaştırılan süreç için ise Bayes ağlarının kullanılması gereklidir.Genel olarak, sürekli değişkenlerin kesikli değişken olarak ifade edilip değerlendirilmesinde ise, kesin kümeler yada bulanık küme kullanılmaktadır.

Sıcaklık değerini ölçen sensörler

Evin içindeki termometre değişkenin değerini [− 10,39] °C değerleri arasında sürekli değişken değerleri ile ifade edilmektedir. Bayes ağı ise kullanılan verileri kesikli olarak ifade etmektedir. Soğuk, normal, ve ılık durumlarına ait aralık değerleri ise [− 10,10) °C, [10,25) °C, ve [25,39] °C'dir. Termometre 9.9 °C 'yi soğuk dereceli olarak okuyacaktır. Hahlbuki 10 °C ise normal olarak etiketlenebilmektedir. Görülebileceği gibi, belirlenen kesin küme sınırları arasındaki durumlar anlamlı değildir, böylece bulanık kümeler daha uygun yapılı durumu sağlamış olmaktadır. Şekil 5 ise bulanık parçalara ayırma şeklini göstermektedir, simetrik olmayan bulanık kümeler farklı bulanık fonksiyon biçimleri ile de kullanılabilmektedir.



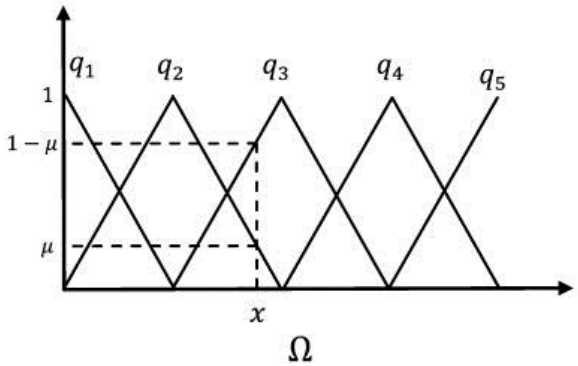
Şekil 4. Durumsal Farkındalık Destek Sistemi için Önerilen Model

X değişkeninin değeri x, şekil 5'te görüldüğü gibi alansal parçalara ayrılmıştır ve daha sonra noktasal anlamlı birleşmenin uygulanabildiği $P(q_1|x),\ldots,P(q_5|x)$ dağılıma ait x değerinin $q_1, q_2,\ldots,q_5$ değerleridir.

Tanım 5:

(Bulanık parçalara ayırma) : Ω evreninde, { q_1 , q_2 , ... , q_m} bulanık küme ile ifade edildiğinde, bulanık bölümlere ayırma ise :

Eşitlik (7)
$\forall x \in \Omega, \sum_{i=1}^{m} \mu_{q_i}(x) = 1$ $\mu q_i : \Omega \rightarrow [\ 01\ ]$, $\mu q_i\ (x)$ q_i üyelik fonksiyonu ile gösterilir.



Şekil 5 Bulanık parçalara ayırma

Tanım 6:
(Bulanık durum): : Ω evreninde, { q_1 , q_2 , ... , q_m} bulanık küme ile ifade edildiğinde, her bir bulanık kümedeki q_i, i = 1,…,m elemanları için bulanık durum:

$q_i=\{\mu q_i(x)|x\in\Omega\}$ Eşitlik (8).

Özellikle Bayes ağının her bir düğümde temsil edilen olay için iki durumu ifade etmektedir, bu durumlar gevşek ve sıkı olayları göstermektedir. Gevşek olay durumu, olayın gerçekleşme olasılığının düşük olduğu durum, sıkı olay durumu ise, olayın gerçekleşme olasılığının yüksek olduğu durumu göstermektedir. Düğümdeki durumlar gözlemlendiğinde, sıkı durum aynı zamanda net bilginin bulunduğu, gevşek durum ise, gözlemlenen olaylarda belirsizlik durumunu göstermektedir. Düğüm, aileleri kapsamıyorsa, gevşek olaya ait önceki olasılık durumuna eşit olacak ve gevşek olaya ait X_i değişkeni olarak ifade edilen koşullu olasılık vektörü i = 1,2,…,n, için $P(X_i = x|H_i)$ ile gösterilecektir. Burada yer alan H_i ise i'nci gerçek durumdaki hipotezi temsil etmektedir.

3.3.2.2 . Durum değerlendirmesi bileşeni
Bu bölümde BNS ile modellenen bir sistemin nasıl modellendiğine yer verilmiştir. Dinamik Bayes ağı tabanlı durumsal ağ ilgili ağ yapısı içerisinde yer alan durumların modellenmesi ve herbir nesnenin Bayes ağ yapısı ile birlikte oluşturularak sistemin kurulmasına yer verilmiştir. Her bir durum, bir yada daha fazla durumsal ağdan oluşmaktadır. Ek olarak, sonuç değerlendirme sürecinde ise bulanık risk hesaplama yöntemi kullanılmıştır.

3.3.2.2.1. İlgili Durum Değerlendirmesi
İki tip tehlikeli durum dikkate alınmıştır. 1)birinci seviyeli durum, duruma ait nesneler ve bağlantıları tehlikeli durum varsayılarak oluşturulmuştur. 2) daha yüksek seviye: tehlikeyi üreten, meydana getiren durumlar arasındaki ilişki ele alınmıştır. İlgili durumları bulmada, tehlikenin tanımlanarak tasarım ve yerine getirme aşamasında ve çeşitli durumlar dikkate alınarak tanımlanıp geliştirilmiştir. Sonuçlardan, model tabanlı yaklaşım ile birlikte, tehlikeli durumun tanımlanmasında ilk karar (Tablo 1'de Karar1-1) gerekli işlemin gerçekleştirilmesine yardımcı olmaktadır.

3.3.2.2.2. Dinamik Bayes Ağ tabanlı Durumsal Ağ
Fiziksel yada kavramsal nesneler yada herikiside, ilişkileri, bir diğerleri yada çevreleri ile olan ilişkileri dikkate alınmıştır. Varsayılan σ değeri olası fiziksel ve kavramsal durumların tüm olası değerlerini kapsar. Matematiksel olarak, t zamanındaki durum, $\tilde{\sigma}$ alt kümesi ile modellenerek durum uzay biçimi tehlikeli yada güvenli durumlar için:
eşitlik (9)

$$S_t = \begin{cases} \text{Tehlikeli} & \text{if } R(S_t) > \text{ Risk Kriteri} \\ \text{Güvenli} & \text{if } R(S_t) \leq \text{ Risk Kriteri} \end{cases}$$

R(St) durumun geçerli risk seviyesini Eşitlik (10) ile tanımlanır.

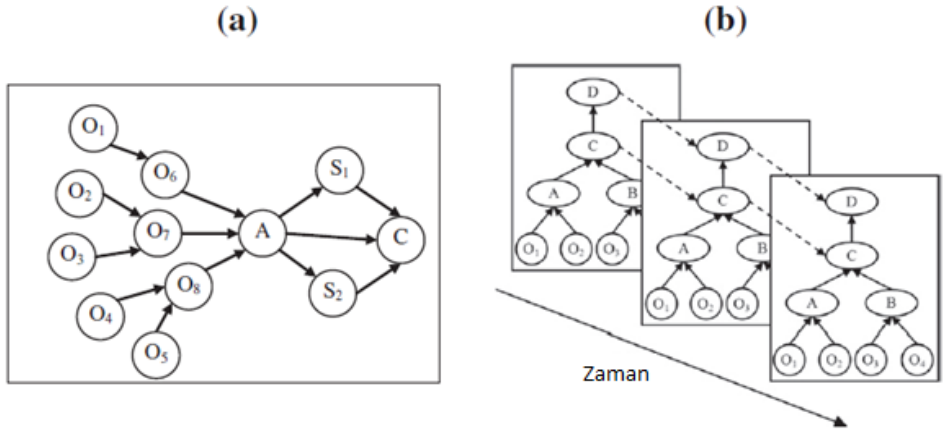
Eşitlik (10)

$$R(S_t) = P(S_t) * S(S_t)$$

P(St) t zamanında durumun olasılığını, nesnelere ve durum uzayına bağlı yapısını gösterir. S(St) durum şiddetini gösterir. Sonuç olarak, bu modellemede, mevcut durum gözlemlenen değişkenler ve nesnelerin durum yapılarından elde edilen temel veriler ile birlikte değerlendirilerek oluşturulmaktadır.

Bayes ağında, birinci seviyede temel alınan nesneler gösterilir. Bayes ağları, genellikle kök düğümlerden başlar ve burada yer alan kök düğüm ise anahtar düğüm olarak ifade edilir. Dolayısıyla yaprak –uç düğümlere doğru devam eder. Anahtar düğüm, odak nesne durum değerlendirmesini gerçekleştirerek, kök düğümler yani anahtar düğümler arasındaki dolayısıyla nesneler arasındaki ilişkileri tanımlar. Yaprak düğümler, güvenlik bariyerlerini oluşturarak duruma ait fiziksel nesnelerin her biri ile ilişkisini ve performanslarını değerlendirir. Yaprak düğümlerden birisi, çeşitli durum sonuçlarını, yani bu duruma ait potansiyel kazalar hakkında bilgi verir. Şekil 6 ise A durumuna ait A düğümündeki nesneye odaklanarak ilgili tüm düğümler ile ilgili bağlantısını verir. Periyot dönemine ait sistemin işlevsel durumu gözlemlenerek olası durumlar hakkında bilgi verilir. Tüm durumlar toplanan veriler ile düzenlenmesine rağmen, anındaki özel nokta ve bir sonraki noktanın durumu tekrar doğrulanmış olmaktadır.

Veritabanı
Mevcut Eldeki Kaynaklar
Kaç adet itfaiyeci mevcut,
Kaç adet itfaiye aracı mevcut
Yangın mahalline en yakın itfaiye istasyonu
Yangın bölgesinin yol durumu, trafik durumu



Şekil 6. Temel Bayes ağı ve Dinamik Bayes Ağı

Diğer durumlardan daha yüksek durumlara çıkarımda bulunulmaktadır. Çeşitli daha yüksek durumlar paralel yapı içerisinde, diğer durumdan mevcut duruma ön ipucu işlemini gerçekleştirebilmektedir. Şekil 6 (b)'de ağ yapıları örneği gösterilmektedir. A, B, C, ve D durumlarından görülebileceği gibi bu durumlar ilk seviye durumlarına aittir. O1, O2 ve O3 durumları C ve D yüksek durumlarından oluşmakta ve daha düşük seviyeyi ifade etmektedir. Geçici durumlar kesikli çizgiler ile ifade edilmiştir.

Ilk seviyede durumun olasılığı, direk olarak yapılandırma uzay değerlerinden ve daha yüksek bir seviyedeki durumun olasılığı diğer durumların varlığı olasılığı üzerinden ele alınarak hesaplanır . Bu aynı zamanda, geçici bağımlıları içererek, gelecek durum için refere edilen olasılık durumunu erken durum bilgisini desteklemek üzere kullanılmaktadır. Ağ yapısındaki bağımlıların durumlarının sonuçları modelleme işlemi ile birlikte tamamlanmış olmaktadır.

Sistemdeki durumların, t zamanında önceki zaman dilimi (t-1) ve geçerli zaman dilimi ile birlikte incelenmektedir. Daha çok, durumsal ağ, olasılık yoğunluk fonksiyonu T'de sırasal olarak, $X=\{x_1, x_2, x_3,..., x_T\}$ değişkenleri ve T'deki $Y=\{y_1, y_2, y_3,..., y_T\}$ gözlemleri Dinamik Bayes Ağının gerekliliklerini x_{t-1} durumuna bağlı x_t durumunda aşağıdaki biçimde ifade edilir:

Eşitlik (12):

$$P(X,Y) = \prod_{t=2}^{T} P(x_t|x_{t-1}).\prod_{t=1}^{T} P(y_t|x_t).P(x_1). \qquad (12)$$

Dinamik Bayes Ağı parametreleri, olasılık yoğunluk fonksiyonu $P(x_{t+1}|x_t)$, $P(y_t|x_t)$, gözlem değeri ile olasılık yoğunluk fonksiyonu $P(x_1)$ ile önceki veriler kullanılarak önceki bilgi uzman değerlendirmesi ile ele alınarak analiz edilmelidir (Hillier ve arkdaşları, 2001; Winston, 2007).

3.3.2.2.3. Risk Tahmini Yöntemi

Dinamik Bayes Ağ tabanlı durumsal ağlar durumlar ve nesnelerinin önceki ve sonraki olasılıklarını dikkate alarak durumların her bir olası durumuna karşı kabul edilebilecek seviyedeki risk değerlendirmesini gerçekleştirir. İyi eğitilmiş operatörler her bir durumun riskini değerlendirerek kurallarını akılsal modelinini en önemli parçası şeklinde oluşturur. Örneğin, operatör sahip olduğu kuralı, buhar oluştuğu zaman durum olasılığı içerisinde durumun felaket derecesini belirler, bu da aynı zamanda kabul edilemeyen duruma ait risk seviyesini gösterir. Bu operatörün akılsal modelini oluşturmaktadır. Çevrenin tehlikeli durumları için kullanılan kuralların düzenlenebildiğini göstermektedir. Sonuçlar, bu değerlendirmenin sırasal bileşenini, durumun kurtarılması yani tekrar geri kazanılması açısından pratikte kabul edilebilir seviyede yeni aktivitelerin yeniden düzenlenebileceğini göstermektedir.

Durumsal risk tahmini son derece özneldir yani hatalı, belirsiz bilgiler içerebilir, bu yüzden uygulama için bulanık mantık oldukça uygundur. Bulanık mantık matematiksel olarak insanın akılsal çıkarsamasından türetilmiştir, akıllı sistemler için fonksiyon bloklarının tasarımı ile sezgisel bir alternatif sağlar. Bulanık mantık, bilgi edinme ve ilgili bilginin girdi ve çıktı şeklinde temsil edilmesini dilsel değişkenler ile basitleştiren bir metoddur. Durumsal risk seviyesinin bulanık mantık sistemi ile gerçekleştirilmesi takip eden adımlar ile mümkündür:

- durum olasılık tahmini,
- durum şiddeti tahmini,
- durum risk tahmini.

3.3.2.2.3.1. Durum olasılık tahmini

DBN (Dinamik Bayes Ağ tabanlı durumsal ağ önceki ve sonraki olasılık durumlarını (Tablo 1'de Karar 1-2) kapsar. Niceliksel analiz iki durumu kapsamaktadır: İleri adım metodu (yada tahmin analizi) ve geri adım metodu (yada teşhis analizi). İleri adım metodunda, herhangi bir durum için oluşan olasılık durumuna göre, önceki temel olasılıklar ve her bir durumun koşullu olasılık durumları dikkate alınmaktadır. Geri adım metodu, önceki olasılık dağılımlarını dikkate alarak her bir durumdaki nesnenin, verilen olayların gözlemlenen veri kümlerlerindeki değerlerinin bulunmasına yardımcı olur.

3.3.2.2.3.2. Durum etki tahmini

Tehlikeli bir durumun oluşması sonucunda, genellikle sonuç analizi belirlenerek, ilgili takip eden tehlikeli durumların neler olabileceği analiz edilir. Kayıp derecesinin projelendirilmesi ile kazanın tanımlanmasında atanan çıktılar, sonuç analizi yardımı ile belirlenir. Sonuçlar, üç kategoride sınıflandırılmaktadır: insan kaybı, değer kaybı ve çevresel kaynakların kaybıdır.

İnsan kaybı 'ölüm', 'ağır yaralanmalar', 'engelli olma durumu' ve hafif yaralanmalar şeklinde ifade edilmektedir. Bu sınıflandırma uzmanların çeşitli derecelerde insanların zararlarının daha anlaşılır bir şekilde gruplandırmasına yardım etmektedir. Eşdeğer oran 1;0.5;0.1;0.005 şeklinde ölüm durumundan, kaza sonucu engelli kalma; ciddi yaralanma ve hafif yaralanma olarak insanların karşılaşabilecekleri hayati kayıplar bu şekilde sınıflandırılabilir. Kuruluşların kayıpları dikkate alınan çeşitli potansiyel olaylar alt yapı ve donanımdaki hasar, malzeme yada ürünlerin kaybı, servislerde meydana gelen gecikme, müşterilerin ve iyi niyetin kaybı ile olası yasal cezalar. Değer kaybının, maddi kayıpların değerlendirilmesinde özel koşullara ait tüm olasılık durumlarının dikkate alınarak sonuç analizi ile birlikte parasal değere dönüştürülmesi gerekmektedir. Çevresel kayıplar, temelde çevrede meydana gelen zararlar şeklinde ifade edilebilir.
Tehlikeli bir durumla ilişkili kayıpların tamamının tutarlı bir şekilde değerlendirilmesi için, tüm kayıp durumlarının ortak para birimine çevrilmesi gerekir. Varlık ve çevresel zararları genellikle parasal terimlerle ifade edilmesine rağmen, ölümlü kazaların da (Hessami, 2010) parasal değerlerle ifade edilmesi gerekir.

Yukarıdaki zarar analizi genellikle kayıp tahmini ve önlenmesi daha çok bir grup uzman tarafından bir sistemik soruşturma sürecinde gerçekleştirilir. Buna ek olarak, tehlikeli bir durumun sisteminin ömrü boyunca sabit kaldığı varsayılmaktadır. Tablo 2 bu çalışmada önerilen kaza şiddeti matrisinde, her bir sonuç sınıfı için hasarın tahmin edilen dolar değerini vermektedir (Tablo 1'de Karar 1-3).

Tablo 2. Sonuç şiddeti matrisi

Şiddet Derecesi	Parasal Değer	İnsan Kaybı	Değer Kaybı	Çevresel Kayıp
Gözardı Edilebilir	< 10K	Bir hafif yaralı	Küçük onarımlar, kolay kurtarma	kolay kurtarma
Küçük	10–100K	Bir yada iki hafif yaralı	Birkaç gün süren tamiratlar	Olay yerinde ve çevrede, kısa dönem çare çabası- kısa vadeli iyileştirme çabası
Orta	100K–1 million	Çeşitli büyük yaralanmalar	Aylar süren tamiratlar, ciddi swonuçlara sebep olması	Çoklu önemli yaralanmalar Hasar , iyileştirme maliyeti
Büyük	1–10 million	Bir ölümcül yada engelli olmaya sebep olacak çeşitli yaralanmalar	Çok büyük maddi kayıp	Bir ölüm veya birden fazla yaralanmaları
Felaket	> 10 million	Çeşitli ölümlü durumlar	Sistemin önemli parçalarının hasar görmesi	Uzun dönem için toplumsal kurtarma çareleri

3.3.2.2.3.3. Durum risk tahmini

Her durumun risk düzeyini tahmin etmek için, Bulanık Mantık Sistemi kullanılmıştır. Mevcut bilgi ve uzman bilgisi, değişken kararlarına bağlı olarak, esas olarak değişkenlerin üyelik fonksiyonlarının seçimine bağlıdır. Üyelik fonksiyonlarının şekilleri, üçgensel ve trapezoidal sayıların kombinasyonları ile birlikte, işelmin basitleştirilmesi ve sayı sınırlarının duyarlılık analizinin artırılmasında kullanılmaktadır. Değişkenler için üyelik fonksiyonunun seçimi esasen değişken özelliği mevcut bilgi ve uzman bilgisine bağlıdır. α kesim seviyesi, '1' ve '0' arasında her bir değişkeni tanımlamaktadır. Tablo 3, Tablo 4 ve Tablo 5 değişkenlerin bulanıklık durumunu ve Tablo 7 önerilen bulanık kümeleri göstermektedir.

Değişkenler arasındaki mantıksal ilişki ise, Tablo 6'da 25 kuralı kapsayan IF olasılık E ve olayın şiddet derecesi MA ise risk NA şeklinde verilmiştir. Tablo 7'de her bir tekli kural ve çıktının bütünleştirilmesi ile birlikte, tüm kuralların bütünleşitirlmesinde tekli çıktı kümesi elde edilmiştir. Durulandırma sürecinde, çıktı bulanık kümesi kesin değere dönüştürülerek risk değerlendirme kategorisinde kullanılmaktadır (Tablo 1'de Karar 1-4).

Tablo 3 . Olasılık değerlerinin bulanıklaştırılması

Küme	Dilsel Terim	α kesim 1-seviyesi	α kesim 0-seviyesi
VL	Çok büyük olasılıkla	1e− 007, 1	3e− 007
L	Muhtemel	3e− 007	5e− 007, 1e− 007
E	Olabilir	5e− 007	7e− 007, 3e− 007
U	Olası	7e− 007	9e− 007, 5e− 007
VU	Çok olası	1e− 006, 9e− 007	7e− 007

Evrensel Küme: (10- 6- 10 °)

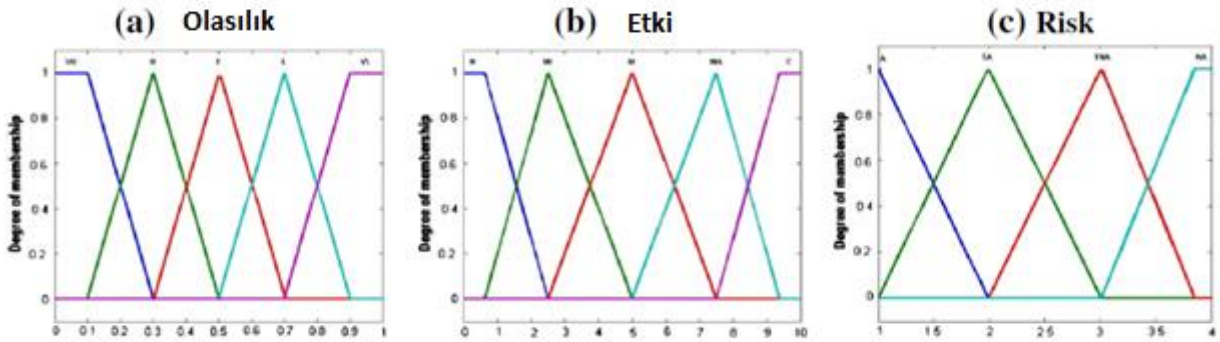
Tablo 4. Olay etki durumunun bulanıklaştırılması

Küme	Dilsel Terim	α kesim 1-seviyesi	α kesim 0-seviyesi
N	Gözardı edilebilir	0, 6.25E + 05	2.5E + 06
MI	Az	2.5E + 06	6.25E + 05, 5E + 06
M	Orta	5E + 06	2.5E + 06, 7.5E + 06
MA	Ana-Temel	7.5E + 06	5E + 06, 9.375E + 06
C	Felaket-Çok Kötü	9.375E + 06, 1E + 07	7.5E + 06

Tablo 5. Riskin Bulanıklaştırılması

Küme	Dilsel Terim	α kesim 1-seviyesi	α kesim 0-seviyesi
A	Kabul edilebilir	1	2
TA	Tolerans ile Kabul edilebilir	2	1,3
TNA	Tolerans ile Kabul edilemez	3	2, 3.85
NA	Kabul Edilemez	3.85, 4	3

Evrensel Küme: (1- 4)



Şekil 7. Olasılık, olayın şiddet derecesi ve risk değişkenlerinin üyelik fonksiyonları

Tablo 6 Risk Matrisi

Olayın Etki-Şiddet Derecesi						
Olasılık	N	MI	M	MA	C	
	VL	TNA	TNA	NA	NA	NA
	L	TNA	TNA	TNA	NA	NA
	E	TA	TA	TNA	NA	NA
	U	A	A	TA	TNA	NA
	VU	A	A	TA	TNA	TNA

Tablo 7. Mamdani modelinin özellikleri (Mamdami, 1977)

Operation	Operator	Formül
Union (OR)	MAX	$\mu C(x) = \max(\mu A(x),\mu B(x)) = \mu A(x) \vee \mu B(x)$
Intersection (AND)	MIN	$\mu C(x) = \min(\mu A(x),\mu B(x)) = \mu A(x) \wedge \mu B(x)$
Implication	MIN	$\max(\min(\mu A(x),\mu B(x)))$
Aggregation	MAX	
Defuzzification	CENTROID (center of gravity)	

uc (x) = üyelik fonksiyonunun sonuç değerini
μA(x) = A bulanık kümesindeki giridi değerine bağlı olarak üyelik fonksiyonu değerini verir.
z = μc(z) ise z ordinatındaki apsis değerini verir.

3.3.2.3. Durum yedekleme kurtarma bileşeni

Durumun tahmin edilen, hesaplanan riski kabul edilemez durumda ise, durumun kurtarılması, yani sisteme müdahale edilmesi gereklidir. Tanımlanan risk azaltma ölçümleri böylece, risk kontrolü, hafifletme, transfer-gönderim, ortadan kaldırma yada uygun kombinasyonun sağlanarak kararlara katkı sağlamaktır. Öyleki, dinamik Bayes ağları yaklaşımı risk azaltma ölçümlerini gerçekleştiremez fakat riske müdahale edilmesi işlemi için kararlarının benzetiminin gerçekleştirilmesi sürecine yardım eder. Mümkün risk azaltma ve riski kontrol altında tutma süreçlerinde, karar kuralları (IF THEN gibi), önceki durum, sonuç olarak algılanarak önerilen aktivite, durumun kurtarılması yada sisteme müdahale edilmesi sürecinde Tablo 1'de Karar 2-1'de verilmiştir. Pratik uygulamalardan çalışanın seçmiş olduğu cevap durumu, durumsal farkındalık bileşeni ile birlikte yeni risk seviyesinin durumu kabul edilebilir düzeyde (Tablo 1'de Karar 2-2) değerlendirilir.

3.3.3. İnsan-bilgisayar arayüzü

Grafiksel kullanıcı arayüzü (GUI-Grafical user interface) Durumsal Farkındalık odaklı tasarım için SMILE (Structural modeling, Inference, and Learning Engine) C++ küütphanesine ait sınıflardan yararlanılarak Bayes Ağları ile birlikte zeki sistemler için kullanılmıştır (SMILE, 1998, D.S.Laboratory). Önerilen sistem, olayların kontrolünü içermez, karar verme sürecinde kullanıcının sürece katılımında sürekliliği sağlamada kullanılmaktadır. İnsan bilgisayar etkileşimindeki gelişmeler, yeterli olmayan otomasyon, çalışanların aşırı işyükü, sistem ve üretim süreçlerinden olan yabancılaşma şeklinde ifade edilebilmektedir (Brannon ve arkadaşları, 2009). Böylece, kullanıcıların karar vermede gerçekleştirmiş oldukları kapalı döngü ile birlikte, gerçekleşen aktivite ve ilgili bilginin güncelleştirilmesi, tasarlanan destek sistemlerinin tasarım problemi olarak karşımıza çıkabilmektedir.

3.3.4. Önerilen sistemin değerlendirilmesi

Dinamik Bayes ağı önerilen modelin analiz edilmesi ve değerlendirilmesi sürecinde oldukça önemlidir. Bu süreç içerisinde durum farkındalığı durumunun ölçülmesi ve farklı alternatif durumlarınında değerlendirilmesini kapsayan duyarlılık analizi süreci oldukça önemlidir. Durumsal farkındalık kavramı esasen risk yönetiminin bir parçasıdır. Bu kavram ile birlikte durumsal farkındalığı iyi bir biçimde uygulayarak doğru kararın verilmesi hedeflenmektedir. Dolayısıyla durumsal farkındalık kavramı ile birlikte, yükümlülüğün kime ait olduğu, hedefler, taktiksel eğitimler ve haberleşme yapısı, bilgi toplama-mevcut ve tahmini hava değerleri, yangının davranışı, bilinen olasıu tehlikeler,yerel faktörler gibi veriler analiz edilerek sistem durumu değerlendirilir. Daha sonra etkin ve hızlı kararın doğru bir biçimde verilmesi ile sistem aynı zamanda aşağıdaki adımları da uygulamaktadır.

Adım 1: *Sistem elemanları ve bileşenlerinin kapsamlı bir biçimde belirlenmesi ve tanımlanması*
Adım 2: *Tehlike Değerlendirmesi*
Potansiyel yangının davranışsal tehlikelerinin tahmin edilmesi
Taktiksel tehlikelerin tanımlanması
Diğer tehlikelerden güvenli bir biçimde çıkışın belirlenmesi
Olasılığa karşı şiddet durumunun dikkate alınması
Adım 3: *Tehlike Kontrolü*
Tehlike kontrolünde temel noktaların belirlenmesi

- *Tehlikeler*
- *Yangın Davranışı*
- *Taktiksel Seçenekler*
- *Güvenlik Endişeleri*
- *Durumların İzlenmesi*

Adım 4: *Karar Noktası*

- Alan yer kontrol noktaları, durumloarı mevcut mu?
- Taktikler yangın davranışını kapsıyor mu?
- Verilen talimatlar yeterince anlaşılıyor mu?

Karar Noktası: GİT YADA GİTME
Çalışma çevresi, güvenli mi?
Stratejiler yada taktikler seni emniyetli kılıyor mu?
Verilen talimat sana fırsat olarak geri dönüyormu, seni emniyetli kılıyor mu?

Adım 5: Değerlendirme

- *KİŞİSEL OLARAK*
  - *Yerel faktörler ile düşük tecrübe seviyesi ile*
  - *Öncelik görevlerinden kopma, ayrılma*
  - *Başarısızlık yada stress reaksiyonları*
  - *Tehlikeli davranış*
- *DURUMSAL OLARAK*
  - *Ne değişti?*
  - *Uygulanan strateji ve taktiklerde hata varmı?*

3.4. Durumsal farkındalık ölçümü

Durumsal farkındalık kavramının ölçülmesi ve analizi tamamen kullanılan paramtrelere ve kullanılan yönteme göre ele alınmaktadır. Bu kavram ile ilgili olarak, kendi kendine oranlama teknikleri, gözlemci oranlama tekniği, gerçek zaman sondaj tekniği, süreç indisleri, performans ölçümleri yer almaktadır. Durumsal farkındalık ölçüm teknikleri ile birlikte analiz edilecek modelin karmaşık ve dinamik yapısının analiz edilmesi ve ilgili sistemin geliştirilmesi oldukça önemlidir (Gorman ve arkadaşları, 2006; Salmon ve arkadaşları, 2009).

3.5. Duyarlılık analizi

Önerilen sistemi geliştirmek için , bu çalışma şu üç aksiyoma göre , duyarlılık analizleri esas alınmış ve duyarlılık analizi yardımı ile parçasal gerçeklemeye yönelik olarak dinamik Bayes ağları ile birlikte araştırma yapılmıştır (Jones ve arkadaşları, 2010). Bunlar:

1) Her üst düğümün önceki olasılıklarındaki az bir azalış/ artış, alt düğümden sonraki olasılıkların göreceli bir azalış / artışın etkisiyle oluşmaktadır .

2) Verilen her bir ebevyn-üst düğümüne ait öznel olasılık dağılımları, ebeveyn-üst düşümünden çocuk-alt düğümüne mıknatıs etkisi yaratarak sürekliliğini sağlamaktadır.

3) $x–y$ ($y \in x$) kümesindeki özelliklerine sahip alt olayın değişkenlerinin olasılıkları x özelliğine sahip olayların olasılık değeri, kombinasyonların toplam etkisinin mıknatıs özelliğinden dolayı daha büyüktür.

Önerilen DBNs doğrulamak için, kullanılan parametreler uzun dönemli periyotlar için yakından izlenmelidir.

4 UYGULAMA

Ülkemizde ev kazaları ve sonucunda meydana gelen yaralanmalara gerekli önem verilmemekte olup meydana gelen kazaların yarattığı can ve mal kayıpları kişi, ailesi ve ulusal ekonomi üzerinde küçümsenemeyecek boyutlara ulaşmıştır. Kaza denilince beklenmedik bir zamanda ve beklenmedik şekilde oluşan yaralanmalara, can ve mal kayıplarına neden olan olaylar anlaşılmasına rağmen ev kazalarının kaza çeşitleri arasında önemi gittikçe artmaktadır. Ev kazaları bir evin içinde, bahçesinde ya da çevresinde meydana gelen, çoğunlukla önlenebilir olaylardır. Kazalar nedeni ile ölümler dünyada ve Avrupa'da ölüm nedenleri arasında dördüncü sırada gelmektedir. Kaza nedeniyle ölümlerin yaklaşık %25'i evlerde meydana gelmektedir. Ülkemizdeki Türkiye İstatistik Kurumu'nun (TÜİK) yaptığı araştırmada 2010, 2011, 2012 yıllarında kazalar sonucu 10396 kişinin hayatını kaybettiği belirlenmiştir. Gene aynı araştırmaya göre aynı yıllarda dışsal nedenler ve zehirlenme sonucu 12985 kişinin hayatını kaybettiği, bunun 1284'ünün 0-14 yaş grubunda, 3819'unun 65 yaş ve üzerinde olduğu geri kalanının diğer yaş aralıklarında yakın değerlerde olduğu gözlemlenmiştir.

Ev kazalarına yönelik yangın durumlarının modellenmesi ve sistemi etkileyen bileşenlerin olasılık durumlarına göre değerlendirilerek olası durumlara karşı sistem davranışının analiz edilmesi önerilen modelin en temel yapısını oluşturmaktadır. Bu bağlamda, ev kazalarında olası yangın durumlarının sebep sonuç etkileri ile birlikte sistemi oluşturan girdiler ile birlikte ele alınması sistem performansının değerlendirilmesi açısından oldukça önemlidir.

Potansiyel ev kazalarındaki muhtemel yangın durumlarına ait sistem bileşenleri aşağıdaki biçimde gruplandırılmıştır. Bu bileşenler aşağıdaki tabloda verilmiştir:

Tablo 7. Ev kazaları yangın risk seviyesine ait sistem bileşenleri

Hedef: Ev kazalarında yangın risklerinin istenilen pratik düzeyde azaltılması yada ortadan kaldırılması
Althedef 1: Yangın risklerinin belirlenmesi
Karar 1–1: Yangın tehlikeli durumunun tanımlanması
L1: Yangın tehlikeli durumunu oluşturan etkenler ve ilişkileri
X Yangın durumunu etkileyen faktörler x1 dikkatsiz sigara içimi, x2 dikkatsiz ev kazalarına sebep olabilecek davranış durumları, x21 dikkatsiz elektrikli ev aletleri kullanımı x22 dikkatsiz ocak kullanımı x23 dikkatsiz soba vs. kullanımı x24 ev ortamının karışık ve düzensiz oluşu x3 kasıtlı kundaklama,

Hedef: Ev kazalarında yangın risklerinin istenilen pratik düzeyde azaltılması yada ortadan kaldırılması

x4 ateşin dikkatsiz kullanımı,
x5 büyük enerji tüketimi,
x6 kolay tutuşabilir maddeler,
x7 düşük inşaat güvenlik seviyesi,
x8 çoklu gaz boru ağı,
x9 düşük nemlilik oranı,
x10 yüksek rüzgar hızı,
x11 zayıf otomatik kontrol durumları,
x12 zayıf otomatik yangın söndürme durumları,
x13 zayıf kamusal yangın söndürme eğitimi,
x16 kamusal yangın koruma farkındalığının eksikliği,
x17 ,yangın koruma düzenlemelerindeki hatalar, aksamalar,
x18 arkaplan kamusal yangın kontrol fonksiyonları,
x19 standart olmayan yangın koruma tasarımı,
x20 uygunsuz fonksiyonel şehir dağılımı,
x21 uygun olmayan yol ile yangın mahaline ulaşmadaki engeller,
x22 çok katlı ısıya dayanıklı bina,
x23 çok yüksek binalar yada gökdelenler,
x24 yangın kontrol fonksiyonlarının düşük servis edilebilme oranı,
x25 şehir merkezine yakınlık derecesi,
x26 büyük nüfus yoğunluğu,
x29 yetersiz yangın önlemek için su temin etme
x30 zayıf yangın borusu tedarik etmei,
x31 yetersiz yangın musluğu borusu,
x32 büyük koruma alanı,
x33 büyük bina alanı,
x34 uzun cevap süresi,
x35 yetersiz seviyede yangın musluğu kullanabilme oranı,
x36 zayıf donanım,
x37 az sayıda itfaiyeci bulunması,
x38 itfaiyecilerin tecrübesiz oluşları,
x39 itfaiyecilerin zayıf yangın söndürme yetenekleri*i*

L2: Ev kazalarında tehdit eden tehlikeli durumlar

A1 İnsan hatası,
A2 malzeme faktörleri,
A3 kötü çevresel koşullar,
A4 düşük teknolojik seviye,
A5 yönetsel faktörlerin eksikliği,

Karar 1–2: Yangın olasılığın belirlenmesi

L1: Tehlikeli durum ile ilgili sebep olan nesneler

- *L1: Tehlikeli durum ile ilgili gözlemlenebilir değişkenler*
- *L2: Yangın tehlikeli durumuna ait önceki olasılık değeri*

A1 İnsan hatası, %20
A2 malzeme faktörleri, %20
A3 kötü çevresel koşullar, %20
A4 düşük teknolojik seviye, %20
A5 yönetsel faktörlerin eksikliği, %20

- *L3: Yangın tehlikeli durumuna ait sonraki olasılık değeri*

A1 İnsan hatası, %10
A2 malzeme faktörleri, %18

Hedef: Ev kazalarında yangın risklerinin istenilen pratik düzeyde azaltılması yada ortadan kaldırılması

A3 kötü çevresel koşullar, %16
A4 düşük teknolojik seviye, %16
A5 yönetsel faktörlerin eksikliği, %40

Karar 1–3: Yangın şiddet durumunun tanımlanması

• *L2: Tehlikeli durumun olası sonuçları*

Şiddet Derecesi Tehlikeli Durumlar	*Gözardı Edilebilir*	*Küçük*	*Orta*	*Büyük*	*Felaket*
A1 İnsan hatası,	N	MI	M	MA	C
A2 malzeme faktörleri,	VL	TNA	TNA	NA	NA
A3 kötü çevresel koşullar,	L	TNA	TNA	TNA	NA
A4 düşük teknolojik seviye	E	TA	TA	TNA	NA
A5 yönetsel faktörlerin eksikliği	U	A	A	TA	TNA

• *L3:Yangın Kayıp derecesi*
Parasal Değer
İnsan Kaybı
Değer Kaybı
Çevresel Kayıp

Karar 1–4: Yangın risk seviyesinin belirlenmesi

- *L2: Yangın tehlikeli durumunun olasılığı (Karar* 1–2*)*
  VL-Çok büyük olasılıkla
  L-Muhtemel
  E-Olabilir
  U-Olası
  VU-Çok Olası
- *L2: Yangın tehlikeli durumunun şiddeti (Karar* 1–3*)*
  N- Gözardı edilebilir
  MI- Az
  M- Orta
  MA-Kötü
  C- Çok Kötü ,Felaket
- *L3: Geçerli risk seviyesi*
  A- Kabul edilebilir
  TA-Tolerans ile Kabul edilebilir
  TNA-Toleran ile Kabul edilemez
  NA- Kabul edilemez

Althedef 2: Risklerin azaltılması

Karar 2–1: Pratik seçeneklerin seçilmesi

- *L2: Mevcut azaltıcı ve içerik seçenekleri*
  Ev ortamında yangın riskini azaltıcı tedbirlerin alınması

Karar 2–2: Seçeneklerin etkisinin tahmini

- *L2: Tehlikeli durumun şiddeti*
  N- Gözardı edilebilir
  MI- Az
  M- Orta
  MA-Kötü
  C- Çok Kötü ,Felaket
- *L3: tehlikeli durumun projelendirilmiş yeni olasılığı*

Hedef: Ev kazalarında yangın risklerinin istenilen pratik düzeyde azaltılması yada ortadan kaldırılması

- *L3: Riskin yeni seviyesi*
  Çok yüksek Yüksek Orta Düşük Çok Düşük

Risk Derecelendirme Matrisi

Sonuç (→)		Önemsiz	Az	Orta Derce	Önemli	Felaket
Olabilirlik Derecesi (↓)		1	2	3	4	5
Hemen Hemen Kesin	5	Orta(5)	Orta(10)	Önemli(15)	Çok Önemi(20)	Çok Önemli(25)
Hemen hemen	4	Düşük(4)	Orta(8)	Önemli(12)	Önemli(16)	Çok Önemli(20)
Ne olur, ne olmaz	3	Düşük(3)	Orta(6)	Orta(9)	Önemli(12)	Önemli(15)
Hemen hemen olmaz	2	Düşük(2)	Düşük(4)	Orta(6)	Orta(8)	Orta(10)
Nadir	1	Düşük(1)	Düşük(2)	Düşük(3)	Düşük(4)	Orta(5)

L3 = DF'nin projelendirilmesi; L2 = DF'nin kapsamı; L1 = DF'nin algılanması

Tablo 7'de ele alınan sistem bileşenlerinin Şekil xx'de yer alan işlem basamakları ile birlikte değerlendirilmesi sonucunda sistemin davranışı ve sonuç performans analizine ait adımlar elde edilmiş olur. Aşağıda bu modele ait detay bilgilerin ve modelin bileşenleri kapsamlı olarak ele alınmıştır.

Tablo 8. Modelde kullanılan sistem bileşenleri

Veritabanı
Mevcut Eldeki Kaynaklar
Kaç adet itfaiyeci mevcut,
Kaç adet itfaiye aracı mevcut
Yangın mahalline en yakın itfaiye istasyonu
Yangın bölgesinin yol durumu, trafik durumu
Yolların ve yangın mahallinin itfaiye aracının park etmesine müsait olması
Yangın çıkan konutta, evde mimari özellikler

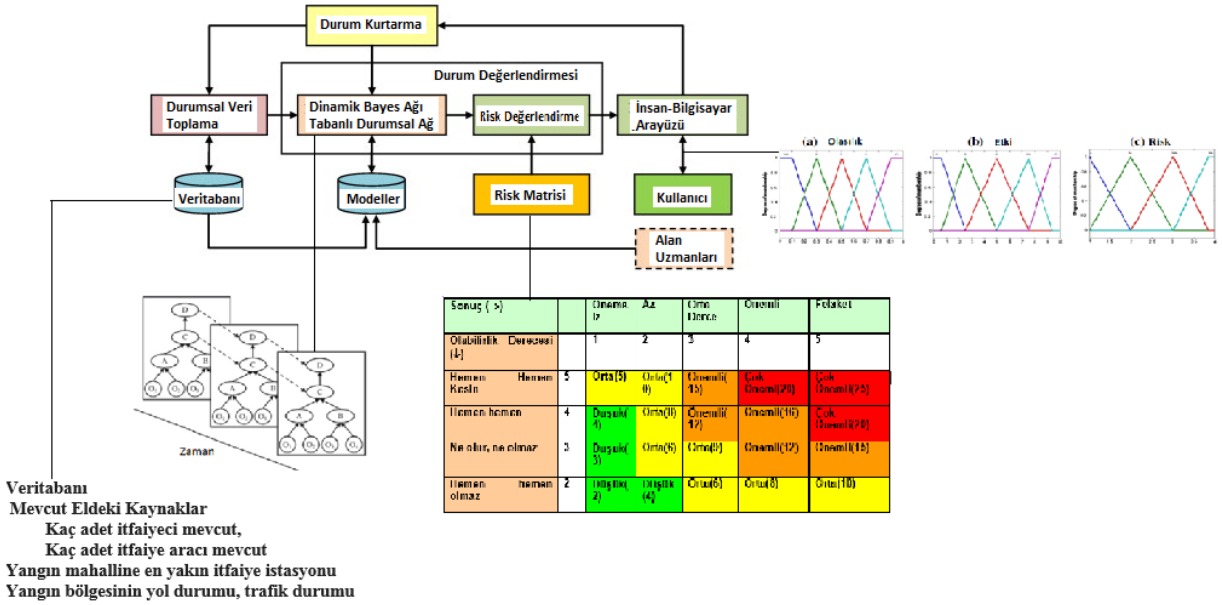
Modeller
Dinamik Bayes ağı yaklaşımı ile sistemin değişkenliğinin zamansal boyutta ele alınması,

Risk Matrisi
Durumsal Veri Toplama
Dinamik Bayes Ağı Tabanlı Durumsal Ağ
Risk Değerlendirme
İnsan-Bilgisayar Arayüzü

Bu uygulama tamamen akıllı ev kapsamında yer alan evler için geçerli olabilir ve kullanılabilir bu bağlamda bu tarz akıllı evlerde yer alan sensörlerden gelen sürekli bilgilerin belirlenen eşik değerlerinin üstüne çıkması duurmunda system uyarı-ikaz sinyali göndererek sistemi akıllı system halinde yönlendirebilir. Bu tarz evler aynı zamanda ev kazaları oluşumunda önleyici yapısı ile birlikte daha güvenli yaşam koşullarını sağlayabilecektir.

Önerilen model ile insanların hayatlarının kurtarılması, yaralanmaların önlenmesi, ve bunlara ilave olarak maddi kayıpları en aza indirgeyerek çevrenin korunması hedeflenmektedir. Bu çalışma kapsamında yangın olmadan gerekli hazırlıkların yapılması ve önlemlerin alınması tamamen olası yangın senaryolarının ve risk analizinin güvenilirliğine bağlıdır. Bu açıdan geçmiş verilerin toplanması ve

istatistiksel açıdan değerlendirilmesi ve risk durumlarının doğru bir biçimde saptanması, gerçekleştiriecek çalışmanın detay analizine bağlıdır.



Şekil 8 . Ev Kazalarında Yangın Durumsal Farkındalık Destek Sistemin Önerilen Model

SONUÇLAR

Bu çalışmanın temel amacı , olağanüstü yangın durumlarında kullanılmak üzere kapsamlı ve pratik bir insan-itfaiyeci-operatör destek sisteminin durum farkındalığı kavramı ile birlikte geliştirilmesidir. Önerilen destek sistemi dört ana bileşenden oluşmaktadır;

1) Durum veri toplama (örneğin sensörler gibi , örneğin gözlemlenebilir değişkenler gibi) ilgili durumları modellemek için dinamik bir Bayes ağ tabanlı durumsal ağ ve üretmek için bir risk tahmini yöntem içerir ,
2) durum değerlendirmesinde, değerlendirme sonucu ,
3) durum farkındalığına bağlı olarak kurtarma çalışmaları ve
4) bir insan-bilgisayar arayüzü .

Önerilen sistem aşağıdaki avantajlara sahiptir:

1. Birçok insan-sistem bağlantılı çalışmalarda, güvenlik konusu daha çok teknik perspektif açısından ele alınmıştır. Tehlikeler sadece donanım hatasından ortaya çıkmakla kalmayıp aynı zamanda insan hatasından da olabileceği yaygın bir kanı olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu çalışmada geliştirilen sistemin, iki önemli yönü karşımıza çıkmaktadır, bunlar hataların donanımdan dolayı meydana gelen bozukluklar ve insan hatasının, önerilen karar verme modeli ile birlikte azaltılarak sistem çalışma performansının artırılması yönünde karşımıza çıkmaktadır. Durum modelleme sürecinde ise, donanım ve insani hata durumları dikkate alınarak tehlikeli durumların modellenmesi ile birlite sistemin durum farkındalığını sürekli bir biçimde kullanması durumu ile birlikte sistem performansının artırılması hedeflenmiştir. Donanım ve insan başarısızlıklarına dayalı bir durum modelleme süreci tehlikeli durumları modellemek için önerilen ve bir durum değerlendirmesi modeli elde etmek ve korumak durum farkındalığı açısından ve doğru kararlar ile operatörleri yani itfaiyecileri desteklemek için geliştirilmiş ve mnerilmiştir.

2. Önerilen Yangın Akıllı Durum Farkındalığı Destek Sistemi süreçlerin kontrollü bir şekilde karar verme ve harekete geçme döngüleri ile birlikte işlemlerin gerçekleştirilmesi sağlanmaktadır.

3. Önerilen Yangın Destek Sistemi, beklenmedik risk durumlarından kaçınarak sistem süreci ve uygun alternatif durumların belirlenerek tehlikelerin azaltılması yada kontrol altına alınması sürecinde yardımcı olmaktadır.

4. Durum değerlendirmesini gerçekleştiren karar destek sistemi dinamik Bayes ağlarını kullanarak diğer yapay zeka bileşnlerinden olan uzman sistemlere (Naderpour ve Lu, 2012) göre avantajlar sağlamaktadır. Bayes ağları ile bilgi düğümler içerisinde ifade edilirken, bilgi alışverişi ise arklar aracılığı ile temsil edilmektedir. Uzman sistemler ve yapay sinşr ağları kullanmanın sitem içerisinde taşımış olduğu dezavantajlar ise, uzman sistem içerisinde bilgi güncellemesi işlemi zor iken, yapay sisnir ağlarında ise, eğitim işlemi veri setlerinden gerçekleşmiş olmasından dolayı öğrenme süreci tamamen kullanan bir durum değerlendirmesi bileşeni içerir . Birincisi, bilgiyi ifade düğümleri ve yönettiği yayların içerir ve yeni bilgi düğümler arasında yönelik oklar ile ulaşabilir. İkinci olarak uzman sistemler konusunda bilgi güncellenmesi zor iken önerilen model ile bileşen bilgi, güncellenebilir. Yapay sinir ağları ile mevcut verilere eğitim verilmesi durumu iel çğrenme süreci olduköa zordur (Su ve arkadaşları, 2011).

Bu çalışmada önerilen yangın durumsal farkındalık karar destek sisteminin yararlanmış olduğu metodolojik çalışmalarda dinamik yapının modellenmesinde Bayes ağları kullanılırken, sisteme ait belirsizlikler ve kesin ve net olmayan bilgi yada veriler için bulanık mantık yaklaşımı tercih edilmiştir.

Bu çalışmanın getirmiş olduğu katkılar ise, ilk olarak, bir ya da daha çok ağ üzerinde oluşabilen olağanüstü durumların modellenmesinde yeni bir sistematik model geliştirilmiştir. Geliştirilen modelde, dinamik Bayes ağları ve bulanık risk analizi belirli yeteneklerini yararlanan bir durum değerlendirmesi modeli sunulmuştur. Olası yangın durumlarına ait risk göstergeleri dikkate alınarak uygun durum değerlendirmesi model ile birlikte geröekleştirilmiştir. Daha sonra, riskli durumlara ait mevcut olan şartların durumu belirlenerek, karmaşıklık derecesi ve tehlike boyutu analiz edilerek, her bir operatör-itfaiyeci için karar süreci gerçekleştirilecektir.

KAYNAKLAR

Atak N, Karaoğlu L, Korkmaz Y, Usubütün S. A household survey: unintentional injury frequency and related factors among children under five years in Malatya. Turk J Pediatr 2010; 52: 285-293.

Baader, F. , Bauer, A., Baumgartner, P., Cregan, A., Gabaldon, A., Ji, K., Lee, K., Rajaratnam, D., Schwitter, R., A novel architecture for situation awareness systems, 18th International Conference on Automated Reasoning with Analytic Tableaux and Related Methods, (Springer Berlin/Heidelberg, Oslo, Norway, 2009) (2009), pp. 77–92

Brannon, N.G., Seiffertt, J.E., Draelos, T.J., Wunsch II, D.C., Coordinated machine learning and decision support for situation awareness, Neural Netw., 22 (3) (2009), pp. 316–325

Chen, J.Q., Lee, S.M., An exploratory cognitive DSS for strategic decision making, Decis. Support. Syst., 36 (2) (2003), pp. 147–160

Dey. P.K. (2001), "Decision support system for risk management: a case study", Management Decision, 39/8, 634-649.

Endsley, M.R., Toward a theory of situation awareness in dynamic systems, Hum. Factors, 37 (1) (1995), pp. 32–64

Endsley, M.R., Situation awareness, G. Salvendy (Ed.), Handbook of Human Factors and Ergonomics, John Wiley and Sons (2006), pp. 528–542

Farahbod, R., Avram, V., Glasser, U., Guitouni, A., Engineering situation analysis decision support systems, European Intelligence and Security Informatics Conference (EISIC), (Athens, Greece, 2011) (2011), pp. 10–18

Ghanea-Hercock, R., Gelenbe, E., Jennings, N.R., Smith, O., Allsopp, D.N., Healing, A., Duman, H.S. Sparks, H., Karunatillake, N.C., Vytelingum, P., Hyperion-next-generation battlespace information services, Comput. J., 50 (6) (2007), pp. 632–645

Gorman, C., Cooke, N.J., Winner, J.L., Measuring team situation awareness in decentralized command and control environments, Ergonomics, 49 (12–13) (2006), pp. 1312–1325

Güler, Ç., Çobanoğlu, Z., Kazalar ve Önlenmesi, ISBN 975-7572-61-6, Ankara, 1994.

Ha, J.S., Seong, P.H., A human-machine interface evaluation method: a difficulty evaluation method in information searching (DEMIS), Reliab. Eng. Syst. Saf., 94 (10) (2009), pp. 1557–1567

Hessami, A., A systems framework for strategic approach to risk in e-business, Int. J. Inf. Sci. Manag. (2010), pp. 89–121 (Special)

Hillier, S.Frederick, Gerald J. Lieberman (2001), Introduction to Operations Research, 7th. Edition. McGraw-Hill, New York.

Hsieh, C.-F., Hwang, M.-H. S.-L., Liu, K.-H., Liang, S.-F.M., Chuang, C.-F., A decision support system for identifying abnormal operating procedures in a nuclear power plant, Nucl. Eng. Des., 249 (0) (2012), pp. 413–418

İnce, T., Songül Yalçın, S., Yurdakök, K., Çocukluk çağında ciddi kaza sıklığı ve risk faktörleri, Çocuk Sağlığı ve Hastalıkları Dergisi.

Jones, B., Jenkinson, I., Yang, Z., Wang, J., The use of Bayesian network modelling for maintenance planning in a manufacturing industry, Reliab. Eng. Syst. Saf., 95 (3) (2010), pp. 267–277

Jones, R., Connors, E., Mossey, M., Hyatt, J., Hansen, N., Endsley, M., Using fuzzy cognitive mapping techniques to model situation awareness for army infantry platoon leaders, Comput. Math. Organ. Theory, 17 (3) (2011), pp. 272–295

Kaber, D.B., Endsley, M.R., Team situation awareness for process control safety and performance, Process. Saf. Prog., 17 (1) (1998), pp. 43–48

Khakzad, N., Khan, F., Amyotte, P., Dynamic safety analysis of process systems by mapping bow-tie into Bayesian network, Process Saf. Environ. Prot., 91 (1–2) (2012), pp. 46–53

Kılıç A., Ateşi Tutan Eller-Ateş Kahramanları, 2010

Kim, Y.J., Hoffmann, C.M., Enhanced battlefield visualization for situation awareness, Comput. Graph., 27 (6) (2003), pp. 873–885

Kokar, M.M., Matheus, C.J., Baclawski, K., Ontology-based situation awareness, Inf. Fusion, 10 (1) (2009), pp. 83–98

Köse OÖ, Bakırcı N. Çocuklarda ev kazaları. STED 2007; 16: 31-35.

D.S. Laboratory, SMILE (Structural Modeling, Inference, and Learning Engine), University of Pittsburgh (1998)

Mamdani, E.H., Application of fuzzy logic to approximate reasoning using linguistic synthesis, IEEE Trans. Comput., C-26 (12) (1977), pp. 1182–1191

Markowski, A.S., Mannan, M.S., Kotynia, A., Pawlak, H., Application of fuzzy logic to explosion risk assessment, J. Loss Prev. Process Ind., 24 (6) (2011), pp. 780–790

Melchers, R.E., On the ALARP approach to risk management, Reliab. Eng. Syst. Saf., 71 (2) (2001), pp. 201–208

Murphy, K.P., Dynamic Bayesian Networks: Representation, Inference and Learning, University of California, Berkeley (2002)

Naderpour, M., Lu, J., A fuzzy dual expert system for managing situation awareness in a safety supervisory system, 21st IEEE International Conference on Fuzzy Systems, (Brisbane—Australia, 2012) (2012), pp. 715–721

Naderpour, M., Lu, J., Zhang, G., An intelligent situation awareness support system for safety-critical environments, Decision Support Systems 59 (2014) 325–340

Niu, L., Lu, J., Zhang, G., Cognition-driven Decision Support for Business Intelligence: Models, Techniques, Systems and Applications, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg (2009)

Niu, L., Lu, J., Zhang, G., Wu, D., Facets: a cognitive business intelligence system, Inf. Syst., 38 (2013), pp. 835–862

Power, D.J., Sharda, R., Model-driven decision support systems: concepts and research directions, Decis. Support. Syst., 43 (3) (2007), pp. 1044–1061

Salmon, P.M., Stanton, N.A., Walker, G.H., Jenkins, D., Ladva, D., Rafferty, L., Young, M., Measuring situation awareness in complex systems: comparison of measures study, Int. J. Ind. Ergon., 39 (3) (2009), pp. 490–500

Semmelroth E., A Brief History of Fire And Its Uses

Shapiro, A.F., Fuzzy random variables, Insurance, 44 (2) (2009), pp. 307–314

Smart, P.R., Russell, A., Shadbolt, N.R., Carr, L.A., Aktivesa: a technical demonstrator system for enhanced situation awareness, Comput. J., 50 (6) (2007), pp. 703–716

Su, X., Bai, P., Du, F., Feng, Y., Application of Bayesian networks in situation assessment, R. Chen (Ed.), Intelligent Computing and Information Science, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg (2011), pp. 643–648

TUİK. Turkiye istatistik Yıllığı 2004. Ankara: T.C. Başbakanlık Türkiye İstatistik Kurumu Matbaası, 2004.

Turgay, S., Sürekli İmalatta Bulanık Kural Tabanlı Uzman Sistem Tasarımı, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, 1997

Xin, J., Huang, C. Fire risk analysis of residential buildings based on scenario clusters and its application in fire risk management, Fire Safety Journal 62 (2013) 72–78

Van den Broek, A.C., Neef, R.M., Hanckmann, P., Van Gosliga, S.P., Van Halsema, D., Improving maritime situational awareness by fusing sensor information and intelligence, 14th International Conference on Information Fusion (FUSION) (2011), pp. 1–8

Winston, W.L, Operation Research: Applications and Algorithms, Fourth Edition, 2007.

Wu, A., Shi,S., Li, R., Tang, D., Tang, X., City fire risk analysis based on coupling fault tree method and triangle fuzzy theory, Procedia Engineering 84 (2014) 204 – 212

Yorulmaz G., Yangından korunma ve binalarda yangın güvenliği önlemleri, Selçuk Üniversitesi, Yüksek lisans tezi, 2001

Yurtay, Y., Yurtay, N., Çelebi, N., Bacınoğlu, N.Z., Ak,G., Sakarya İline Ait Yangın Verilerinin Veri Madenciliği Yöntemleriyle Değerlendirilmesi, Akademik Platform, ISITES2014, 2014 Karabuk – TURKEY

http://www.radikal.com.tr/otomotiv/kaza_istatistikleri_alarm_veriyor-1303779

www.miye.tsk.tr/userfiles/elkitaplari/gsy_el.pdf- MEHMETÇİK İÇİN YURTTAŞLIK EĞİTİMİ PROJESİ, GÜVENLİ SOSYAL YAŞAM EĞİTİM MODÜLÜ, Ankara, 2014

http://www.yenimesaj.com.tr/?haber,13012297/kaza-istatistikleri-urkutuyor