

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**LPG DÖNÜŞÜMÜ YAPILMIŞ BİR DİZEL MOTORUNDA AZOTOKSİT
OLUŞUMUNUN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin Emre DOĞAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

EYLÜL 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**LPG DÖNÜŞÜMÜ YAPILMIŞ BİR DİZEL MOTORUNDA AZOTOKSİT
OLUŞUMUNUN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Hüseyin Emre DOĞAN
(503111726)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV

EYLÜL 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111726 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Hüseyin Emre Doğan** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**LPG DÖNÜŞÜMÜ YAPILMIŞ BİR DİZEL MOTORUNDA AZOTOKSİT OLUŞUMUNUN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ** ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **27 Ağustos 2013**
Savunma Tarihi : **12 Eylül 2013**

Aileme,

ÖNSÖZ

İçten yanmalı motorlar üzerine günümüze kadar birçok çalışma yapılmıştır. Dönemlere göre araştırma yapılan alanlar farklılık göstermektedir. Günümüzde ise egzoz emisyon değerlerini düzenleyen standartlar sebebiyle, motor sahasında yapılan çalışmalar bu yöne doğru kaymıştır. Bununla beraber artan petrol fiyatlarından dolayı tüketiciler yakıt ekonomisi daha iyi olan taşıtları tercih etmeye başlamıştır. Fakat düşük egzoz emisyon değerlerine sahip ve güç kaybına yol açmaksızın daha az yakıt tüketen motorların üretilmesinde bir takım zorluklar bulunmaktadır. Bu zorlukları aşmak için benimsenen yollardan biri de farklı yakıtların motorlarda kullanılmasıdır. Gaz yakıtlar bu noktada büyük öneme sahiptir. Ayrıca gaz yakıtların dünya üzerindeki rezerv miktarları ve ucuzlukları onları daha cazip hale getirmektedir. Tez konusu, gaz yakıtların bu olumlu yanları göz önünde bulundurularak belirlenmiştir.

Tez çalışmam süresince bilgi tecrübelerini benden esirgemeyen danışman hocam sayın Prof. Dr. Rafiq Mehdiyev'e teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca tez süresince benden yardımlarını esirgemeyen ve motor deneylerin yapıldığı deney odasının bugünlere gelmesinde büyük emekleri olan Yrd. Doç. Dr. O. Akın Kutlar, Dr. Hikmet Arslan ve Dr. Alper Tolga Çalış'a, bizlere teknik bilgi ve donanım sağlayan TŪMOSAN AŞ çalışanlarına teşekkür ederim. Son olarak hayatımın her alanında benden desteklerini esirgemeyen aileme minnettar olduğumu belirtir saygılar sunarım.

Eylül 2013

Hüseyin Emre Doğan
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	2
2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR VE EGZOZ EMİSYONLARI.....	5
2.1 İçten Yanmalı Motorların Tarihsel Gelişimi	5
2.2 Motorlarda Yanma Sonucunda Ortaya Çıkan Kirletici Gazlar	8
2.2.1 Karbondioksit gazı.....	9
2.2.2 Karbonmonoksit gazı.....	10
2.2.3 Azotoksit emisyonları.....	10
2.2.4 Hidrokarbon emisyonları.....	11
2.2.5 Partikül maddeler.....	11
2.3 Egzoz Gazı Emisyon Standartları.....	11
2.4 Azotoksit Emisyonları ve Azaltma Yöntemleri	14
2.4.1 Egzoz gazının yeniden motora gönderilmesi (EGR).....	14
2.4.2 Püskürtme zamanının ayarlanması	15
2.4.3 Üç yollu katalitik dönüştürücü kullanımı (SCR).....	16
2.4.4 Azotoksit kapanları.....	16
2.5 Yakıtların Egzoz Emisyonları Üzerine Etkisi ve Motorlarda Kullanımı	17
2.5.1 Benzin yakıtı.....	18
2.5.2 Dizel yakıtı	18
2.5.3 Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG).....	19
2.5.4 Doğal gaz.....	21
2.5.5 Biodizel yakıtı.....	21
2.5.6 Hidrojen	22
3. TÜRBÜLANSLI YANMA MODELİ VE HESAPLAMA PROGRAMI	25
3.1 Türbülanslı Yanma Modelinin İncelenmesi	25
3.2 Kademeli Dolgulu Motorlar	32
3.3 Hesaplama Programı ve Yapılan Çalışmalar.....	34
3.3.1 Hesaplama programının LPG yakıtına ve kademeli dolgulu sisteme uygun hale getirilmesi	35
4. TEORİK VE DENEYSEL İNCELEMELER.....	43
4.1 Teorik Hesaplamalar	43
4.2 LPG Motoru İçin Yapılan Deneysel Çalışmalar	47

4.3 Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması	57
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	61
KAYNAKLAR.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	65

KISALTMALAR

AA	: Ateşleme Avansı
AÖN	: Alt Ölü Nokta
AzTÜ	: Azerbaycan Teknik Üniversitesi
CNG	: Sıkıştırılmış Doğalgaz (Compressed Natural Gas)
EGR	: Egzoz Gazı Resirkülasyonu (Exhaust Gas Recirculation)
GDI	: Benzin Direkt Enjeksiyonu (Gasoline Direct Injection)
HFK (λ)	: Hava Fazlalık Katsayısı
İETT	: İstanbul Elektrikli Tramvay ve Tünel İşletmesi
İTÜ	: İstanbul Teknik Üniversitesi
İYM	: İçten Yanmalı Motor
KFE	: Kimya Fizik Enstitüsü
LNG	: Sıvılaştırılmış Doğalgaz (Liquefied Natural Gas)
LPG	: Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (Liquefied Petroleum Gas)
MR	: Man- Ricardo
OEB	: Ortalama Efektif Basınç
OECD	: Avrupa Ekonomik İşbirliği Teşkilatı
SCR	: Selective Catalytic Reduction
TÜBİTAK	: Türkiye Bilimsel
TÜMOSAN	: Türk Motor Sanayi
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
YO	: Yanma Odası

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Dizel ve LPG yakıtları ile çalışan motorlara ait parametrelerin karşılaştırılması	3
Çizelge 2.1 : Otto-Langen ve dört zamanlı Otto motorlarının teknik değerleri	5
Çizelge 2.2 : Binek taşıtlar için Euro emisyon standartları	12
Çizelge 2.3 : Benzin yakıtlı binek araçlar için Euro emisyon standartları	12
Çizelge 2.4 : Yol dışı araçlar için emisyon standartları	13
Çizelge 2.5 : Yol dışı araçlar için Faz III B emisyon standartları	13
Çizelge 2.6 : Yol dışı araçlar için Faz IV emisyon standartları	14
Çizelge 2.7 : Yakıtların motorlara göre kullanımı ve sıkıştırma oranları	15
Çizelge 2.8 : Yakıtlarına göre hafif ve ağır hizmet taşıtlarının emisyon değerleri ...	19
Çizelge 3.1 : LPG motoru için Fortran 77 programı giriş değerleri	36
Çizelge 3.2 : LPG motoru için program içerisinde değiştirilen sayısal değerler	37
Çizelge 4.1 : LPG motoru için teorik hesap sonuçları ($\lambda = 1,34$; $n = 200$ devir/dak tam yük)	44
Çizelge 4.2 : $\lambda = 1,2$ ve $n = 2000$ devir/dakika deney şartlarında elde edilen sonuçlar	50
Çizelge 4.3 : $\lambda = 1,2$ ve $n = 2000$ devir/dakika şartlarında optimum değerler	50
Çizelge 4.4 : $\lambda = 1,34$ ve $n = 2000$ devir/dakika deney şartlarında elde edilen sonuçlar	52
Çizelge 4.5 : $\lambda = 1,34$ ve $n = 2000$ devir/dakika şartlarında optimum değerler	53
Çizelge 4.6 : $\lambda = 1,44$ ve $n = 2000$ devir/dakika şartlarında elde edilen deney sonuçları	53
Çizelge 4.7 : $\lambda = 1,44$ ve $n = 2000$ devir/dakika şartlarında optimum değerler	54
Çizelge 4.8 : $\lambda = 1,5$ ve $n = 2000$ devir/dakika deney şartlarında elde edilen değerler	54
Çizelge 4.9 : $\lambda = 1,5$ ve $n = 2000$ devir/dakika deney şartları için optimum değerler	55

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Dizel motoru ile çift yakıtlı motorun is ve emisyon değerleri.	3
Şekil 2.1 : Püskürtme avansının silindir içi basınç değeri üzerine etkisi.	16
Şekil 2.2 : Yakıtların kısa ve uzun vadede emisyon standartlarını sağlama kabiliyetleri. LDV:Hafif hizmet taşıtları, HDV: Ağır hizmet taşıtları.....	20
Şekil 2.3 : Yakıtların, maliyet, emisyon, sera etkisi ve petrole olan bağımlıkları açısından incelenmesi [12].	23
Şekil 3.1 : Türbülanslı yanma odası bölümlerinin şematik gösterimi [13].	26
Şekil 3.2 : Çift döngülü MR-2 YO'nun şeması ve fiziksel modelde yanma sürecinin anlık fotoğrafları [6].	33
Şekil 3.3 : Türbülans şiddetinin motor verimine etkisi.	38
Şekil 3.4 : MR-2 yanma odasının şematik görünüşü.	39
Şekil 3.5 : Belirli şartlarında normal yanma hızının HFK ile değişimi.	40
Şekil 3.6 : MR- Process yanma mekanizmasını gerçekleştirmek için oluşturulan kodlar : (a) Kademesiz yanma. (b) Kademeli yanma.	40
Şekil 3.7 : MR - Process yanma mekanizmasında HFK'nın değişimi.	41
Şekil 4.1 : 4 Silindirli TUMOSAN motorunun egzoz emisyon değerlerinin karşılaştırması (—LPG, - - - - Dizel) [6].	43
Şekil 4.2 : Kademeli ve klasik yanmalı motorun teorik olarak karşılaştırması.	44
Şekil 4.3 : Homojen yanma durumunda bölgelere göre NO _x oluşumu.	45
Şekil 4.4 : Kademeli yanma odasında bölgelere göre NO _x oluşumu.	46
Şekil 4.5 : LPG yakıtına dönüşümü tamamlanan dizel motor.	48
Şekil 4.6 : Hava fazlalık katsayısının 1,2 değerinde güç ve özgül yakıt tüketiminin ateşleme avansı ile değişimi.	49
Şekil 4.7 : Hava fazlalık katsayısının 1,2 değerinde NO _x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.	50
Şekil 4.8 : Hava fazlalık katsayısının 1,34 değerinde motor gücü ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.	51
Şekil 4.9 : Hava fazlalık katsayısının 1,34 değerinde NO _x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.	51
Şekil 4.10 : Hava fazlalık katsayısının 1,44 değerinde NO _x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.	52
Şekil 4.11 : Hava fazlalık katsayısının 1,44 değerinde NO _x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.	53
Şekil 4.12 : Hava fazlalık katsayısının 1,5 değerinde NO _x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.	54
Şekil 4.13 : Hava fazlalık katsayısının 1,5 değerinde NO _x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.	54
Şekil 4.14 : LPG motorunda hava fazlalık katsayısına bağlı olarak ortalama efektif basıncın değişimi.	55

Şekil 4.15 : LPG motorunda hava fazlalık katsayısına bağlı olarak NO _x emisyonlarının değişimi.	56
Şekil 4.16 : LPG motorunda hava fazlalık katsayısına bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değerinin değişimi.	57
Şekil 4.17 : Teorik hesap ve deney sonuçlarının değerlendirilmesi.	58
Şekil 4.18 : Teorik ve deneysel sonuçlara göre özgül yakıt tüketimi değerleri.	59

LPG DÖNÜŞÜMÜ YAPILMIŞ BİR DİZEL MOTORUNDA AZOTOKSİT OLUŞUMUNUN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

İçten yanmalı motorlar yakıttan elde ettiği enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir. İlk içten yanmalı motor 1860 yılında Lenoir tarafından icat edilmiştir. Bu motorda hava yakıt karışımı sıkıştırılmadan ateşlendiği için motorun verimi %5 civarında olmuştur. 1876 yılında Otto tarafından ilk dört zamanlı motor imal edildi. Bu motorun verimi %14 değerine ulaşmıştı. Otto'nun bu icadı içten yanmalı motor endüstrisinde bir devrim yarattı. Dünya'nın birçok ülkesinde çeşitli motorlar üretilmeye başlandı. 1890'lı yıllarda Otto motorlarının verimi %20-25 seviyelerine geldi. Fakat sıkıştırma oranı hala 4 civarındaydı ve motorların veriminin artmasını engelliyordu. 1892 yılında Alman Mühendis Rudolf Diesel tarafından yeni bir motorun patenti yayımlandı. Bu motorda yanma sıkıştırılmış hava içerisine yakıtın püskürtülmesi ile başlıyordu. Dizel motoru, sıkıştırma oranının yüksek değerlerde olmasından dolayı mevcut motorların iki katı verime sahip oldu. Motorlardaki güç ve verim değerleri gittikçe daha yüksek değerlere ulaştı. Fakat 1945'li yıllarda Los Angeles semalarında görülen hava kirliliği ilerleyen dönemlerde motorlar üzerinde önemli değişikliklere yol açtı. Görülen hava kirliliğinin, araçların egzoz gazlarından çıkan NO_x ve HC bileşiklerinin güneş ışığı altında tepkimeye girerek kimyasal duman oluşturduğu araştırmacılar tarafından belirlendi. Bu gelişmenin ardından başta Amerika olmak üzere birçok ülkede egzoz emisyonlarını sınırlayan kanunlar yürürlüğe girdi. İlerleyen yıllarda hava kirliliğinin insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkilerinin belirlenmesi ile bu değerler sürekli güncellenerek günümüze kadar geldi. Bu süreç içerisinde 1970 yılında patlak veren petrol krizi nedeniyle motorların yakıt tüketimi değerlerinin düşürülmesinin gerekliliği ortaya çıktı. Dolayısıyla günümüzde yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesine yönelik çalışmalar ağırlık kazanmıştır.

Yürürlükte olan egzoz emisyon standartları motorların yapısı ve çalışma şartlarını büyük ölçüde etkilemektedir. Emisyon değerlerini egzoz sisteminde azaltılmasını sağlayan ekipmanların kullanılması sebebiyle maliyetler artış göstermektedir. Ayrıca yakıt tüketimine bağlı olarak çevreye salınan CO₂ miktarının gittikçe artmasının sonucunda ortaya çıkan sera gazı etkisi nedeniyle iklim değişiklikleri meydana gelmektedir. CO₂ miktarının azaltılması yakıt tüketimi değerlerindeki düşmeye bağlıdır. Benzin motorları genel anlamda dizel motorlara göre daha fazla yakıt tüketim değerlerine sahiptir. Bunun temel sebebi sıkıştırma oranı değerinin vuruntu sebebiyle 11 dolayında sınırlı kalmasıdır. Sıkıştırma oranı değerinin 14-15 civarına ulaşması halinde benzin motorlarının verimi artacak ve yakıt tüketim değerleri azalacaktır. Fakat vuruntu meydana gelmeden, sıkıştırma oranının artırılması yeni yöntemlerin uygulanması ile mümkündür. Kademeli dolgulu motorlar bu noktada devreye girmektedir. Yanma odası içinde fakir ve zengin karışım bölgeleri oluşturularak vuruntu olayının engellenmesiyle sıkıştırma oranı istenen değerlere

getirilebilmektedir. Benzin motorlarında vuruntu olmaması için yüksek oktan sayılı yakıtlar da kullanılabilir. LPG ve CNG gibi yüksek oktan sayılı yakıtların uygun koşullar altında kullanılmasıyla CO₂ ve diğer emisyon değerleri azaltılır. Ayrıca LPG ve CNG yakıtları içeriğinde daha az karbon bulundurması sebebiyle de daha az CO₂ üretilir.

Dizel motorların verim değerlerinin daha yüksek olması sebebiyle CO₂ salımı daha düşüktür. Biodizel gibi yapısında karbon içeriği çok az olan sentetik esaslı yakıtların ticari olarak kullanılabilir olması durumunda dizel motorların CO₂ emisyonları çok düşük seviyelere ulaşacaktır. Dizel motorlarında NO_x emisyonları büyük sorun teşkil etmektedir. Örneğin Euro 5 standartlarından Euro 6 standartlarına geçişte NO_x emisyonlarında %55, aynı şekilde yol dışı araçlarda Stage IIIA' dan Stage IV'e geçişte NO_x değerlerinde %87 azalma istenmektedir. Bu sebeplerden dolayı uzun vadede daha ucuz ve çevreci yakıtların kullanılması kaçınılmaz olmaktadır.

Yukarıda anlatılan sorunlara bir çözüm üretmek amacıyla Rusya Bilimler Akademisi Kimyasal Fizik Enstitüsü tarafından önerilen türbülanslı yanma modeli ve kademeli dolgu ile çalışan bir motorun geliştirme çalışmaları 2009 yılında TÜMOSAN ve İTÜ işbirliği ile başlamıştır. Bu kapsamda TÜMOSAN tarafından üretilen bir dizel motor LPG yakıtı ile çalışabilir hale getirilmiştir. Dönüştürme işlemi için sıkıştırma oranı 14 değerine düşürülmüş, dizel motorun yakıt enjektörleri yerine ateşleme bujileri yerleştirilmiş, yakıtın her bir silindirin emme portuna püskürtülmesi sağlanmıştır. Üretilen ilk örnek motorun deneylerinde güç, verim değerlerinde iyileşmeler görülmüştür. Ateşleme avansının değerine bağlı olarak verim değeri 0,37 değerine kadar yükselmiştir. LPG'li motorun yanma süreci MR-Process yanma mekanizmasına uygun olarak çalışmaktadır. MR- Process yanma mekanizmasının gerçekleşmesi için MR-2 Yanma odası kullanılmıştır. MR-2 yanma odası yüzeyinde iki adet oyuk içermektedir. Bu oyukların kesişme noktalarına bir adet ateşleme bujisi bulunmaktadır. Oyuklar içerisinde birbirine ters yönde dönen bir hava akımı oluşturulmaktadır. Hava akımı sebebiyle ortaya çıkan merkezkaç kuvvet, yoğunluğu havadan daha fazla olan LPG yakıtını oyukun dış kısmına doğru sürüklemektedir. Dolayısıyla buji etrafında yakıtça zengin bir bölge oluşturulur. Hava akımının merkezine doğru gidildikçe önce stokiyometrik daha sonra fakir karışım bölgeleri mevcuttur. Yanma, zengin karışım bölgesinde başlar ve fakir karışım bölgelerine doğru ilerler. Bu yolla kademeli bir yanma süreci ortaya çıkmış olur. NO_x oluşumunun, diğer yanma ürünlerinin denge noktasına ulaşmasının ardından başladığı bilinmektedir. Bu sebepten dolayı yanmanın başladığı ve alevin ilk geçtiği bölgelerde NO_x oluşumu daha fazladır. Fakat MR-Process yanma mekanizmasında ilk yanma bölgelerinde NO_x oluşması için yeterli miktarda O₂ olmadığı için NO_x oluşumu daha azdır. Bu sayede daha az NO_x oluşmaktadır. Ayrıca türbülanslı yanma gerçekleştiği için klasik yanma mekanizmalarındaki alev ilerleme sistemi yoktur. Yerel sıcaklıkların düşmesiyle NO_x oluşumu daha az olmaktadır.

Bu motor üzerine günümüze kadar silindirik kafası tasarımı, yakıt püskürtme sistemi için yazılım geliştirme, vb birçok çalışma yapılmıştır. Bugün motor deney yapılabilecek seviyeye gelmiştir. Deney öncesinde AzTÜ'de türbülanslı yanma modeli temel alınarak oluşturulan bir yazılım programı LPG yakıtı için yeniden düzenlenmiştir. LPG yakıtlı motorda yanma mekanizması gereği türbülans şiddeti normal bir motordan çok daha fazladır. Dolayısıyla türbülans şiddetinin artırılması gereklidir. Emme sistemi tarafından oluşturulan türbülansın hesaplandığı bölümde değişiklik yapılarak toplam türbülans şiddeti artırılmıştır. Daha sonra türbülans şiddetinin yanma üzerindeki etkisi incelenmiş ve toplam türbülans şiddetinin 13-14

m/s değerini geçtikten sonra yanma hızını yavaşlattığı belirlenmiştir. Bu bilgi doğrultusunda toplam türbülans şiddetinin değeri 13 m/s ile sınırlandırılmıştır. Program üzerinde yapılan bir değişiklikte kademeli yanma mekanizmasının kısmen eklenmesi olmuştur. Yapılan değişikliğe göre yakıtın %55'i yanıcaya kadar HFK 0,80 den 1,34 e kadar kademeli olarak artıyor daha sonra ise genel HFK değeri sabit alınarak yanma tamamlanmaktadır.

Hesap programı üzerinde yapılan başka değişiklik ve ilavelerden sonra HFK'nın 1,34 değeri için program çalıştırılmıştır. AA farklı değerleri için sonuçlar elde edilmiştir. Buna göre AA 4 derece olduğu şartlarda NO_x emisyonu 300 ppm altında kalmaktadır. Ayrıca bu çalışma şartlarında ortalama efektif basınç 0,57 MPa olarak hesaplanmakta ve motor gücü istenen seviyelere yakın olmaktadır. Sadece motor verim değeri beklenen seviyelerin biraz altındadır.

Dönüşüm işlemini tamamlanan TUMOSAN marka tek silindirli LPG yakıtlı motor, İTÜ Motorlar ve Taşıtlar Laboratuvarında kurulumu yeni tamamlanan motor deney odasında test edilmiştir. Deneyler farklı hava fazlalık katsayıları için yapılmıştır. Her deney işlemini için farklı AA değerleri seçilmiştir. Genellikle HFK'nın artması ile AA artırılmıştır. Her bir çalışma şartı için en yüksek gücün elde edildiği AA ve en düşük NO_x emisyonunun elde edildiği AA belirlenmiştir. Bu koşullardaki güc, yakıt tüketimi, NO_x emisyonu, vb bilgiler tablo haline getirilmiştir. Bu bilgilerden yola çıkılarak optimum çalışma koşulu $\lambda = 1,34$ ve AA = 4 °KMA olarak belirlenmiştir. λ 'nın 1,2 değerini aldığı durumda güc değerinde biraz artışlar olmasına rağmen NO_x emisyon değerleri 1500 ppm seviyelerine ulaşmıştır. λ 'nın yüksek değerlerinde de güc değerlerinin azaldığı görülmüştür. Ayrıca bu çalışma şartlarında ($\lambda = 1,44; 1,5; 1,6$) HC emisyonlarında bir artış olduğu gözlenmiştir.

Sonuç olarak teorik hesap ve deneysel çalışmalar uyum göstermiştir. NO_x emisyonları arasında %17 lik bir fark vardır. Güc değerleri arasında bu fark çok daha az olmaktadır. Oluşturulan model bu motor için deney öncesinde ön bilgi elde etmek için kullanılabilir.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE FORMATION NITROGEN OXIDE FOR A DIESEL ENGINE WAS CONVERTED LPG FUEL

SUMMARY

Internal combustion engine converts energy to obtain from fuel to mechanical energy. In 1860, the first internal combustion engine was invented by Lenoir. However, efficiency of this engine was 5% due to no compression there before ignition fuel-air mixture. The first four-stroke engine was manufactured in 1876 by Otto. The engine had 5% effective efficiency. Otto has created a revolution in the invention of the internal combustion engine industry. Various engines were produced in many countries. Efficiency of Otto's engines raised 20-25% values in 1890's. But efficiency was a directed function of expansion ratio, yet compression ratio was to be avoided with available fuels. In 1892, a new engine patent was released by German engineer Rudolf Diesel. Combustion in this engine was begun with liquid fuel spraying into compressed air. Due to the high values of compression ratio, diesel engines had two times of available engine efficiencies. In 1945 in the skies with air pollution on the Los Angeles has led to significant changes over engines. In air pollution, vehicle exhaust gases reacts with the NO_x and HC in the sunlight of the compounds were determined by chemical smog created by the researchers. During this period, due to the oil crisis that erupted in 1970, appeared the necessity of lowering the engine's fuel consumption values. Researchers have conducted studies to date on fuel consumption and exhaust emissions.

The exhaust emission standards in force structure and working conditions greatly influence the engines. It also allows to reduce emissions in exhaust system increased costs due to the use of equipment. Also, depending on the fuel consumption amount of CO_2 released into the environment as a result of increased successively occur climatic changes due to the greenhouse effect. Generally, Gasoline engines consume fuel than diesel engines. The main reason for this is the value of the compression ratio remains limited to around 11 value due to knock. If the value of the compression ratio to reach around 14 to 15, efficiency of gasoline engines will increase and the energy consumption will be reduced. However, compression ratio can be increased with the implementation of new methods of creating no knocking. Stratified charge engines are important at this point. Rich and poor regions of the mixture in the combustion chamber are formed in this way the compression ratio can be increased with avoiding the occurrence of knocking. High octane number gasoline engine fuels may also be used to prevent detonation. Fuels such as LPG and CNG that they have higher octane number, under appropriate conditions using an increased compression ratio and reduced emissions. Since they are less carbon content of LPG and CNG fuels less CO_2 is produced.

Due to higher levels of efficiency diesel engines make less CO₂ emissions. NO_x emissions for diesel engines are a major concern. For example, the transition Euro 5 to Euro 6 standards NO_x emissions by 50%, in the same way from the Stage IV to Stage IIIA off-road vehicles to pass 87% reduction in NO_x levels is required. For these reasons, the use of cheaper and environmentally friendly fuel engines is a topic of interest. In order to produce a solution to the problems described above, an engine that stratified system works with development in collaboration with TUMOSAN and Istanbul Technical University have began in 2009. A diesel engine that produced by TUMOSAN converted using LPG fuel. To convert to reduced compression ratio value of 14, instead of the diesel engine fuel injectors, spark plugs inserted, the intake port of each cylinder is provided spraying. It also lets you work with LPG engine stratified charge combustion chamber MR-2 is used. Experiments produced the first prototype engine power, efficiencies are improved. Combustion process of LPG engine operates in accordance with the MR-Process combustion mechanism. MR-2 combustion chamber is used for the realization of the MR-Process combustion mechanism. There are two cavities on the surface of the MR-2 piston. A spark plug is located the intersection of this holes. The cavities are formed in holes by air flow turning in opposite directions. Due to the centrifugal force produced by the flow of air, the LPG fuel, more than the air density, dragged through towards to outside of cavity. Thus a rich mixture region is created around the spark plug. Towards the center of the air flow zones, there are stoichiometric mixture and then lean zones respectively. Combustion starts in rich mixture and progresses towards the poor regions of the mixture. In this way, stratified combustion process is obtained. NO_x formation begins after reaching equilibrium point of the other combustion products. For this reason, more NO_x is produced in the first combustion regions. However, when used MR-Process combustion mechanism, there is no sufficient oxygen for the formation of nitrogen in the first combustion region. For this reason, the amount of nitrogen oxide is much less. Also due to the turbulent combustion in the LPG engine, there is no flame progression system as the classic combustion chamber. Depending on local temperatures down less nitrogen is formed.

A lot of working has been done to design a new cylinder head and development software for the fuel injection system. Prior to the experiment which is based on the turbulent combustion model for the use of a software program arranged for LPG fuel are carried out. Due to the combustion mechanism, LPG engine turbulence intensity is much more than a normal engine. Hence, intensity of turbulence in the program has to increased Turbulence value that created by intake system changed to increase total turbulence intensity. Then the effect on combustion of changing turbulence values are examined. When the total intensity of turbulence exceeds 13-14 m/s, increasing of total turbulence value slows combustion speed. Based on this information maximum value of total turbulence intensity is limited 13 m/s. The stratified combustion mechanism was partially added in the program. According to changing, until burning 55% of the fuel the air excess coefficient increases gradually up to 0.8 from 1.34. We have assumed that the ignition mechanism works with general excess air factor after 50-60% combustion of the fuel. So the excess air coefficient remains constant. In reality, towards the center of the cavity air excess coefficient can reach very high values. The results of calculation of the effect of this assumption was found to be negligible.

After other changes and additions on the program, the program was run while excess air coefficient is equal to 1.34. Results obtained for different values of ignition advance. When ignition advance is 4 CA, NO_x emissions were less than 300 ppm. In addition, this working conditions, the mean effective pressure is calculated 0.57 MPa and engine power is close to the desired levels. Only effective efficiency levels slightly below the expected value. The engine that is produced by TUMOSAN and completed the LPG conversion process tested in engines and vehicles laboratory at Istanbul Technical University. Experiments were made to different excess air coefficient. Different ignition advance values is selected for each test condition. Generally, ignition advance value increased according to increasing of excess air coefficient. For each working conditions, ignition advance values that obtained maximum power and lowest NO_x emissions were determined, respectively. On the basis of this information, the optimum operating condition for LPG engine is determined as excess air coefficient is equal to 1.34 and ignition advance is equal to 4 CA before TDC. Although the maximum power value is obtained where excess air coefficients value is equal to 1.2, this working point was not preferred to engine. Because NO_x emission values is reached level of 1500 ppm. Power values is reduced with increasing of the excess air coefficient. In addition, working conditions ($\lambda = 1.44, 1.5, 1.6$) has been observed that an increase in HC emissions.

As a result, in agreement with theoretical calculations and experimental studies. There is a difference of 17% of NO_x emissions between theoretical with experimental studies. Power values are very close to each other. The generated model of the LPG engine can be used to obtain preliminary information prior to the experiment.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorların icat edilmesinin üzerinden yaklaşık 150 yıl geçti. İlk yapılan motorlarda düşük verim sorunu bulunmaktaydı. Lenoir'ın iki zamanlı motorunun verimi %5 civarındaydı. Bu sebepten dolayı motor verimini artırma üzerine çalışmalar yapılmıştır. Otto'nun dört zamanlı motoru icat etmesi ile hızlı bir verim artışı sağlandı. 1894 yılında Otto motorları %20 -25 efektif verime sahipti [1]. 1950'li yıllara kadar daha güçlü motorlar geliştirilmesine devam edildi. Fakat 1955 yılında; İYM'lerin egzoz gazlarının hava kirliliğine sebep olduğunun anlaşılmasının ardından, motorlar üzerinde egzoz emisyonlarını düşürmeye yönelik çalışmalar başladı. Tüm bunların üzerine, 1970'li yıllarda ortaya çıkan petrol krizinin bir sonucu olarak düşük yakıt tüketimine sahip motorlara olan ihtiyaç eklendi. Günümüzde, güç kaybına yol açmadan; düşük motor hacmine sahip, daha az yakıt tüketen ve gittikçe daha katı hale gelen egzoz emisyon standartlarını sağlayan motorları geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Fakat şu rahatlıkla söylenebilir ki egzoz emisyon değerlerini standartlara uygun hale getirmek üreticilerin birinci önceliğindedir. Eğer bu standartlar sağlanmaz ise üretilen motorun ve bu motoru kullanan taşıtların, emisyon standartlarını kabul etmiş ülkelere satışı mümkün olmamaktadır. Motor üreticileri bu durumu göz önünde bulundurarak, emisyon standartlarını sağlamak için daha fazla yakıt tüketmeyi veya verimde bir miktar düşmeyi göze almaktadırlar. Ayrıca mevcut emisyon değerlerini motor üzerinde sağlamak mümkün olmadığı için motor sonrası ilave donanımlar kullanılmakta ve maliyetler artmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Günümüzde insanların hayatını kolaylaştıran ve yaşamın her alanında etkin bir şekilde kullanılan İYM'nin, belki de petrol rezervlerine bakılmaksızın kullanımını sınırlayan ve onu eski bir teknoloji olmaya doğru itmeye çalışan faktör egzoz emisyonlarıdır. Fakat mevcut koşullarda kısa süre içerisinde İYM'nin yerine geçecek bir teknoloji gözükmemektedir. Taşıtlarda, egzoz emisyon sorunu olmayan, elektrik motorlarının kullanımının depolama sorunu nedeniyle önümüzdeki 30-40 yıllık süre

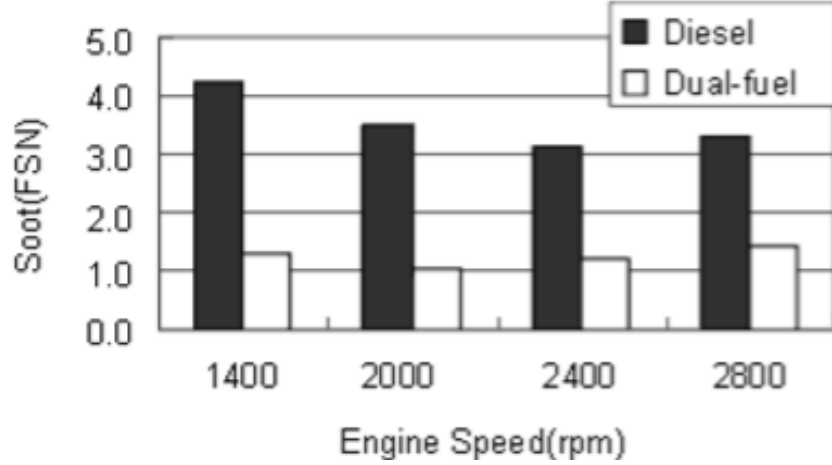
içerisinde yaygınlaşması zor görünmektedir. Bu noktadan hareketle daha verimli ve ilave donanım ihtiyacı duymayan çevreci motorların geliştirilmesi gereklidir.

Bu tez çalışmasında istenilen egzoz emisyon değerlerini sağlayabilmesi için çevreci, ucuz ve daha fazla rezerve sahip olan sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ile çalışabilir hale getirilmiş bir traktör dizel motorunun, bilgisayar ortamında teorik hesaplamalarının yapılması ve elde edilen deneysel sonuçları kullanılarak azotoksit emisyonlarının hesabı amaçlanmaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Marmara Üniversitesinde yapılan bir yüksek lisans tez çalışmasında buji ateşlemeli bir motorun matematiksel modeli oluşturularak çevrimsel analizi gerçekleştirilmiştir. LPG ve CNG yakıtlarının fiziksel ve kimyasal özelliklerindeki değişimler matematiksel modelde dikkate alınmıştır. Araştırma sonucunda benzin yakıtı yerine LPG kullanıldığı durumda volümetrik verimdeki düşmeye bağlı olarak güçte %4,93'lük bir azalma olmasına karşı, NO_x emisyonlarında %40 civarında bir azalmanın olduğu tespit edilmiştir [2].

Wuhan Teknoloji Üniversitesinde bir grup araştırmacı tarafından yapılan çalışmada: Çin'in en büyük şehirlerinden biri olan Guangzhou'da toplu taşımada kullanılan dizel motora sahip otobüslerin çift yakıtlı (LPG - dizel) hale dönüştürülmesi incelenmiştir. Mevcut dizel motorun çift yakıtlı hale getirilmesi, sadece LPG yakıtını kullanan bir motora dönüştürme işleminden daha kolay ve az maliyetli olduğu için tercih edilmiştir. Çalışma sonucunda Şekil 1.1'de görüldüğü gibi is emisyonlarında LPG kullanım oranına bağlı olarak önemli derecede azalmalar sağlanmıştır. Yakıt tüketim değerleri dizel motora göre daha düşük seviyelerdedir. Bunların yanında güç değerinde çok az bir artışın olduğu belirtilmiştir. Çift yakıtlı motorun volümetrik veriminin dizel motora göre daha düşük olmasının güç artış miktarını sınırladığı ifade edilmiştir. Motorun sıkıştırma oranının 17 olması sebebiyle NO_x emisyonlarında çok az bir düşme gözlenmiştir [3].



Şekil 1.1 : Dizel motor ile çift yakıtlı motorun is ve emisyon değerleri.

İTÜ'de 2012 yılında yapılan bir çalışmada, yüksek verimli ve ultra düşük emisyonlu dizel motorlarının geliştirilmesi ve bu motorların hiçbir yapısal değişim yapmadan çevreci ve daha ucuz olan LPG ve CNG yakıtlarına dönüştürülmesi amacıyla “MR-Process” yanma mekanizmasını gerçekleştirebilen çift döngülü MR-2 Yanma odası kullanılmıştır. MR-2 Yanma odası, klasik benzinli motorlarda olduğu gibi, yanma sürecinde meydana çıkabilen vuruntu olayını engellediği ve klasik dizel motorlarda olduğu gibi, motorun tüm yük rejimlerinde fakir karışımlarla ($\lambda > 1,30-1,40$) çalışabildiği için yüksek dizel sıkıştırma oranında motoru LPG ve CNG yakıtları ile çalıştırma imkanı sağlamaktadır. Araştırma sonuçları Çizelge 1.1'de gösterilmiştir. Sonuçlardan yola çıkılarak LPG ile çalışan motorun dizel motora oranla daha verimli olabileceği belirtilmiştir [4].

Çizelge 1.1: Dizel ve LPG yakıtları ile çalışan motorlara ait parametrelerinin karşılaştırılması.

Yük, Mpa		Dizel		LPG, $\epsilon=14$				
p_{me}	η_v	λ	η_e	η_v	λ	η_e		Fark (%)
						Deney	Hesap	
0,34	0,82	2,74	0,32	0,59	1,4	0,33	0,35	6
0,4	0,85	2,45	0,335	0,69	1,45	0,35	0,37	+5,7
0,575	0,88	2,15	0,35	0,78	1,5	0,38	0,38	0
0,68	0,86	1,75	0,36	0,79	1,38	0,385	0,4	+3,9
0,73	0,85	1,60	0,37	0,81	1,3	0,39	0,41	+5,1
0,85	-	-	-	0,85	1,2	0,385	0,42	9

İTÜ'de 2006 yılında İETT bünyesinde Hasanpaşa garajında bulunan 100 tanesi çift yakıtlı (Doğal Gaz ve Dizel) olan toplam 186 otobüs üzerinde km bazında karbondioksit salımı ve yakıt maliyeti bakımından inceleyen bir tez çalışması yapılmıştır. Bu çalışmaya göre: Doğalgaz, şehir içi toplu taşımacılıkta kullanılan otobüslere, 2 değişik şekilde uygulanabilir. Bunlar: Sırf doğalgazlı buji ateşlemeli motorlar ve çift yakıtlı motorlardır. Buji ateşlemeli doğalgaz motoru karbon dioksit emisyonları açısından daha iyi sonuç vermektedir. Ayrıca bu çalışmada doğalgazlı bir motorun ve dizel motorun özellikleri bilinen bir otobüste, aynı şartlarda ve aynı seyir çevriminde çalıştırılması ile oluşan karbondioksit emisyonları ve harcadıkları yakıtın maliyeti bir bilgisayar programı vasıtasıyla hesaplanmıştır. Çıkan sonuçlara göre 16,6 km'lik bir hat üzerinde doğalgaz motoru dizel motoruna göre %10 daha az karbondioksit emisyonu oluştururken, %35 daha az yakıt maliyetli olduğu belirlenmiştir [5].

TÜMOSAN ve İTÜ tarafından ortak yürütülen bir TÜBİTAK destekli çalışmada Traktörlerde kullanılan dizel motorların NO_x ve is emisyonlarını mevcut standartlara uygun hale getirmek için LPG veya CNG yakıtları ile çalıştırılması amaçlanmıştır. Günümüzde dizel motorların, ağır hizmet araçlarının yanı sıra binek otomobillerde de kullanımı göz önünde bulundurulursa dizel yakıt fiyatının gelecekte benzin fiyatına yaklaşacağı belirtilmiştir. Benzin motorlarının ise sıkıştırma oranının düşük olması sebebiyle yakıt tüketiminin fazla olması bu yakıtın kullanılmasını sınırlamaktadır. Bu noktada alternatif bir yakıt kullanarak dizel ve benzin motorların avantajlarının bir araya getiren MR-2 yanma odası ile çalışan kademeli dolgu temeline dayanan bir dönüşüm işlemi gerçekleştirilmiştir. TÜMOSAN bünyesinde üretilen bir dizel motor LPG yakıtı ile çalışabilir hale dönüştürmüştür. LPG motorunun sıkıştırma oranı 14 volümetrik verimi 0,82 ve HFK' sı 1,35 olarak belirlenmiştir. Prototip motor üzerinde yapılan deneyler sonucunda motor güç ve veriminde artışlar elde edilirken NO_x ve İs emisyonlarının dizel motora oranla düşük olduğu belirtilmiştir [6].

2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR VE EGZOZ EMİSYONLARI

2.1 İçten Yanmalı Motorların Tarihsel Gelişimi

İçten yanmalı motorlar (İYM), yakıtların yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir [7]. İçten yanmalı motorlarda dıştan yanmalı motorlardan farklı olarak enerji; yakıtın motorun içerisinde yanması veya oksitlenmesi sonucu ortaya çıkar. Yanmadan önceki hava-yakıt karışımı ve yanmadan sonra oluşan yanma ürünleri gerçek iş gazlarıdır. Enerji transferi arzu edilen çıkış şekline göre, doğrudan bu iş gazı ve motorun mekanik bileşenleri arasında meydana gelir [1].

Isı motorları yaklaşık iki yy önce insanlığın kullanımına sunulmuştur. İlk olarak su yanma ürünleri aracılığıyla buhar haline getirilmiş. Elde edilen buhar bir piston silindir düzeneğine gönderilerek iş elde edilmiştir. Bu sistem İYM'nin gerçek anlamda kullanılabilir olduğu 1860'lı yıllara kadar etkili bir şekilde uygulandı. Başlangıçta imal edilen ticari İYM'ler kömür-gaz karışımının atmosferik basınçta yanması ile çalışıyordu. J.J.E Lenoir (1822-1900) bu sisteme göre çalışan ve pazarlanabilir ilk İYM'yi 1860 yılında geliştirdi. Bu motorda piston stroğun yarısına kadar hava yakıt karışımını silindir içerisine emiyordu. Bir kıvılcım yardımı ile dolgu ateşlenerek yanma başlıyor ve yükselen basınçla birlikte stroğun ikinci yarısında piston aşağı itilerek iş elde ediliyor ve son olarak çevrim bir egzoz süreci ile tamamlanıyordu. Bu ilkeye göre çalışan yaklaşık 5000 adet motor 1860 -1865 yılları arasında üretildi. Lenoir motorunun gücü yaklaşık 6 BG ve verimi %5 civarındaydı. Daha başarılı bir atmosferik motor N. A. Otto ve E. Langen tarafından 1867 yılında imal edildi [1].

Otto, Langen ile yaptıkları motorun düşük termal verimini yükseltmek ve ağırlığını azaltmak için dört zaman prensibine göre çalışan bir motor tasarladı. Bunlar; emme, ateşlemeden önce sıkıştırma, genişleme ve egzoz zamanlarıdır. Burada iş genişleme zamanında krank miline iletilmekteydi. Dört zamanlı ilk motor 1876'da çalıştırıldı. Bu motorun verimi yaklaşık %14'dü. Otto'nun bu yeni motoru ve daha önce icat

ettiği atmosferik motorunun bir karşılaştırması Çizelge 2.1'de verilmiştir. Otto'nun yeni motoru İYM endüstrisinde büyük bir buluş olmuştur. Bu motordan 1890 yılına kadar Avrupa ve Amerika'da 50000 adet satılmıştır. Fakat 1884 yılında, 1862 yılına ait yayınlanmamış bir Fransız patenti bulundu. Alphonse Beau De Roucha'ya ait olan bu patentte dört zamanlı çevrimin temel ilkeleri tanımlanmıştı. Beau De Roucha'ya göre bir İYM'de en yüksek verime ulaşmak için aşağıdaki şartlar sağlanmalıydı.

1- Minimum yüzey alanına sahip maksimum hacimli silindirler kullanılmalı

2- Yüksek devir sayılarına çıkılması gereklidir.

3- Genişleme zamanı mümkün olduğunca büyük olmalıdır.

4- Genişleme zamanı başlangıcında en yüksek basınç değeri elde edilmelidir.

Beau De Rochas'ın patenti Otto'dan önce olmasına rağmen bu fikirleri ilk uygulamaya döken Otto olmuştur. Bundan dolayı Otto modern İYM'leri icat eden kişi olarak bilinmektedir. Otto'nun başarısının ardından çok hızlı gelişmeler başladı. 1890'lı yıllarda İngiltere ve Almanya'da iki zamanlı motorlar imal edildi. Fakat motorun verimine doğrudan etki eden sıkıştırma oranının değeri hala 4 civarında sınırlı kalmıştı. Mevcut kullanılan yakıtlar ile ciddi vuruntu problemleri ortaya çıkmakta, bu sebepten dolayı sıkıştırma oranının artırılması mümkün değildi [1].

Çizelge 2.1 : Otto-Langen ve dört zamanlı Otto motorlarının teknik değerleri.

Motor Değerleri	Otto and Langen	Otto four-stroke
Motor gücü, BG	2	2
Ağırlık, lb	4000	1250
Piston hacmi, in ³	4900	310
Dakikadaki iş stroğu sayısı	28	80
Devir sayısı, devir/dakika	90	160
Mekanik verim, %	68	84
Genel verim, %	11	14
Genişleme oranı	10	2,5

Alman Mühendis Rudolf Diesel 1892 yılında yeni bir motorun patentini yayınladı. Yeni motorda yanma, sıkıştırma sürecinde ısınan havanın içerisine yakıtın enjekte edilmesi ile başlıyordu. Bu motorun verimi mevcut motorların veriminden yaklaşık iki kat daha fazlaydı. Yüksek sıkıştırma oranı, daha fazla genişleme süresi, vuruntu

olmaması bu motoru ilgi çekici hale getirmişti. Dizel motorunun kullanımı 1905 yılından itibaren yaygınlaştı. Özellikle ağır ticari taşıtlar ve gemilerde dizel motor tercih edilmekteydi.

İçten yanmalı motorlar için son büyük icat dönel pistonlu motorların geliştirilmesi oldu. Bu motorlar üzerine fazla sayıda çalışma yapılmasına karşı bir başarı sağlanamadı. Alman icatçı Felix Wankel bu motor için temel uygulanabilir bir tasarımı 1957 yılında gerçekleştirdi. Fakat Wankel motorunun kullanımı, sürtünme ve kaçak kayıplarının fazla olması sebebiyle öteleme hareketi yapan pistonlu motorlar kadar yaygınlaşmadı [1].

Yakıtlar İYM'lerin gelişme sürecinde büyük öneme sahiptir. İlk motorlarda yakıt olarak gaz kullanılmaktaydı. Benzin ve seyreltilmiş ham petrolün kullanılması 1900 yıllara rastlamaktadır. Aynı süreçte yakıt ve havanın karışarak buharlaşmasını sağlayan karbüratörler geliştirildi. Bu sayede motorların devir sayıları arttı. I. Dünya savaşını izleyen süreçte yakıtın yanma üzerine olan etkisi ve vuruntu problemini anlamada büyük aşama kaydedildi. General motor tarafından vuruntu önleyici bir katkı maddesi geliştirildi ve Amerika'da 1923 yılından itibaren benzine eklenen bir madde oldu. Vuruntuya karşı dirençli yakıtların bulunması ile sıkıştırma oranı arttı buna bağlı olarak motor güç ve verim değerleri daha yüksek seviyelere ulaştı [1].

Geçen 30 yıl içerisinde motor tasarım ve çalışma sisteminde, yeni ortaya çıkan etkiler önemli değişikliklere yol açmıştır. Bu etkilerin ilki ve en önemlisi taşıtların hava kirliliğine olan katkısıdır. İkinci önemli etki ise yakıt tüketimi olmuştur. Otomobillerin sebep olduğu hava kirliliği ilk olarak 1940'larda Los Angeles semalarında duman şeklinde görülmüştür. 1955 yılında Prof. Dr. A. J. Hoogen tarafından kirliliğin sebebi: Taşıtların egzoz gazlarından çıkan NO_x ve HC güneş ışığı altında reaksiyona girip kimyasal duman oluşturması olarak açıklanmıştır. Bu gelişmeler sonucunda 1960 yılında California'da daha sonrada Amerika genelinde egzoz emisyon standartlarını düzenleyen yasalar yürürlüğe girdi.

1970'li yıllarda ham petrolün fiyatı küresel sorunlar sonucu birkaç kez ani bir şekilde yükseldi. Buradan hareketle petrolün uzun vadede kullanılabilirliği sorgulanmaya başlandı. İYM'lerin verimlerinin artırılarak daha az yakıt tüketimine sahip olmaları için çalışmalar önem kazandı. Fakat yeni yürürlüğe giren emisyon standartları motorların daha az yakıt tüketmesine yönelik çalışmaları yavaşlatan bir etki yaptı.

Örneğin, benzin motorlarında kurşun içeriğinin azaltılması veya tamamen kaldırılması vuruuntu sebebiyle benzin motorlarında sıkıştırma oranının azaltılmasını zorunlu kılarak verim azalmasına neden oldu. Bu sebeple benzin ve dizele alternatif olabilecek yakıtlar üzerine çalışmalar ağırlık kazandı. Doğalgaz, LPG, petrol esaslı olmayan; Methanol, etanol öne çıkan yakıtlardı. Ayrıca sentetik esaslı benzin ve dizel yakıtı üretimi gündeme gelirken, hidrojenin uzun vadede kullanımı düşünölmeye başlandı [1].

İçten yanmalı motorlarda yeni bir çalışma yöntemi olarak kademeli dolgulu motorlar ortaya çıktı. Bu motorda, benzin ve dizel motorlarının avantajlarını bir araya getirilmektedir. Yakıtlar konusunda daha fazla imkana sahip olması bu motoru ilgi çekici hale getirerek çok sayıda üretilmesini sağlamıştır.

İçten yanmalı motorların gelişimi otomotiv mühendisleri için aşılması güç bir iş olmakla beraber geçen 20 yılda şahit olunduğu gibi motorların çalışma süreçlerine ait bilgilerin artmasıyla bu sorunların çözümü mümkün olacaktır [1].

2.2 Motorlarda Yanma Sonucunda Ortaya Çıkan Kirletici Gazlar

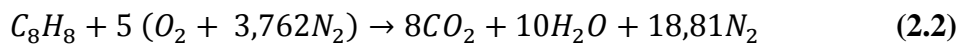
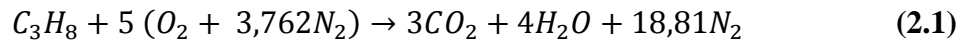
İçten yanmalı motorlarda yakıt enerjisinin ısı enerjisine dönüşümü silindir içerisinde yakıt ile hava arasındaki kimyasal reaksiyonla olur. Deneysel çalışmalar sonucu egzoz gazı içerisinde CO₂, H₂O ve N₂'de dahil olmak üzere 20 adet farklı bileşen olduğu bilinmektedir. Bu gazlardan bir kısmı havayı kirletici bir etkiye sahiptir. Örneğin ABD'de motorlu taşıtlar, insan kaynaklı kirlenmenin içerisinde %60'lık bir paya sahiptir [8]. Motorlu taşıtlarda genellikle hidrokarbon içerikli yakıtlar kullanıldığı için teorik olarak tam yanma gerçekleştiğinde CO₂, H₂O ve N₂ oluşur. İYM'lerde zengin ve fakir karışımlar ile çalışma bölgeleri bulunduğundan yanma ürünleri içerisinde O₂ veya CO bulunur. Fakat Egzoz gazları içerisinde sadece bu bileşikler görülmez. Çünkü kullanılan kimyasal denklemler iki yönlü olarak çalışmaktadır. Bunun anlamı gerekli şartlar oluştuğu zaman oluşan ürünler yeniden reaktantlara dönüşebilmektedir. Bu olaya disosiyasyon adı verilmektedir. Parçalanma bir denge konsantrasyonuna kadar devam eder. Bu bilgilerden yola çıkılarak 11 adet (CO₂, CO, H₂O, H₂, H, O₂, O, OH, N₂, N, NO) bileşenin hesaplamalara dahil edilmesi kabul görmüş bir yöntemdir [2].

2.2.1 Karbondioksit gazı

Karbondioksit doğrudan insan ve çevre sağlığı üzerinde zararlı bir etkiye sahip değildir. Ancak yanma sonucu üretilen CO₂'nin yaklaşık %50 si atmosferde birikerek bu gazın yoğunluğunu giderek artırmaktadır. Günümüzde atmosferdeki CO₂ miktarı son 420.000 yılda ve hatta son 20 milyon yılda hiç bu kadar yüksek bir düzeye erişmemiştir. Son 20 yıldır, atmosfere salınan insan kaynaklı CO₂ gazının yaklaşık dörtte üçü fosil yakıtların yanmasından, geri kalanı da arazi kullanımı değişikliği ve özellikle ormanların yok edilmesinden kaynaklanmıştır. Son yirmi yılda, atmosferdeki CO₂ gazının yıllık artışı %0,4 olmuş, 1990'dan sonra ise yıllık artış %0,2-0,8 arasında değişmiştir. Kuzey yarımküredeki kar örtüsü ve kutup denizindeki yüzen buz miktarı azalmıştır. Küresel olarak deniz seviyesi geçtiğimiz yüzyılda 10-20 cm arasında artmıştır. Tüm dünyada karaya düşen yağış miktarı %1 artmıştır [5]. İçten yanmalı motorların CO₂ gazının üretiminde büyük bir paya sahiptir. CO₂ üretimi tamamen, tüketilen yakıt miktarına bağlıdır. Benzin motorlarının özgül yakıt tüketiminin genellikle dizel motorlardan fazla olması sebebiyle CO₂ emisyon değerlerini sağlamakta güçlükler yaşanmaktadır. Binek taşıtlar için salınan CO₂ miktarının 2020 yılından itibaren 100 g/ km değerinin altında kalması istenmektedir. Benzin motorlarında bu sorunu olabildiğince bertaraf etmek için izlenebilecek iki yol vardır. Bunlar:

1- Benzin motorlarının sıkıştırma oranının ideal seviye olan 14 civarına çıkarılması gereklidir. Fakat benzin motorlarında görülen vuruntu olayı buna engel olmaktadır. Vuruntu olmaması için kademeli dolgulu motorların kullanılması veya oktan sayısı yüksek, yani vuruntuya karşı dirençli yakıtların tercih edilmesi gereklidir. LPG ve CNG gibi yakıtlar benzin yakıtına göre daha yüksek oktan sayısına sahiptir.

2- Yapısında daha az karbon bulunduran yakıtların kullanılması ile CO₂ üretimi azaltılabilir. Denklem 2.2'de görüldüğü gibi 1 Mol benzin yakıtının yanması sonucu 8 Mol CO₂ ortaya çıkarken Propan için bu değer 3 Mol'dür. Metan, Propan ve Bütan gibi gaz yakıtların alt ısıl değerlerinin benzin ve dizel yakıtlarından fazla olduğuna göz önünde bulundurulursa, bu alternatif yakıtların kullanılması yukarıda anlatılan sorunların çözümünü çok kolaylaştırmaktadır.



2.2.2 Karbonmonoksit gazı

Dünyadaki CO üretiminin yaklaşık %70 den fazlası ulaşım sektöründen kaynaklanmaktadır. Kokusuz ve renksiz bir gaz olan CO çok zehirlidir. Bu gazın kandaki oksijeni taşıma görevine sahip olan hemoglobine bağlanma yeteneği oksijene oranla yaklaşık 200 kere daha fazladır. Bu nedenle CO ortamında bulunan bir kişinin solunum yoluyla aldığı CO, kandaki normal hemoglobini bozar, vücut hücrelerinin oksijen alma olanağı engelleyerek zehirlenmeye ve boğulmaya neden olur. Yani CO solunması akciğerlerden vücut dokularına oksijen taşınmasını bozar. Belli bir düzeyde kalp yetmezliği olan kişilerde tehlike daha da büyümektedir [5]. İçten yanmalı motorlarda CO oluşumu zengin karışımla çalışma koşullarında daha fazla görülür. Ayrıca disosiyasyon sonucu CO miktarı artmaktadır. Bu etki yüksek sıcaklıklarda daha belirgindir.

2.2.3 Azotoksit emisyonları

Azotoksit ailesinden yedi adet bileşik olmasına rağmen (NO, NO₂, N₂O₂ ve bunun gibi) NO ve NO₂ hava kirliliği bakımından önem teşkil etmektedir. Bu iki bileşik genel olarak NO_x olarak tanımlanmaktadır. CO gibi kandaki hemoglobin ile birleşmektedir. Ancak azotoksitlerin en önemli zehirleyici etkisi ciğerlerde nem ile birleşerek nitrik asit oluşturmasıdır. Oluşan asit miktarının konsantrasyonunun azlığı nedeniyle etkisi de az olmaktadır. Ancak zamanla birikim özelliği bulunduğu için özellikle solunum hastalıkları bulunan kişiler için tehlike yaratmaktadır. Akciğer kanserine yakalanan hasta sayısının artmasında azotoksitlerin payı olduğu düşünülmektedir. Azotoksitler ayrıca doymamış hidrokarbonlar ile birleşerek yeni bir kirlenme türü olan kimyasal duman oluşturmaktadır [8]. Atmosferde bulunan su ile birleşerek nitrik asit oluşumuna neden olurlar. Böylece atmosferde asit yağmuru olayını meydana getirirler ve bitki örtüsüne zarar verirler. Azotoksitler içinde NO renksiz, kokusuz bir gazdır. NO₂ ise kırmızı kahverengi renkli, kötü kokulu, tahriş edici bir gazdır. Yanma ürünleri arasında genellikle NO bulunmasına rağmen, atmosfere atıldıktan sonra bir kısmı NO₂'ye dönüşmektedir. NO gazının ayrıca felç yapıcı özelliği de bulunmaktadır [2].

İçten yanmalı motorlarda NO_x emisyonları özellikle dizel motorlarda bir sorun olarak karşımıza çıkmaktadır. Azotoksit oluşumu için üç temel şart gereklidir. Bunlar sırasıyla: Sıcaklık, oksijen ve zamandır. İYM'lerde sıcaklıklar 1700 - 3000 K

değerlerine ulaşmaktadır. Benzin motorlarında sıcaklıkların daha yüksek olmasına rağmen HFK'nın 1 civarında olması yanma ortamda serbest oksijenin az olmasından dolayı NO_x emisyonları büyük derecede sorun oluşturmamaktadır. NO_x emisyonları dizel motorlarda büyük sorun teşkil etmektedir. Dizel motorlarda sıcaklık değerlerinin benzin motorları kadar yüksek olmamasına rağmen, ortamda her zaman fazla oksijenin (HFK > 1,3) olması sebebiyle NO_x oluşur.

2.2.4 Hidrokarbon emisyonları

Hidrokarbon emisyonları araçlarda birkaç yolla üretilir. Yanma ürünlerinin içerisinde HC'lar bulunur. Ayrıca karbüratör ve yakıt tankından buharlaşma yoluyla HC emisyonu oluşmaktadır.

Yanma ürünleri arasında HC bulunmasının nedeni yanmanın tamamlanmamasıdır Zengin karışım ile çalışıldığı durumlarda yakıtın yeterince O₂ bulamamasından dolayı HC oluşur. Fakir karışımlarda ise yanma odası sıcaklığının düşük olması sebebiyle cidara yakın bölgelerde meydana gelen alev sönmeleri HC oluşumuna yol açmaktadır [9]. HC havada NO_x ile güneş ışığı altında birleşerek fotokimyasal duman oluşturur. Yaz mevsimlerinde bu etki daha belirgin olarak ortaya çıkmaktadır. Fotokimyasal duman motorlu araçlar tarafından ortaya çıkarılan yeni bir kirlenme çeşitidir. HC zehirli bir gaz değildir. Fakat bazı türleri solunum yolları üzerinde tahriş edici bir etkiye sahiptir [8].

2.2.5 Partikül maddeler

İçten yanmalı motorlarda üretilen katı taneciklerin büyük bir bölümü isi oluşturmaktadır. İs yanmamış katı karbon tanecikleridir. Dizel motorlarda yanma sürecinde, hidrojenin karbona oranla daha aktif olması nedeniyle ilk olarak oksijenler hidrojen tarafından tutulur. Eğer yeterli oksijen ve zaman yoksa karbon atomları bileşik yapamaz. Katı karbon tanecikleri egzoz gazından is olarak dışarıya verilir [8].

2.3 Egzoz Gazı Emisyon Standartları

İnsan kaynaklı hava kirliliğinin ateşin icadı ile başladığı kabul edilmektedir. Daha sonraları İngiltere'de kömür kullanımına bağlı olarak kirlenmeler görülmüştür [8]. İYM'lerin kullanımının artması ile fotokimyasal duman oluşumu başlamıştır.

1940 yılında ABD'de fotokimyasal duman yoğun bir şekilde görülmüştür. Dumanın sebebinin İYM'ler olduğunun 1955 yılında anlaşılmasının ardından 1960 yılında ABD'de ilk egzoz emisyonlarını sınırlayan ilk yasalar yürürlüğe girdi. Hemen sonra Japonya ve Avrupa'da egzoz emisyon standartları uygulanmaya başladı [1]. Bugün ABD, Japonya ve Avrupa'da egzoz emisyonlarını düzenleyen standartlar sürekli güncellenerek uygulanmaktadır. Avrupa'da 1992 yılında yeniden bir düzenlemeye gidilerek Euro standartları yürürlüğe girmiştir. Günümüzde Euro 5 standartları geçerlidir. 2014 yılından itibaren Euro 6 standartları uygulanmaya başlanacaktır. Binek taşıtlar için Euro standartları Çizelge 2.2 ve 2.3' te verilmiştir.

Çizelge 2.2 : Binek taşıtlar için Euro emisyon standartları. Parantez içerisinde bulunan değerler kabul edilen üst değeri göstermektedir.

Seviye	Tarih	CO	HC	NO _x	HC +NO _x	PM
Dizel Motorlu Taşıtlar (g/km)						
Euro 1	1992	2,72 (3,16)	-	-	0,97 (1,13)	0,14 (0,18)
Euro 2	1996	1,0	-	-	0,7	0,08
Euro 3	2000	0,64	-	0,50	0,56	0,05
Euro 4	2005	0,5	-	0,25	0,3	0,025
Euro 5	2009	0,5	-	0,18	0,23	0,005
Euro 6	2014	0,5	-	0,08	0,17	0,005

Çizelge 2.3 : Benzin yakıtlı binek araçlar için Euro emisyon standartları.

Seviye	Tarih	CO	HC	NO _x	HC +NO _x	PM
Benzin Motorlu Taşıtlar (g/km)						
Euro 1	1992	2,72 (3,16)	-	-	0,97 (1,13)	-
Euro 2	1996	2,2	-	-	0,5	-
Euro 3	2000	2,3	0,2	0,150	-	-
Euro 4	2005	1	0,1	0,080	-	-
Euro 5	2009	1	0,1	0,060	-	0,005
Euro 6	2014	1	0,1	0,060	-	0,005

Emisyon standartları giderek daha katı hale gelmektedir. Örneğin dizel araçlarda Euro 5'den Euro 6 standartlarına geçişte azotoksit emisyonlarında %55'lik bir düşme söz konusudur.

İstenen değerleri yanma sürecinin kontrolü ile sağlamak şu an için mümkün değildir. Üreticiler bu değerleri sağlamak için birçok ilave donanımı araç üzerine eklemekte ve maliyetler artmaktadır.

Traktör, jeneratör, iş makinesi gibi yol dışı araçlar için kullanılan Euro standartları içerisinde Faz I - IV tanımlanmıştır. Bu standartlar Çizelge 2.4'te verilmiştir. Bu standartta emisyon değerleri motor üzerinden ölçülmektedir. Dolayısıyla birim g/kWh olarak verilmektedir.

Çizelge 2.4 : Yol dışı araçlar için emisyon standartları.

Kategori	Net Güç	Tarih	CO	HC	NO _x	PM
	kW					
Faz I						
A	130 ≤ P ≤ 560	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,54
B	75 ≤ P < 130	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,70
C	37 ≤ P < 75	04.1999	6,5	1,3	9,2	0,85
Faz II						
E	130 ≤ P ≤ 560	01.2002	3,5	1,0	6,0	0,2
F	75 ≤ P < 130	01.2003	5,0	1,0	6,0	0,3
G	37 ≤ P < 75	01.2004	5,0	1,3	7,0	0,4
D	18 ≤ P < 37	01.2001	5,5	1,5	8,0	0,8
Faz II ayrıca sabit hızlı motorlara uyarlanır: 01.2007						

Çizelge 2.5 : Yol dışı araçlar için Faz III B emisyon standartları.

Kategori	Net Güç	Tarih	CO	HC	NO _x	PM
	kW					
L	130 ≤ P ≤ 560	01.2006	3,5	0,19	2,0	0,025
M	75 ≤ P < 130	01.2007	5,0	0,19	3,3	0,025
N	56 ≤ P < 75	01.2008	5,0	0,19	3,3	0,025
P	37 ≤ P < 56	01.2007	5,0		4,7*	0,025
*NO _x + HC						

Yol dışı araçlarda genellikle dizel yakıtı kullanıldığı için NO_x ve PM emisyonları daha önem kazanmıştır. Örneğin Faz III B'den Faz IV geçişte NO_x emisyonlarında %88 civarında bir düşme istenmektedir. Bu değeri düşük maliyetlerle sağlamak için daha çevreci yakıtların kullanılması kaçınılmazdır. Tablolar dikkatli incelendiği zaman CO₂ emisyonlarına ait bir değer yoktur. CO₂ emisyonları insan sağlığı üzerine doğrudan bir etki yapmamaktadır. Atmosferde biriken CO₂ gazları dünya üzerinden geri yansıyan güneş ışınlarını tutarak dünyanın ısısının artmasına sebep olmaktadır. Sera etkisi diye isimlendirilen bu olay nedeniyle atmosfere bırakılan CO₂ gazının miktarı Kyoto protokolü çerçevesinde sınırlandırılmaktadır. Binek araçlar için günümüz bu değer için 140 g/ km değerindedir.

Çizelge 2.6 : Yol dışı araçlar için Faz IV emisyon standartları.

Kategori	Net Güç	Tarih	CO	HC	NO _x	PM
	kW					
Q	130 ≤ P ≤ 560	01.2014	3,5	0,19	0,4	0,025
R	56 ≤ P < 130	10.2014	5,0	0,19	0,4	0,025

2.4 Azotoksit Emisyonları ve Azaltma Yöntemleri

Dizel motorlar NO_x emisyonları bakımından kötü bir noktadadır. Bunun temel nedeni NO_x oluşumu için gerekli koşulların dizel motorlarında mevcut olmasıdır. Azotoksit oluşumu için üç temel şart vardır. Bunlar sırasıyla: Sıcaklık, oksijen ve zamandır. Dizel motorlarda her zaman ortamda fazla oksijen vardır. Sıcaklık değeri de yeteri kadar yüksek olmasından dolayı NO_x oluşumu benzin motoruna göre fazladır. Emisyon standartlarında istenen değerlerini ilave donanım kullanmadan sağlamak özellikle Euro V - VI ve Faz IV de mümkün olmamaktadır.

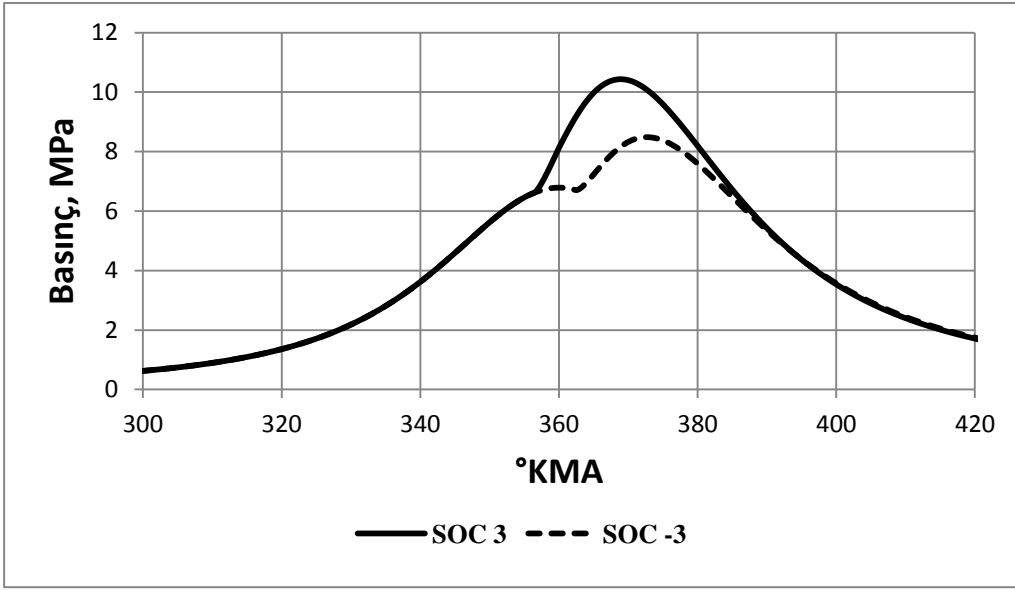
2.4.1 Egzoz gazının yeniden motora gönderilmesi (EGR)

EGR sistemi son zamanlarda NO_x emisyonunun azaltılması için içten yanmalı motorlarda çok etkili bir tekniktir. Sistem NO_x oluşması için gerekli olan şartları kısıtlamayı amaçlamaktadır. Egzoz gazlarının belirli bir yüzdesi emme havası içerisine karıştırılır. Bu yolla emme periyodunda silindir içerisine giren oksijen miktarı azaltılır. Dolayısıyla ortamdaki fazla oksijen miktarının azalmasına bağlı olarak NO_x emisyonunda düşme olur. Ayrıca silindir içerisine tekrar gönderilen yanma ürünleri, yanma esnasında daha fazla ısıyı yutarlar. Böylece sıcaklık değerlerinin artışı engellenerek NO_x miktarı azaltılır. Yine yanmış gazlar alevin ilerleme hızını düşürerek sıcaklığın azalmasını temin ederler [10]. EGR'nin NO_x emisyonlarını belirli bir seviyeye kadar düşürdüğü bir gerçektir. Fakat motor çıktıları üzerindeki etkisinin de incelenmesi gerekir. Öncelikle sıcak egzoz gazları doğrudan emme manifolduna gönderildiği takdirde volümetrik verimde düşme olacak ve motor verimi düşecektir. Bu sorun EGR gazı emme manifoldundan önce bir soğutucudan geçirilerek soğutulması ile aşılabilmektedir. Bilindiği gibi dizel motorlarda karışım oluşumu süresi çok az olması sebebiyle yakıtın oksijenle tam olarak buluşması için yanma odası içerisindeki oksijen yoğunluğu artırılır (HFK > 1). Fakat EGR yapıldığı durumda oksijen yoğunluğu azaltılır, dolayısıyla yanma kötüleştirilir. Bunun sonucunda EGR sistemlerinde verim ve güç kaybı kaçınılmazdır. Üreticiler

tarafından kısa vadede bir çözüm getiren ve nispeten ucuz bir sistem olan EGR yaygın olarak kullanılmaktadır. Euro 5 standartları ile birlikte yalnızca EGR kullanarak istenen değerleri sağlamak olanaksız hale gelmiştir. Ayrıca yakıt tüketimini artırması sebebiyle uzun vadede terk edilmesi muhtemeldir.

2.4.2 Püskürtme zamanının ayarlanması

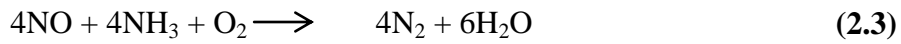
Dizel motorlarında püskürtmenin geciktirilmesi ile yanma sürecini genişleme stroğuna taşıyarak, silindir içi sıcaklık düşürülür ve buna bağlı olarak NO oluşumu azaltılır [11]. Bu yöntem klasik bir yöntem gibi gözükse de uygun parametrelerin seçimi ile dizel motorun ana parçaları üzerinde konstrüktif herhangi bir değişiklik yapmadan NO_x Emisyonları azaltılabilir. Fakat karışım oluşumu için ayrılan süre, püskürtme avansının azalmasına bağlı olarak azalacaktır. Dolayısıyla is emisyonlarında bir artış söz konusudur. Bunu engellemek için daha çabuk karışım oluşumunu temin eden ilave değişiklikler yapılmaktadır. Burada yakıtın daha çabuk buharlaşmasını sağlamak temel amaçtır. Yakıtın yüksek basınçla püskürtülmesi veya yakıtın, öz ısısı daha yüksek olan piston yüzeyine sıvanması uygulanan yöntemlerden bir kaçıdır. Ayrıca yanmanın genişleme zamanına kaydırılması bir verim kaybı getirebilir. Fakat maksimum basıncın ÜÖN'den 15-20 derece sonra oluşması sağlandığı zaman, mekanik verimde artış olması sonucunda, efektif verim kaybı bir ölçüde karşılanmaktadır. Bu durum Şekil 2.1'de teorik olarak gösterilmiştir. Buna göre yanma başlangıcı ÜÖN'dan 3 °KMA önce başladığında, silindir içi basıncı daha yüksek değere ulaşır ve daha yüksek motor gücü elde edilir. Fakat NO_x miktarı da sıcaklığın yüksek olmasından ve NO oluşumu için yeterli zaman bırakıldığından dolayı daha yüksek değerlere ulaşır (537 ppm). Eğer yanma başlangıcı ÜÖN'da 3 °KMA sonra ise (-3 °KMA) silindir basıncı daha düşük değerlere iner ve motor gücünde bir miktar azalma görülür. Fakat yanma zamanı genişleme sürecine doğru ilerlediğinden silindir içi sıcaklıklar düşmekte ve buna bağlı olarak daha az NO meydana gelir (375 ppm) [11]. Buna ilaveten genişleme sürecinde sıcaklıkların yüksek olması aşırı doldurma sistemine giden egzoz gazlarının enerjisinin daha fazla olması anlamına gelmektedir. Dolayısıyla turbo basıncının artırılması durumunda verim kaybının önüne geçilmektedir.



Şekil 2.1 : Püskürtme avansının silindir içi basınç değeri üzerine etkisi [10].

2.4.3 Üç yollu katalitik dönüştürücü kullanımı (SCR)

Fakir karışımla çalışan motorlarda, egzoz gazında bol miktarda oksijen bulunur. Bu tip motorlarda NO_x 'in azaltılması için SCR teknolojisi kullanılır. Egzoz süresince dışarı atılan NO_x , egzoz manifoldundan çıktıktan sonra ilave bir kimyasal bileşik yardımı ile (NH_3 ya da $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$) çevreye zararı olmayan N_2 ve H_2O 'ya dönüştürülerek, NO 'nun yarattığı çevre kirliliği önlenir. Sistemin reaksiyon mekanizması denklem 2.3'te verilmiştir.



Bu reaksiyon yardımı ile NO_x emisyonları %90'lara kadar düşürülebilmektedir. Fakat bu sistemde kullanılan amonyağın maliyet ve temin edilmesi konusunda sorunlar mevcuttur [10].

2.4.4 Azotoksit kapanları

Bu sistemde, egzoz sürecinde dışarı atılan NO_x gazları ilk aşamada hapsedilir, sonra indirgeme amaçlı kullanılarak NO_x gazlarından N_2 gazı elde edilir. Egzoz manifoldundan gelen NO gazları platinyum (Pt) malzeme içerisinden geçirilerek O_2 yardımı ile NO_2 'ye dönüştürülür. Sonra NO_2 bir alkali metal kapan ve O_2 ile reaksiyona girerek metal nitrat oluşur. İkinci aşama rejenerasyondur, bir miktar yakıt sisteme püskürtülür ve ilk aşamada oluşan metal nitrata hapsedilen NO gazlarıyla

reaksiyona girmesi sağlanarak N₂ açığa çıkması sağlanır. Bu sistemde NO_x emisyonlarında %70'e varan düşüşler görülmüştür [11].

2.5 Yakıtların Egzoz Emisyonları Üzerine Etkisi ve Motorlarda Kullanımı

1995 yılı verilerine göre dünya karayollarında yaklaşık 600 Milyon araç hareket etmektedir. Bu araçların %80'ni binek taşıtlardan, geriye kalanı kamyon ve otobüslerden oluşmaktadır. Bu rakamın 2010 yılından önce 1 Milyara ulaşması beklenmektedir [12]. Araçların %99'u benzin veya dizel yakıtını kullanmaktadır. Bu iki yakıtın büyük oranda kullanımının yerel hava kirliliği, insan sağlığı ve atmosfer üzerindeki etkileri bölüm 2.2'de anlatılmıştır. Dolayısıyla araç sayısındaki artış ile birlikte bu etkilerin tahammül edilemeyecek noktalara ulaşması kaçınılmazdır. Bu sorunun uzun vadeli çözümü daha çevreci yakıtların kullanılması ile mümkündür. İçten yanmalı motorlarda benzin ve dizel yakıtı, kullanılan tüm yakıtlar içerisinde %99'luk bir paya sahiptir. Petrol rezervlerinin ise 50-100 yıllık bir süreç sonrası tükeneceği tahmin edilmektedir. Tüm bu sorunlar araştırmacıları alternatif yakıtlar üzerine düşünmeye yöneltmiştir. En fazla ilgi gören yakıtlar ise LPG, CNG, Biodizel ve uzun vadede Hidrojen yakıtıdır. İYM'lerde kullanılan ve kullanılması muhtemel yakıtlar ve motorlarda uygulanma yöntemleri Çizelge 2.7'de verilmiştir.

Çizelge 2.7 : Yakıtların motorlara göre kullanımı ve sıkıştırma oranları.
FFV=Esnek yakıt sistemi, iki yakıt ayrı ayrı veya karışım halinde kullanılabilir, FC = Yakıt hücresi [12].

Fuel	Engine Type	Fuel System	Compression Ratio Used
Gasoline	SI	mono	up to 11
Diesel	CI	mono	18 (DI) 22(IDI)
LPG	SI	dual, mono	11-18
Natural Gas	SI	dual, mono	11-18
Methanol	SI, CI, FC	FFV, mono	9 (FFV) up to 19 (mono)
Ethanol	SI, CI	FFV, mono	9 (FFV) up to 19 (mono)
Biodiesel	CI	mono (FFV)	similar to diesel
Hydrogen	SI, FC	dual, mono	14-17
DME	CI	mono	similar to diesel

2.5.1 Benzin yakıtı

OECD ülkeleri içerisinde karayolu taşımacılığında benzinin kullanım oranı %69'dur. Benzinin yüksek bir ısı değere sahip olması onun, buji ateşlemeli motorlarda tercih edilmesini sağlayan özelliklerden biridir. Fakat düşük oktan sayısı nedeniyle benzin motorların sıkıştırma oranının artışına imkan vermemektedir. Benzin yakıtı, kullanıldığı motorların sıkıştırma oranının düşük olmasından dolayı dizel motorların verimine ulaşmasını engellemektedir. Benzin yakıtının kullanıldığı motorlarda NO_x ve is emisyonları bir sorun oluşturmamaktadır. Fakat CO emisyonları özellikle zengin çalışma bölgelerinde standart değerleri geçmektedir. Ayrıca yanma ürünleri içerisinde HC bileşikleri fazlaca bulunabilmektedir. Benzin motorları dizel motorlara göre birim güç başına çevreye daha çok CO₂ gazı bırakmaktadır. Yakıt sisteminden buharlaşma yoluyla da HC'lar çevreye bırakılmaktadır. Benzin ve dizel yakıtları güvenli yakıtlar olarak nitelendirilir. Fakat tecrübeler göstermiştir ki bu yakıtların taşıma işlemleri dikkatli bir şekilde yapılmalıdır. Her iki yakıtta toprak veya su üzerine yayılması durumunda temizlenmeleri çok zordur [12]. Petrol tankerlerinin bir kaza durumunda neden oldukları çevre kirliliği bunlara örnek olarak verilebilir.

2.5.2 Dizel yakıtı

OECD Ülkelerinde karayolu taşımacılığında kullanılan yakıtlar içerisinde %30 oranla dizel ikinci sırada bulunmaktadır. Genellikle ağır hizmet araçlarında kullanılmasına rağmen son yıllarda hafif ticari ve binek araçlarda da kullanılmaya başlanmıştır. Dizel motorların benzin motorlarına oranla daha ağır olmasının oluşturduğu dezavantaj, ağır hizmet araçlarında verdiği güç çıkışı ile daha rahat karşılanmaktadır. Dizel yakıtının kullanıldığı motorlar tüketimi bakımından birçok yakıttan daha cazip bir noktadadır. Bunun başlıca sebebi ise dizel motorların yüksek sıkıştırma oranına sahip olmasıdır. Ayrıca LPG ve CNG hariç tutulursa dizel yakıtının fiyatı diğer yakıtlardan daha düşüktür. Emisyon değerlerinde HC ve CO bir sorun oluşturmamaktadır. Dizel motorların bugün en büyük sıkıntısı NO_x değerlerinin yüksek olmasıdır. Çünkü dizel motorları tüm çalışma koşullarında fakir karışımlar ile çalışmaktadır. Bunun anlamı NO_x oluşması için gerekli oksijen ortamda fazlasıyla mevcut bulunmaktadır. Sıcaklık değerleri de 1700 °C üzerinde olduğu zaman NO_x oluşumu için koşullar fazlasıyla mevcuttur. Çizelge 2.8'de görüldüğü gibi NO_x emisyon değerlerinde dizel ve biodizel yakıtı ilk sıradadır [12].

Bu noktada motor içi sıcaklıkların düşürülmesi en etkin yol olarak gözükmektedir. Dizel yakıtının kullanıldığı motorlar is emisyonları bakımından da kötü bir noktada olmasına rağmen is emisyonlarının azaltılması daha kolaydır.

Çizelge 2.8 : Yakıtlara göre hafif ve ağır hizmet taşıtlarının emisyon değerleri [12].

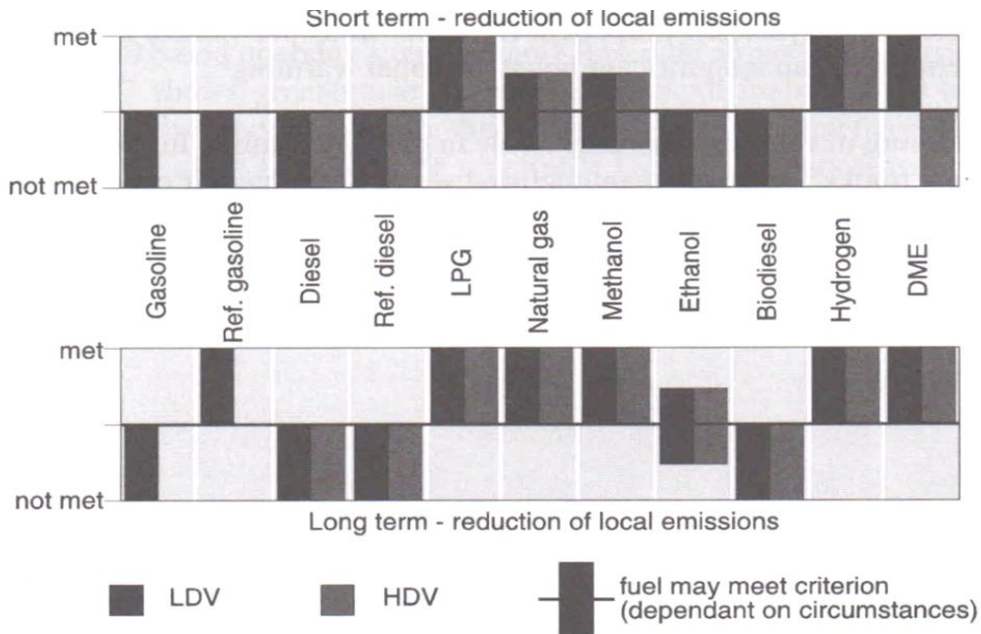
Fuel	NO _x	CO	HC	PM	CO ₂
Vehicular Emission : LDVs					
Gasoline	100 (= 0,2-0,4 g/km)	100 (= 2,1-6,0 g/km)	100 (= 0,1-0,8 g/km)	≈ 0	100 (=181-256 g/km)
Diesel	305	20	57	100 (=0,2 g/km)	77
LPG	100-110	25-46	43-71	≈ 0	79-89
Natural gas	67-100	23-25	75-129	≈ 0	68-83
Methanol	81-100	69-100	79-145	≈ 0	82-95
Ethanol	33	40	100	≈ 0	100
Biodiesel	367	18	50	87	78
Hydrogen	25	≈ 0	≈ 0	≈ 0	0
DME	39	12	4	≈ 0	ND
Vehicular Emission : HDVs					
Diesel	100 (= 14,1-16 g/km)	100 (= 0,4-4,3 g/km)	100 (= 0,4-0,5 g/km)	100 (= 1,1 g/km)	100 (= 885-1195 g/km)
LPG	20-25	200-500	200-209	24	98-100
Natural gas	15-34	100-620	150-646	15	87-103
Methanol	43-50	81-400	59-614	19	81-96
Ethanol	81-90	107-400	140-145	19	83-100
Biodiesel	106-115	67-100	80-96	67	102-106

2.5.3 Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG)

LPG alternatif yakıtlar içerisinde en fazla ilgi çeken ve kullanılan yakıt olmasına rağmen OECD ülkelerinde araçlarda yakıt olarak kullanım oranı %0,9 dur. Bunun yanında bazı ülkelerde önemsenecek derecede bir paya sahiptir. Örneğin Hollanda'da binek taşıtlarda LPG kullanım oranı %12 civarındadır. LPG rezervlerinin benzin ve dizel yakıtlarından daha fazla ve üretim maliyetinin daha düşük olması sebebiyle LPG yakıtı kullanıcılar için daha ekonomiktir. LPG'nin oktan sayısının yüksek olması motorlarda kullanımını daha cazip hale getirmektedir. Çünkü sıkıştırma oranının 14 civarına yükselmesi ile benzin motorlarının verimi artacaktır. Böylece yakıt ekonomisinde ciddi bir iyileşme sağlanmaktadır. Fakat günümüzde benzin

motorlarının konstrüksiyonunda değişiklikler yapılmadan sadece yakıt donanımına ilaveler ile LPG kullanıldığı için bu avantajdan faydalanılmamaktadır. LPG yakıtı kullanan hafif hizmet taşıtlarında yakıt ekonomisi iyi olmasının yanında dizel motorlarının seviyesinde değildir. LPG kullanımını teşvik eden diğer bir unsurda emisyon değerlerinin benzin ve dizelden daha kabul edilebilir olmasıdır. Yakıt tüketiminin düşük ve yapısında daha az karbon atomu bulundurması sebebiyle CO₂ emisyonları sorun oluşturmamaktadır. Fakir karışımla çalışma mümkün olduğu için azotoksit emisyonları benzin motorlarından daha fazla olmasının yanında dizele oranla büyük iyileşme sağlamaktadır. Şekil 2.2'de yakıtların uzun ve kısa vadede emisyon değerlerine yönelik bir değerlendirme sonucu verilmiştir. Görüldüğü gibi gaz yakıtlar kısa ve uzun vadede emisyon standartları sağlamaktadır [12].

Emme zamanı koşullarında gaz halinde bulunan LPG yakıt tankı içerisinde orta basınçlarda sıvı olarak taşınmaktadır. Araç üzerine yerleştirilmiş LPG tankları, benzin yakıtına eşit miktarda enerji vermesi için benzin yakıt depolarına göre: hacimsel olarak iki ve kütleli olarak 1,5 kat daha büyük olmaktadır. LPG genel olarak güvenli bir yakıt olarak görülebilir. Yoğunluğunun havadan daha fazla olması sebebiyle bir kaçak durumunda yer yüzeyinin hemen üzerinde birikir. Eğer bir ateşleme kaynağı ile birleşirse tehlike yaratır [15].



Şekil 2.2 : Yakıtların kısa ve uzun vadede emisyon standartlarını sağlama kabiliyetleri. LDV:Hafif hizmet taşıtları, HDV: Ağır hizmet taşıtları [12].

2.5.4 Doğal gaz

Doğal gaz, araçlarda kullanılması için ilave işleme gerek duymayan tek yakıttır. Petrol yakıtları gibi rafine sürecine ihtiyaç duymaz. Çünkü yer kabuğu içerisinde bu yakıt kullanılabilir hale gelmiştir. İtalya, Yeni Zelanda, Arjantin, Rusya ve Amerika'da önemli sayıda doğalgazlı araç filoları vardır. Fakat OECD ülkelerinde yakıt kullanımı içerisindeki payı %0,05 dir. Şehirlerde sanayi ve ısınma amaçlı kullanımda olduğu için mevcut doğalgaz hatları araçlarda kullanımının yaygınlaşması bakımından bir kolaylık sağlayacaktır. Tıpkı LPG gibi doğalgazda yüksek oktan sayısına sahiptir. Bu termal verim bakımından benzin motorlarından %10 daha fazladır. Fakat volümetrik verim düşük olduğu için efektif verim dizel motorlardan %15 daha düşüktür. Yakıt ekonomisinde LPG'den daha iyidir. Yüksek ısı değeri yakıt tüketim değerlerindeki bu gelişmeyi sağlamaktadır. HC'lar hariç diğer emisyonları iyi bir noktadadır. HC emisyonlarının kötü olmasının sebebi yakıt sisteminde kaçak miktarının fazla olmasıdır. Doğalgaz emme süreci şartlarında gaz halinde olup ($p = 1,0 \text{ Atm}$ ve $T = 298 \text{ K}$) daha az enerji içermekte, sıvı olarak gönderilmesi durumunda LPG'den daha fazla enerji vermektedir. Depolama genellikle 200-240 bar gibi yüksek basınçlarda yapılır (CNG). Dolayısıyla bu depolar benzin yakıt deposuna oranla ağırlıkça, 5 hacimsel olarak 4 kat daha büyüktür. Yakıt deposu güvenliği çok önemlidir. Bazı uygulamalarda doğalgaz düşük sıcaklıklarda sıvı olarak (LNG) saklanmaktadır. Bu durumda basınç değeri 2-6 bar civarına düşmesinden dolayı basınç sorun olmaktan çıkmakta ama sıvı halde bulunabilmesi için gerekli olan $-161 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklığı sağlamak için süper yalıtımlı kaplara ihtiyaç olmaktadır. Ayrıca bu depolar en az bir hafta süresince yakıtın buharlaşmasını önleyecek şekilde tasarlanmalıdır. Bir LNG tankı aynı miktarda enerji verebilmesi için dizel yakıt deposundan hacimce 2; ağırlıkça 1,5 kat daha büyük olmaktadır [12,15].

2.5.5 Biodizel yakıtı

Biodizel, başta kanola, soya fasulyesi, ayçiçeği ve palmiyeden elde edilen, esterleştirme işlemine tabii tutulmuş bir grup yağın genel adıdır. Esterleştirme ile bitkisel yağlardan fosil kaynaklı dizel yakıtının molekül yapısına benzer bitkisel esaslı biodizel yakıtı ucuz bir yolla elde edilmesine rağmen toplam maliyet fosil kaynaklı dizelden daha fazla olmaktadır. Biodizel yapısındaki bu benzerlikten dolayı

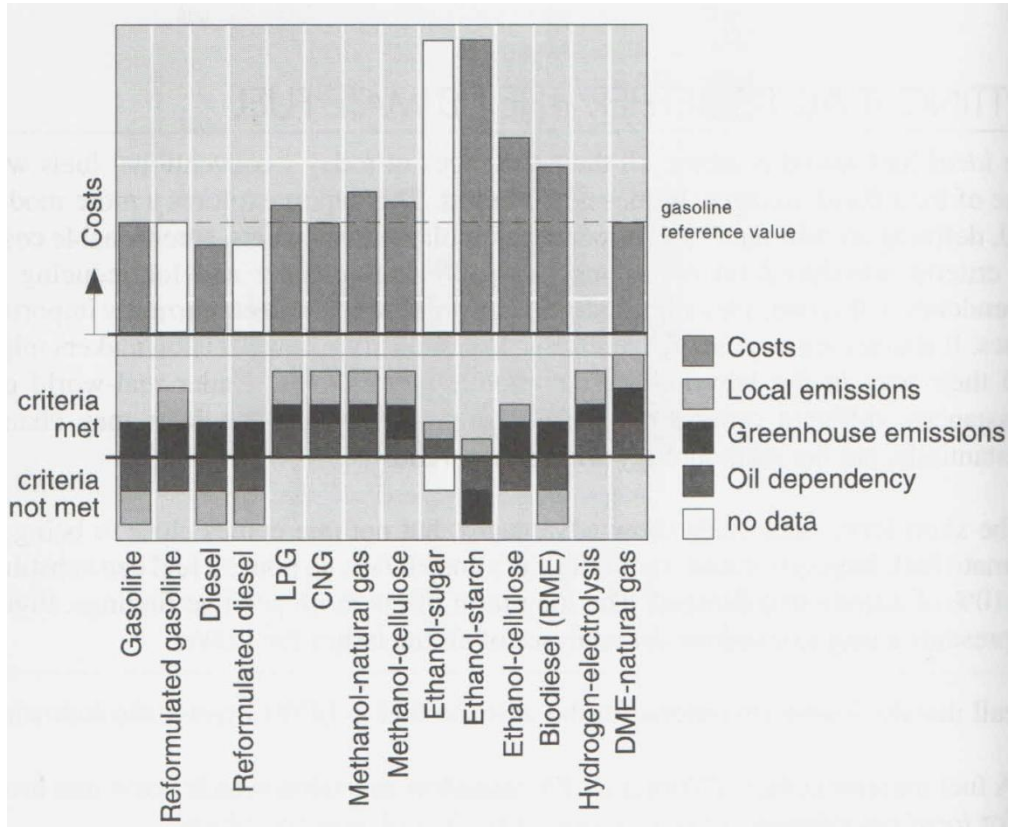
dizel motorlarda doğrudan kullanılabilir. Ama genellikle fosil kaynaklı dizel ile belirli oranlarda karıştırılarak kullanılmaktadır. Bu durumda enerji kapasitesinde %8 dolayında bir azalma olmaktadır. Fakat yüksek setan sayısı nedeniyle iyi kendi kendine tutuşma kabiliyeti daha iyidir. Biodizel yakıtı kullanan motorların yakıt tüketimi dizel motorlarda fazla, benzin motorlarından ise daha azdır. Emisyon değerleri dizel motoruna çok benzerdir, yüksek NO_x düşük CO ve HC emisyonları vardır. Fakat CO₂ emisyonları çok düşüktür. Çünkü biodizel fosil kaynaklı olmadığı için yapısında karbon çok azdır. Biodizelin depolanması çok kolaydır. İnsan ve çevre üzerinde dizel motordan daha az olumsuz etkiye sahiptir. Ayrıca biyolojik olarak geri dönüşümü mümkün olan bir yakıttır. Biodizelin aynı taşıt üzerinde dizel yakıtına eşit miktarda enerji taşınması için dizel yakıt deposundan hacimce %9, ağırlıkça %15 daha büyük olması gerekir. Yakıt deposu içerisinde çökeltme nedeniyle yakıt filtrelerinin bakımının ve depo temizliğinin daha sık yapılması gereklidir [12].

2.5.6 Hidrojen

Hidrojen alt ısı değeri en yüksek olan yakıttır ve oktan sayısı fazladır. Bu nedenle termal verimi benzin ve emsali yakıtlara göre yüksektir. Hidrojen buji ateşlemeli ve elektrikli motorlarda kullanılabilir. Fakat kullanım maliyetleri geleneksel motorlara göre yüksektir. Bunun yanı sıra H₂ kullanımını sınırlayan bir etkide depolama sorunudur. Hidrojenin saf şeklinde saklanması mümkün değildir. Genellikle hidrat'a dönüştürülerek depolanmaktadır. Hidrat durumunda hidrojen kimyasal içerikli bir bağla metal içerikli malzemelere bağlanır. Bu durumda yakıt deposu hacimce kabul edilebilir bir seviyeye gelirken ağırlıkça benzin depolarında 20 kat daha ağırdır. Ayrıca hidratın içerisinden H₂'yi almak için enerjiye ihtiyaç vardır. Sıvı H₂ depolama sistemleri de kullanılabilir. Bu durumda hidrojen yakıt deposu benzin yakıt depolarından 4 kat daha fazla yer kaplamaktadır. Aynı zamanda 1,5 kat daha ağır olmaktadır. Bu olumlu tabloyu bozan durum ise hidrojenin sıvı olarak bulunduğu -253 °C sıcaklığını sağlamadaki zorluklardır. Bu düşük sıcaklığı koruyabilmek için mükemmel yalıtıma ihtiyaç duyulmakla beraber yakıt üç gün içerisinde bitirilmelidir. Aksi takdirde her gün %1 buharlaşma kaybı olacaktır. Hidrojen içerisinde H bulunduran tüm maddelerden elde edilebilir. H₂ elde edilmesinde birkaç yöntem takip edilmektedir. Suyun elektroliz edilmesi ile H₂ üretimi göze çarpan ilk yöntemdir. İkinci yöntemde ise bileşiminde H₂ bulunduran maddelerden gazifikasyon yöntemi ile H₂ nin ayrıştırılmasıdır. Ayrıca doğal gazın bir kimyasal

süreçte su ile birleştirilmesi sonucunda H₂ elde edilebilmektedir. Hidrojenin karşılaştığı diğer bir sorun da emme manifoldunda tutuşmaya sebep olmasıdır. Bu problem hidrojenin enjektör ile silindir içerisine gönderilerek çözülebilmektedir. Bu durumda yakıtın sıvı halde bulundurulması gereklidir [12,15].

Şekil 2.3'te yakıtların maliyet, emisyon değerleri ve petrole olan bağımlılıkları göz önünde bulundurularak oluşturulan genel bir grafik verilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi LPG ve CNG yakıtları dizel motorların maliyeti hariç tutulduğu takdirde diğer alanlarda istenen şartları sağlamaktadır.



Şekil 2.3 : Yakıtların, maliyet, emisyon, sera etkisi ve petrole olan bağımlılıkları açısından incelenmesi [12].

3. TÜRBÜLANSLI YANMA MODELİ VE HESAPLAMA PROGRAMI

İYM'lerin teorik analizlerine yönelik bir çok çalışma ve model mevcuttur. Emme, sıkıştırma, yanmanın olmadığı genişleme ve egzoz zamanlarına ait hesaplamalarda termodinamik ve ısı transferine ait kanun ve bilgiler yeterli olmakta ve deney sonuçlarına yakın değerler elde edilmektedir. Fakat yanma olayının tam olarak anlaşılmasını sağlayan bir fiziksel ve matematiksel model bugüne kadar ortaya çıkmamıştır. Bu konu üzerine yapılan çalışmalardan bir tanesi de Rusya Bilimler Akademisi Kimyasal Fizik Enstitüsü (KFE) tarafından ortaya atılan türbülanslı yanma mekanizmasıdır [13]. Bu yanma modeline ait temel bilgiler bölüm 3.1'de ana hatlarıyla verilmiştir. Azerbaycan Teknik Üniversitesinde benzin motorlarının termodinamik formülleri ve türbülanslı yanma mekanizmasını temel alan bir hesaplama programı yazılmıştır. Bu program homojen karışımla çalışan bir motora ait güç, verim, özgül yakıt tüketimi, denge konsantrasyonları, emisyonlar, vb. birçok değeri hesaplamaktadır.

3.1 Türbülanslı Yanma Modelinin İncelenmesi

İçten Yanmalı Motorlarda (İYM) türbülanslı yanma olayı enerji, kütle ve hareket miktarının korunumu ile kimyasal maddelerin konsantrasyonlarının değişimlerini tanımlayan denklemlerin kullanıldığı çok-boyutlu matematik modeller yardımıyla sayısal olarak hesaplanabilmektedir. Ancak büyük moleküllü hidrokarbonlardan oluşan motor yakıtlarının yanmasını tanımlayan zincir reaksiyonların kinetik mekanizması ve türbülanslı ortamda gerçekleşen ısı ve kütle transferi olaylarına ilişkin bilgilerin yetersizliği çok-boyutlu etkin modellerin geliştirilmesini zorlaştırmaktadır. Diğer taraftan çok-boyutlu matematik modellere oranla daha hesaplama süresi ve bilgisayar ortamında gereksinim duyduğu hafıza hacmi bakımından üstünlük sağlayan ve mühendislik uygulamalarında yeterli hassasiyette sonuçlar veren termodinamik modellerin kullanımı sürdürülmektedir [14].

Bu çalışmada Rusya Bilimler Akademisi Kimyasal Fizik Enstitüsü (KFE) tarafından teklif edilen türbülanslı yanma olayına ilişkin yaklaşım İYM'e uygulanmıştır. Buna

Bujinin ateşlemesinden sonra ilk alev merkezinin oluşması için belirli bir süre geçmekte ve tutuşma gecikmektedir. Gecikme süresi aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$\alpha_i = \frac{Cl(U_n \varepsilon_c / U'_\Sigma)^{\beta}}{U_n \varepsilon_c} 6n \quad (3.1)$$

Burada, $C=0,5$ ve $\beta=0,25$ sabitler;

U'_Σ : Türbülans şiddetinin geometrik ortalama değeri (m/s).

l : Türbülans ölçeği (m).

U_n : laminer yanma hızı (m/s).

ε_c : T_{ad}/T_c , yanma ürünlerinin ateşleme anında genişleme oranı.

n – motorun dönme hızıdır (devir/dakika).

α_i süreci sona erdikten sonra türbülanslı alev cephesi U_t hızı ile ilerlerken, yanma ürünlerinin yarıçapı $R_{y.ü.}$ olan küresel yüzeyi ise W hızı ile hareket eder. Sunulan türbülanslı yanma modeli, mevcut modellerden farklı olarak, yanma prosesinin kimyasal ve fiziksel özelliklerine dayanarak yanma ürünlerinin hacminin genişleme hızının, dolayısıyla yanmış ürünlerin hacminin yanma odasında kaplayacağı hacim değişimini göz önüne almaktadır. Yanma ürünleri hacminin değişimi yanma odasında basıncın değişimi ile lineer orantılı olduğundan indike parametrelerin bu yöntemle hesaplanması daha kesin sonuçlara varmayı sağlamaktadır. Bu yöntemin bir başka önemli özelliği de yanma ürünleri hacmi hesaba katıldığı için, çok-boyutlu modellerde olduğu gibi, yanma odası geometrisi etkisinin de incelenebilmesidir.

Yanma ürünlerinin küresel yüzeyinin ilerleme hızı veya yanma ürünleri hacminin artış hızı aşağıdaki ifade ile bulunabilir:

$$W = U_n + \frac{4}{3} \cdot K_p U'_\Sigma - \frac{0.17 \cdot 10^{-3} (U'_\Sigma)^2}{\aleph \sqrt{\varepsilon_t}} \quad (3.2)$$

Burada, $K_p = \Delta W / \Delta U'_\Sigma$ - formülün korelasyon katsayısı;

\aleph : yakıt – hava karışımının sıcaklık transfer katsayısı;

ε_t : türbülanslı alev içinde yanmış ürünlerin genişleme oranıdır.

(3.2) denkleminde eksi işaretli üçüncü terim yanma hızının türbülans şiddetine bağlı olarak lineer orantılı değişmediğini gösterir, yani türbülans şiddetinin U'_x belli bir değerinden fazla olması yanma sürecini hızlandırmak yerine sönmeye neden olacaktır. Karpov'a göre bu olay $U'_x \geq 10$ m/s olduğunda gerçekleşmektedir.

(3.2) denkleminde normal yanma hızı U_n yakıt hava karışımının kimyasal özelliğinin etkisini dikkate almaktadır. Hidrokarbon bileşimlerinden oluşan motor yakıtlarının normal yanma hızının ortamın basınç ve sıcaklığına bağlı olarak belli bir değere sahip olduğu bilinmektedir. Yapılan deneyler U_n hızına artık gazların da etkisi olduğunu açıklamış ve hesaplamalar için aşağıdaki ampirik formül tavsiye edilmiştir.

$$U_n = U_{n_0} (T_{kar}/T_0)^m (p/p_0)^n - 0.076(100\gamma_r)^{0.73} \quad (3.3)$$

Burada, U_{n_0} – normal atmosfer koşullarında (p_0, T_0) laminar yanma hızı, (m/s);

p, T_{kar} : yanma zamanı silindirde bakılan anda basınç (MPa) ve yanmamış yakıt-hava karışımının sıcaklığı (K);

$m=2$ ve n sabitler ($\varepsilon < 9$ için $n = 0$, $\varepsilon \geq 9$ için $n = -0.2$);

$\gamma_r = M_r/M_z$ – artık gaz katsayısıdır.

Denklem 3.3'te U_{n_0} normal koşullarda yanma hızıdır ve denklem 3.4'te verilen ampirik formüle göre hesaplanır. Ayrıca denklem 3.3'te $T_0 = 560$ K ve $P_0 = 0,1$ MPa ampirik formülün elde edildiği şartlar olarak alınmalıdır.

$$U_{n_0} = 31,502 - 229,025 \lambda + 646,294\lambda^2 - 912,57\lambda^3 + 695,09\lambda^4 - 274,1\lambda^5 + 43,99\lambda^6 \quad (3.4)$$

Yanma süresince basınç artışı veya düşüşü alev cephesinin karşısındaki yanmamış yakıt-hava karışımını adyabatik olarak sıkıştırıp veya genişletip yerel sıcaklıklarını artırmaktadır (veya düşürmektedir). Bu olayı göz önüne alarak yanmamış karışımın sıcaklığının değişimi aşağıdaki adyabatik hal değişim denkleminde faydalanılarak hesaplanabilir [13] :

$$T_{kar} = T_c (p/p_c)^{k_k-1/k_k} \quad (3.5)$$

Burada, T_c ve p_c – karışımın yanmadan önceki sıcaklığı (K) ve basıncıdır (MPa);

k_k – karışımın T_{kar} sıcaklığındaki adyabatik üssüdür.

Yanmış ürünlerin genişleme oranının ani değeri ise

$$\varepsilon_t = 1 + (\varepsilon_{max} - 1)(1 - y) \quad (3.6)$$

denklemleri ile hesaplanabilir. Burada,

y : yanmış ürünlerin yanma odasında işgal ettiği hacim oranı;

$\varepsilon_{max} = \mu T_{ad}/T_{kar}$ – genişleme oranının maksimum değeri;

$\mu = M_2/M_1$ – molekül değişim katsayısı;

T_{ad} – adyabatik alev sıcaklığıdır.

Benzin motorlarında yanma hızı yüksek olduğundan T_{ad} sıcaklığı yanma süresince, Otto teorik çevriminde olduğu gibi yanma odası hacminin sabit kalması şartına ve termodinamiğin I. Kanununa dayanarak çok küçük hata ile hesaplanabilir:

$$\frac{\xi_d (H_u - \Delta H_u)}{(1 + \lambda L_0)(1 + \gamma_r)} + (mc_v)_{t_0}^{tkar} (T_{kar} - 273) = \mu (mc_v)_{t_0}^{tkar} T_{ad} \quad (3.7)$$

Burada , $(mc_v)_{t_0}^{tkar}$ ve $(mc_v)_{t_0}^{tad}$ – yakıt – hava karışımının T_{kar} sıcaklığında ve yanma ürünlerinin ise T_{ad} sıcaklığında moleküler özgül ısıları, ($kJ/kmol$ 0C);

L_0 – teorik hava miktarı, $kmol/kg$ yakıt;

λ - yakıt-hava karışımının HFK'sı;

m_y ve m_h yakıtın ve havanın molekül kütleleri.

(3.2) denkleminin korelasyon katsayısı

$$K_p = \sqrt{(U_n \cdot l / \aleph) / 11(1 + \sqrt{\varepsilon_{max}})} \quad (3.8)$$

sıcaklık transfer katsayısı ise

$$\aleph = \lambda_1 / c_p \cdot \rho, \quad (m^2/s) \quad (3.9)$$

formülü ile hesaplanır.

Burada,

$\rho = p 10^6 / R_h T_{kar}$, (kg/m^3)- yakıt hava karışımının yoğunluğu;

$c_p = [(m c_v)_{to}^{tkar} + 8.315]/m_h$, (kJ/kg °C) – karışımın sabit basınçtaki özgül ısı ve

$$\lambda_1 = \left[0.0243 + 0.000178(T_{kar} - 273)^{0.835} \right] \cdot 10^{-6} , \text{ (W/mK)} \quad (3.10)$$

karışımın ısı transfer katsayısını hesaplamada kullanılan amprik denklemdir. Türbülans ölçeğinin basınca bağlı olarak değişimi:

$$l = l_0 (p / p_0)^{-0.4} , \text{ (m)} \quad (3.11)$$

formülü ile hesaplanır. Burada l_0 normal atmosfer şartlarında ($p_0=0.089$ MPa, $T_0=293$ K) türbülans ölçeğinin integral değeri olup emme supabının maksimum açılma boyutuna eşit alınabilir ($l_0 = 0.007-0.010$ m).

(3.2) denkleminin çözümünde motorun tüm çalışma rejimlerine bağlı olarak türbülans şiddetinin (U_Σ') doğru olarak değerlendirilmesi büyük önem taşımaktadır. İlk bakışta U_Σ' 'nin gerçek değerini bulmak için çok boyutlu modellerden yararlanmak gerektiği düşünülebilir. Fakat daha önceden de belirtildiği gibi, silindir içindeki türbülans şiddeti ateşleme anında izotropik hale dönüşür. Böylece çok-boyutlu olay sanki tek-boyutlu olaya dönüşmüş olur. Teorik ve deneysel olarak yapılmış çok sayıda çalışmada türbülans şiddetinin motorun dönme hızı (n) ve volumetrik verimi (η_v) ile lineer orantılı olarak değiştiği açıklanmış ve aşağıdaki amprik ifade tavsiye edilmiştir [13]:

$$v'(n, \eta_v) = 0.08(2.60 + 5.4 \cdot v_p) \eta_v / \eta_{v_{max}} , \text{ (m/s)} \quad (3.12)$$

Burada , $v_p = sn/30$ (m/s) - pistonun ortalama hızı;

$\eta_v, \eta_{v_{max}}$ -volumetrik verimin kısmi ve maksimum yüklerdeki değerleridir.

W belli olursa alev cephesinin ilerleme hızı aşağıdaki amprik formülle hesaplanabilir:

$$U_t = W \left[1 + 0.065 \sqrt{\frac{U_n l}{s}} \left(\frac{U_\Sigma'}{U_n} \right)^{0.30+0.33} \right] \quad (3.13)$$

Alev bölgesinin boyutu ise belli bir zaman aralığında ($\Delta\tau$)

$$\delta = (U_t - W) \cdot \Delta\tau , \text{ (m)} \quad (3.14)$$

denklemleri ile hesaplanabilir. Türbülanslı yanma hızı (W) bulunduğundan sonra hesaplama adımı zamanında ($d\tau = d\alpha/6n$) yanma ürünleri hacminin küresel yarıçapı

$$dR_{y.\ddot{u}.} = W\varepsilon_t \frac{d\alpha}{6n}, \quad (\text{m/KMA}) \quad (3.15)$$

denklemleri ile, $R_{y.\ddot{u}.}$ 'nin integral boyutu

$$R_{y.\ddot{u}.} = \frac{1}{6n} \int_{\alpha_0}^{\alpha} W\varepsilon_t d\alpha, \quad (\text{m}) \quad (3.16)$$

denklemleri ve yanma ürünleri hacminin silindir hacmine oranı ise

$$y = V_{y.\ddot{u}.} / V \quad (3.17)$$

denklemleri ile hesaplanır.

Yanma odası, Şekil 3.1'de gösterildiği gibi, bir geometrik forma sahip olursa, yanma ürünleri hacmi $V_{y.\ddot{u}.}$ en kesidi $R_{y.\ddot{u}.}$ yarıçapına göre değişen bir daire parçası ($F_{y.\ddot{u}.} = f(R_{y.\ddot{u}.})$), yüksekliği ise pistonun strokuna bağlı olarak değişen ($S_x = f(\alpha)$) bir silindirin hacmi gibi hesaplanabilir:

$$V_{y.\ddot{u}.} = F_{y.\ddot{u}.} (h_{yo} + \Delta + S_x), \quad (\text{m}^3) \quad (3.18)$$

Silindir hacminin K.M.A. na bağlı olarak değişimi denklemleri ile hesaplanabilir.

Yanmamış karışımın hacmi

$$V_{kar} = V - V_{y.\ddot{u}.} \quad (3.19)$$

kütlesi ise

$$G_{kar} = V_{kar} \rho_{kar} \quad (3.20)$$

denklemleri ile hesaplanır. Burada $\rho_{kar} = p10^6/RT_{kar}$ yanmamış karışımın yoğunluğudur. Bu durumda yanmış ürünlerin kütlesi

$$G_{y.\ddot{u}.} = G_0 - G_{kar} \quad (3.21)$$

olacak, burada $G_0=(1+\lambda l_0)(1+\gamma_r)g$ kg/çevrim - yanmadan önce silindir içinde yer alan iş gazı kütesidir. Yanmış gazların kütesel oranının değişimi veya “yanma kanunu” aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir:

$$x = \frac{G_{y.ü.}}{G_0} = 1 - \frac{G_{kar}}{G_0} \quad (3.22)$$

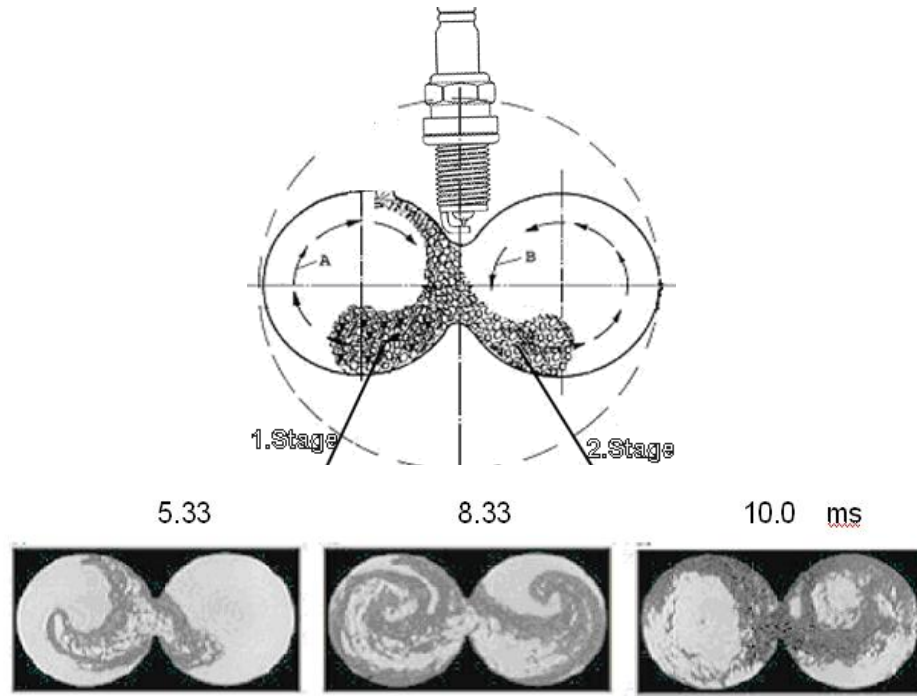
Teorik olarak yanma sona erdiğinde $G_{kar}=0$ veya $x=1$ olur. Fakat çok fakir karışımlar kullanıldığında yanma hızı düşük olduğu için yanma ürünleri hacminin artış hızı pistonun AÖN’ye doğru hareketi nedeniyle silindir hacminin artış hızından az olabilir. Bu nedenle hesaplamayı $(x_{j+1}-x_j)$ ifadesi eksi değer kazandığında durdurmak gerekir. Bu durumda x ’in 1’den ne kadar farklı olduğunu inceleyerek yanma olayının tam olup olmadığını açıklamak mümkündür [13].

3.2 Kademeli Dolgulu Motorlar

Benzin motorlarının, bölüm 2.5.1’de de belirtildiği gibi, sıkıştırma oranlarının düşük olması sebebiyle; yakıt tüketimi, motor gücü ve CO₂ emisyonları açısından bu motorlar dizel motorların gerisinde kalmaktadır. Bu sorunun temel nedeni ise benzin motorlarında sıkıştırma sürecinin sonuna doğru sıcaklıkların çok artması sonucunda, buji kıvılcımının ardından ateşleme bölgesine uzak noktalarda, alev cephesinin ilerlemesine bağlı olarak artan basınç ve sıcaklık nedeniyle o bölgedeki yakıtın kendi kendine tutuşmasıdır. Buji bölgesinden başlayan yanma ile kendiliğinden başlayan yanma basınç dalgaları çarpışarak vuruntu adı verilen olayı ortaya çıkarırlar. Vuruntu sonucu motorda güç ve verim kaybı yaşanırken aynı zamanda piston supap gibi motor elemanları ciddi zarar görür. Vuruntuyu engellemek için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bu noktada kademeli dolgu oluşturulması en etkin çözüm yolu olmaktadır. 1996 yılında Mitsubishi firması GDI motorlarını piyasaya sürmüştür [6]. Bu motorda benzin yakıtı tıpkı dizel motorlarda olduğu gibi bir enjektörle ÜÖN’ye belli bir zaman önce yanma odası içerisine gönderilmektedir. Fakat ateşleşme yine bir buji yardımı ile başlatılmaktadır. Böylece yakıtın hava ile tam olarak karışması biraz engellenerek vuruntu sorunu bir ölçüde çözülmüştür. Daha sonraları diğer otomobil üreticileri farklı isimlerle ve yöntemlerle kademeli dolgu ile çalışan motorlar ürettiler. Kademeli dolgu kullanılması ile benzin motorlarının sıkıştırma oranı 8-11 civarından 13-14 değerlerine getirilmiştir. Fakat bu yeni sistemler

motorlar üzerinde konstrüktif değişikliklere ve maliyet artışına yol açmıştır. Ayrıca emisyon standartlarını sağlamada bazı sorunlar ile karşılaşmaktadır.

Kademeli dolgu oluşturmada farklı bir yöntemde "MR-Process" yanma mekanizması kullanılmasıdır. Son yıllarda İTÜ ve TÜMOSAN işbirliği kapsamında TÜBİTAK destekli projeler yürütülerek "MR-Process" İki Aşamada Yanma Mekanizması esasında traktör dizel motorlarının LPG ve CNG yakıtlarına dönüştürülme çalışmalarıyla kademeli dolgu prensibi alanında önemli başarılarla imza atılmıştır [6]. Bu sistemde piston (MR-2) üzerinde Şekil 3.2'de görüldüğü gibi iki farklı oyuk bulunmaktadır. Bu oyukların birinde fakir diğerinde ise zengin bir karışım birbirine ters yönde dönmektedir. Buji zengin kısma yakın konumlandırılarak ateşleme ile yanma başlatılmaktadır.



Şekil 3.2 : Çift döngülü MR-2 YO'nun şeması ve fiziksel modelde yanma sürecinin anlık fotoğrafları [6].

MR-2 YO'nun bir avantajı, sıkıştırma oranını vuruntu oluşturmada optimum seviyelerine dek ($\epsilon =13-15$) artırılmasını sağlamasıdır. Odanın bir bölgesinde zengin karışımın ($\lambda=0,6-0,9$) yakılması ile oluşan eksik yanma ürünlerin (CO ve H_2) ikinci bölgesinde hızla dönen türbülanslı ortamda yanabilmesi nedeniyle vuruntu olayı önlenmektedir. Yanma odasının diğer bir avantajı, alışımlı YO'larında soğuk cidarlarda kaçınılmaz olan alev cephesinin sönme olayının önlenebilmesidir. Bunun sebebi, Şekil 3.2'den de görüldüğü gibi, yanma olayının birbirinin tersine dönen

türbülanslı ortamda gerçekleştirilmesiyle alev cephesi YO'nun sağ ve sol cidarlarından yanmamış karışımı sıyırıp odanın merkezine – en sıcak bölgesine sürükleyerek oksitleşme reaksiyonların alev sönmesi olmadan devam edebilmesidir. Böylece, söz konusu YO bir taraftan motorun tüm yük rejimlerinde genel bileşimi fakir olan ($\lambda=1,35...2,0$) en yüksek derecede kademeleştirilmiş yakıt-hava karışımının İki Aşamada Yanma Mekanizması ile yakılması, diğer taraftan ise yüksek sıkıştırma oranının ($\epsilon=14-17$) kullanılabilmesi ve alev cephesinin sönme olayının önlenmesi gibi temel şartların sağlanması, verimli ve düşük emisyonlu buji ateşlemeli motor geliştirmenin mümkün olduğunu göstermektedir. "MR-Process" Yanma Mekanizmasını gerçekleştiren MR-2 yanma odası sıkıştırma oranı $\epsilon=11,4$ olan tek silindirli özel bir deney motorunda testlere tabii tutulmuştur. Yapılan testlerde oktan sayısı düşük olan benzinler (<80) kullanıldığında bile vuruntu olayı meydana çıkmamış, genel hava fazlalık katsayısının ise $\lambda=1,2-2,0$ değerlerinde verimli yanma sürecinin gerçekleşmesi gözlenmiştir [4].

3.3 Hesaplama Programı ve Yapılan Çalışmalar

Türbülanslı yanma modelini esas alan ve termodinamik bağıntıları kullanarak motorlara ait tek boyutlu bir hesaplama programı 1980'li yıllarda Fortran 77 yazılımı kullanılarak, Azerbaycan Teknik Üniversitesinde oluşturulmuştur. Program içerisinde motora ait birçok değer tanımlanmış olup, birçok sonuç çıktısı elde edilmektedir. Örneğin: Benzin motorları için vuruntu olayının kontrolü için vuruntu kriteri program içerisinde mevcuttur. Bu programı kullanmayı cazip hale getiren ise emisyon değerlerinin hesabını da yapmasıdır. Program 11 adet yanma ürününün denge konsantrasyonlarını hesaplamakta, Zeldowich mekanizmasına göre azotoksit emisyonlarını tespit etmektedir. Ayrıca azotoksit emisyonlarının oluşumunun daha detaylı görülebilmesi için yanma odası içerisinde 9 farklı hesap bölümü belirlenmiştir. Örneğin yakıtın %11'i yandığı zaman 1. bölge işleme alınmakta ve yanma sonuna kadar bu bölümde hesaplama devam etmektedir. 9. Bölge ise yakıtın %99'u yanınca devreye girmektedir. Bu yolla zamana göre yanma süreci daha ayrıntılı incelenebilmektedir. Program yaklaşık 2000 satırdan oluşmaktadır. Ana program yaklaşık 1200 satırdan, harici alt programlar ise 800 satırdan oluşmaktadır.

Alt programlar içerisinde denge konsantrasyonlarının hesabı, Zeldowich mekanizmasına bağlı azotoksit emisyonlarının hesabı ve 9 farklı bölge için hesaplama kodları bulunmaktadır.

İlgili program yazıldığı günden bugüne birçok doktora ve yüksek lisans çalışmasında kullanılıp üzerine ilaveler yapılmıştır. 2003 yılında İTÜ'de yapılan bir yüksek lisans tez çalışmasında program kullanılmıştır. Bu çalışmada bir benzin motoru için verim, güç ve egzoz emisyonları dikkate alınarak optimum ateşleme avansının belirlenerek, elde edilen sonuçlar modelin indike ve efektif motor parametrelerinin yeterli hassasiyetle hesaplanabileceğini belirtilmiştir [14].

3.3.1 Hesaplama programının LPG yakıtına ve kademeli dolgulu sisteme uygun hale getirilmesi

Bölüm 3.3'te anlatılan hesaplama programı benzin motorlarında türbülanslı, homojen yanma modeli temeline dayanmaktadır. Bu tez çalışmasında ise kısmen kademeli ve türbülans şiddeti daha fazla olan bir yanma modelinin incelenmesi yapılmıştır. Çünkü motorda kullanılan MR-2 yanma odası, türbülans şiddetini artırmakta ve kademeli bir yanma süreci sağlamaktadır. Bunun için öncelikle programın giriş değerleri LPG yakıtına uygun hale getirilmiş ve dönüştürme işlemi yapılan dizel motorun konstrüksiyon değerlerine göre yeniden düzenlenmiştir. Bu değerler LPG motoru için program içerisinde kullanılan değişken isimleri ile birlikte Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Giriş değerlerinin değiştirilmesinin ardından program içerisinde yakıt veya motor parametrelerine bağlı olarak değişmesi gereken bir değer olup olmadığı kontrol edilmiştir. Bu çalışma epeyce bir zaman almıştır. Çünkü 2000 satırlık bir kısmın gözden geçirilmesi ve özellikle program içerisine girilmiş formüllerin ve sayısal verilerin kaynağının anlaşılması için ispatlar yapılarak kontrol edilmiştir. Ana Program üzerinde satır önlerine yorumlar eklenerek ilgili satırda hangi işlemin yapıldığı incelenmiştir. Bu işlem sonucunda Çizelge 3.2'de verilen değerler de LPG motoruna uygun hale getirilmiştir. Örneğin program içerisinde Çizelge 3.1'de verilen 'OPD' değişkeni ile tanımlanan verinin açıklaması bulunamamıştır. Bu değer değişiminin motorun türbülans şiddetini etkilediği belirlenmiştir. Programın yazılmasına temel teşkil eden Rusça kaynaklardan yapılan araştırma sonucunda bu değer yanma odası oyuk çapının piston çapına oranı (d/D) olduğu anlaşılmıştır.

Çizelge 3.1 : LPG motoru için Fortran 77 programı giriş değerleri.

Değişken	Değişken Açıklaması	Birimi	LPG Motoru
N	Motor devir sayısı	Devir/dakika	2000
ALO	Hava fazlalık katsayısı	-	1,34
EV	Volümetrik verim	-	0,85
TETA	Ateşleme avansı	KMA	4,0 - 10,0
C	Yakıt içerisindeki Karbonun kütleli oranı	kg Karbon / kg yakıt	0,8218
H	Yakıt içerisindeki Hidrojenin kütleli oranı	kg Hidrojen / kg yakıt	0,1782
OT	Yakıt içerisindeki Oksijenin kütleli oranı	kg oksijen / kg yakıt	0,0
MT	Yakıtın molekül ağırlığı	kg / kMol	51,11
HI	Yakıtın alt ısı değeri	kJ / kg	46050
CC	Sıkıştırma oranı	-	14:01
DEL	Silindir kafası conta kalınlığı	m	0,013
DALFG	Program hesaplama adımı	KMA	0,2
S	Strok	m	0,115
D	Piston çapı	m	0,104
RL	Krank yarıçapının biyel boyuna oranı	-	0,31
SC	Silindir sayısı	-	1
OKT	Yakıtın oktan sayısı	-	106
RT	Yakıtın yoğunluğu	kg / m ³	510
OPD	Yanma odası çapının piston çapına oranı	-	0,65

LPG yakıtı % 50 Propan ve % 50 Bütan karışımıdır.

LPG yakıtı için Çizelge 3.1'de belirtildiği gibi %50 Propan ve %50 Bütan karışımı esas alınmıştır. Yakıt içerisindeki karbon ve hidrojen atomlarının kütlece oranları oktan sayısı, yakıt yoğunluğu gibi değerler bu karışım oranı dikkate alınarak hesaplanmıştır. Volümetrik verim değeri TŪMOSAN tarafından üretilen dizel motorun verileri temel alınarak belirlenmiştir. Deneyler tam yük koşulları altında yapıldığı için LPG motorunda bulunan gaz kelebeğinin volümetrik verime etkisi tam açık pozisyonda ihmal edilmiştir. Kısmi yükte çalışma istenirse program içerisinde yük oranına bağlı olarak volümetrik verimi hesaplayan ampirik formül de bulunmaktadır.

Çizelge 3.2 : LPG motoru için program içerisinde değiştirilen sayısal değerler.

Değişken	Değişken Açıklaması	Birimi	Önceki Değer	LPG Değeri	Program Satır Numarası
FRXM	Toplam alev cephesi alanı, piston yüzey alanına eşittir	m ²	0,006647	0,008494	124
FRPLM	Alev cephesi alanı	m ²	0,006647	0,008494	125
YASA	Azotoksit hesabında kMol NO _x / kg yakıt biriminden kMol/cm ³ birimine dönüştürme katsayısı	kmol / cm ³	0,00072	0,00054	1371

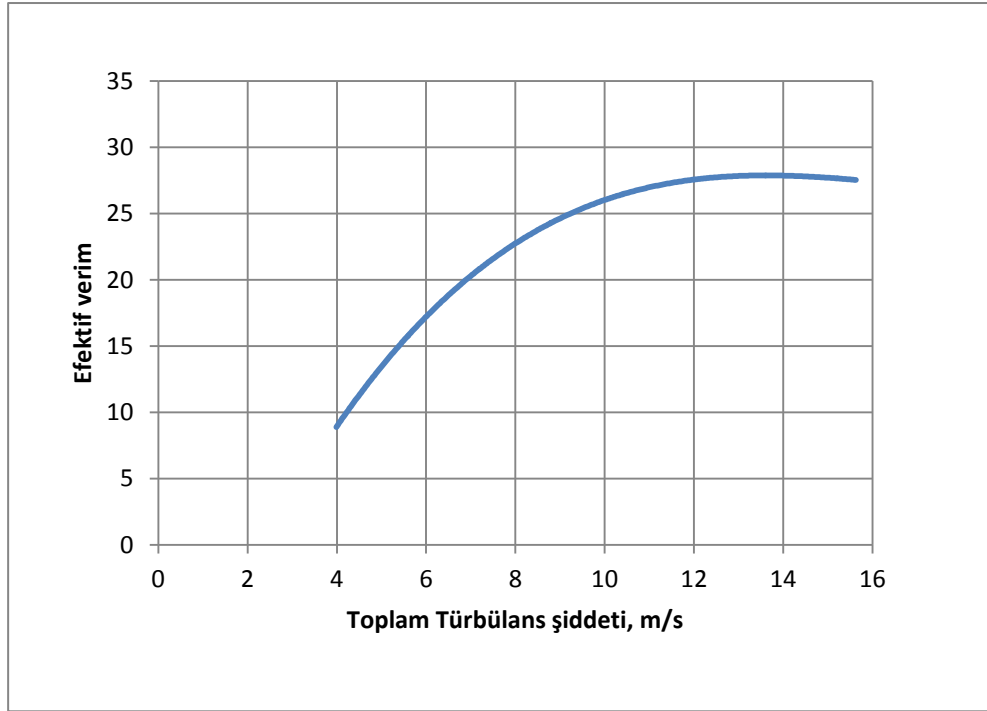
Özellikle ana programın satır satır kontrol edilip anlaşılması doğru sonuçlar elde etmede büyük öneme sahiptir. Örneğin, yanma ürünlerinin denge konsantrasyonları 'kmol/kg' biriminde hesaplanmaktadır. Azotoksitin bu değeri Zeldowich mekanizmasında kullanılarak toplam azotoksit emisyon değeri elde edilmektedir. Fakat bu işlem esnasında NO_x emisyonlarını 'ppm' cinsinden göstermek ve Zeldowich mekanizmasında kullanılan denklemlerde kmol/cm³ biriminin kullanılması sebebiyle benzin yakıtı için 0,00072 değeri bir dönüştürme çarpanı kullanılmıştır. Fakat bu değer LPG yakıtına uygun değildir. Eğer program içerisinde bu değer değiştirilmemiş olsaydı denge konsantrasyonları doğru hesaplanmasına rağmen NO_x değeri ppm cinsinden yanlış hesaplanacaktı. Kolaylık olması bakımında program içerisinde alt programlar kısmında 'YASA' değişkeni tanımlanmış ve LPG için 0,00054 değeri bu değişkene atanmıştır.

Bu düzeltmelerin ardından program çalıştırılarak değerlerin kontrolü yapılmıştır. Burada ilk karşılaşılan sorun ateşleme avansının ÜÖN'den 6-10 KMA önce ve HFK'nın 1,34 olduğu durumda yanan yakıt kesri AÖN civarında bile %80 olmuştur. Yakıtın bir kısmının yanmamasından ve yanma olayının genişleme zamanının sonuna doğru fazla kaymasından dolayı motor verimi düşük değerlerde olmuştur. Bu sorunu çözümü için MR-2 yanma odasında bulunan iki adet oyuk içerisinde, emme kanallarına şekil verilerek ilave bir türbülansın oluşturulduğu, fakat klasik benzin motorlarında bu etkinin olmadığı dolayısıyla program içerisine bu türbülans etkisinin eklenmesi gerektiği anlaşılmıştır. Dolayısıyla toplam türbülans şiddetinin artırılması ile bu sorun aşılmıştır. Motor içerisindeki toplam türbülans şiddeti, emme sisteminin oluşturduğu teğetsel hava hareketi ve pistonun ÜÖN'ye doğru hareketi sebebiyle oluşan 'tumble' hava hareketinin oluşturdukları türbülans şiddetlerinin toplamı olarak

hesaplanmaktadır. MR-2 yanma odasındaki türbülansın asıl kaynağı emme sistemi olduğu için bu değerin artırılması gereklidir. Emme sistemi tarafından oluşturulan türbülans şiddetinin formülü denklem 3.23' te verilmiştir.

$$U'(U, \eta_v) = 0,08(2,60 + 5,4v_p)\eta/\eta_{max} \quad (3.23)$$

Buradan yola çıkılarak emme sisteminin yarattığı türbülans şiddeti formülündeki deneysel katsayı artırılarak yakıtın daha iyi yanması sağlanmıştır.

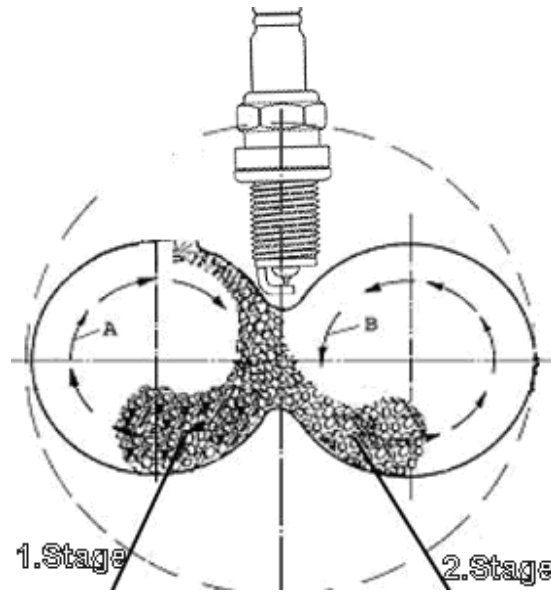


Şekil 3.3 : Türbülans şiddetinin motor verimine etkisi.

Türbülans şiddetine bağlı olarak motor veriminin değişimi Şekil 3.3'de verilmiştir. Tabii türbülans şiddetinin sürekli artırılması aynı etkiyi yapmamaktadır. Bölüm 3.1'de belirtildiği gibi Rus bilim adamı Karpov'a göre toplam türbülans şiddeti ($\sum U$) 10 m/s değerini geçmesi durumunda alev sönmeleri başlamaktadır. Bu çalışmada $\sum U = 13$ m/s değeri sınır değer olarak kabul edilmiştir. Türbülans şiddetinin artırılması ile motor verimi ve gücünde artışlar olmuştur. Fakat azotoksit değeri hedeflenen 300 ppm değerinin altına inmemiştir. Bunu sağlamak için MR-Process yanma mekanizmasında bulunan kademeli yanma sisteminin program içerisine eklenmiştir.

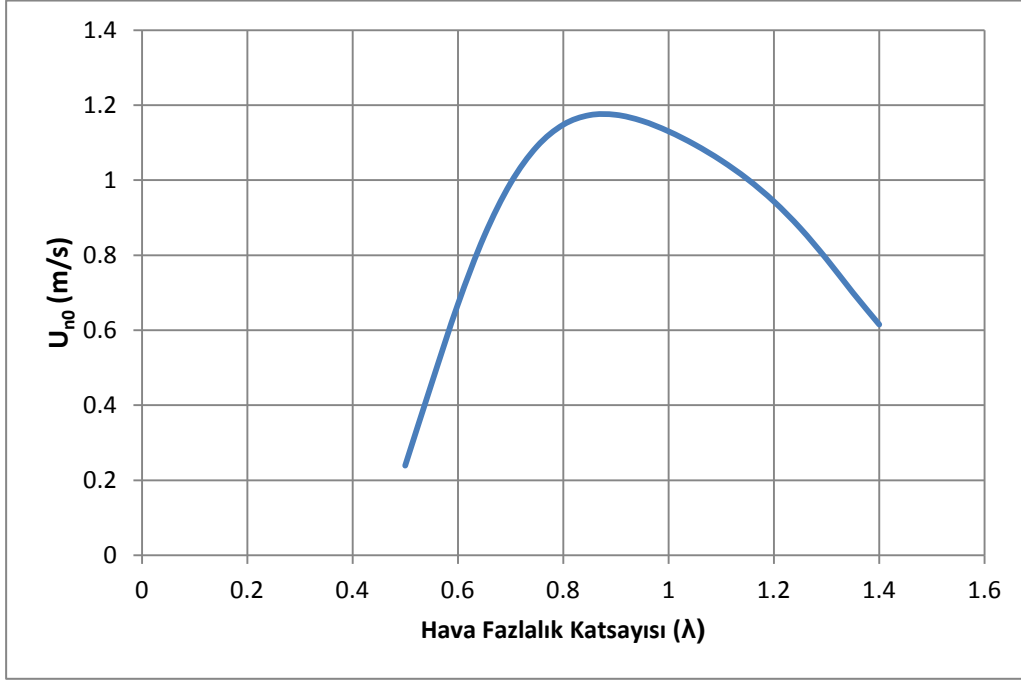
Teorik olarak yakıtın %50-60'ı yanıcaya kadar yerel hava fazlalık katsayısının ($\lambda_1 =$) 0,8 daha sonra ise yerel etkilerin ortadan kalkıp genel hava fazlalık katsayısına

göre yanma işleminin devam ettiği kabul edilmiştir. MR-2 yanma odasında oyuk içerisinde oluşan teğetsel hava hareketi nedeniyle Şekil 3.4'te görüldüğü gibi buji etrafında toplanır. Burada LPG yakıtının yoğunluğunun havadan daha fazla olması sebebiyle atalet kuvvetlerinin etkisiyle yakıt oyuğun dışına doğru savrulur. Dolayısıyla buji etrafında zengin bir karışım elde edilmektedir. Oyuk üzerinde çevreden merkeze doğru gidildikçe karışım fakirleşir. Örneğin merkezde $\lambda \gg 1$ olabilir. Bu sayede kademeleşme sağlanmış olur. Eğer yakıt olarak, yoğunluğu havaya göre daha az olan, doğalgaz kullanılsaydı bujinin merkeze koyulması gerekirdi.



Şekil 3.4 : MR-2 yanma odasının şematik görünüşü.

Fakat HFK'nın 0,8'den 1,34'e doğrudan çıkarılarak program içerisine eklenmesi mümkün olmamıştır. Çünkü denklem 3.3'te verilen normal yanma hızı, atmosfer şartlarında laminar yanma hızına bağlı olarak değişmektedir. Un_0 ise denklem 3.4'te verildiği gibi HFK'ya bağlı olarak değişmektedir. Bu değişim Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Atmosfer koşullarındaki laminar yanma hızı $\lambda = 0,9 - 1,0$ aralığında en yüksek değerlere ulaşmakta daha zengin ve fakir karışımlara gidildikçe azalmaktadır. Bu etki doğrudan normal yanma hızını (U_n) ve yanan yakıt kesrini etkilemektedir. Yakıtın %50-60'lık kısmı yandıktan sonra HFK'nın 0,8 den 1,34'e çıkarılması halinde normal yanma hızı ani olarak azalmakta dolayısıyla denklem 3.22 eksi değerlere gitmektedir. Program bu noktada çıkış vermektedir. Bu sorunu ortadan kaldırmak için HFK'nın 0,8 - 1,34 aralığında sürekli değişimi sağlanmış böylece HFK'daki artış



Şekil 3.5 : Belirli şartlarında normal yanma hızının HFK ile değişimi.

aralıklarının çok daha az olması sebebiyle bu olumsuz etki ortadan kaldırılmıştır. HFK'nın kademeli şekilde değişimi motor çalışma koşullarına daha uygundur. Çünkü buji etrafından merkeze doğru gidildikçe önce stokiyometrik daha sonra da fakir bölgeler mevcuttur. HFK'nın yanan yakıt kesrine göre değişimini sağlamak amacı ile programa ilave edilen kodlar Şekil 3.6'da verilmiştir.

```

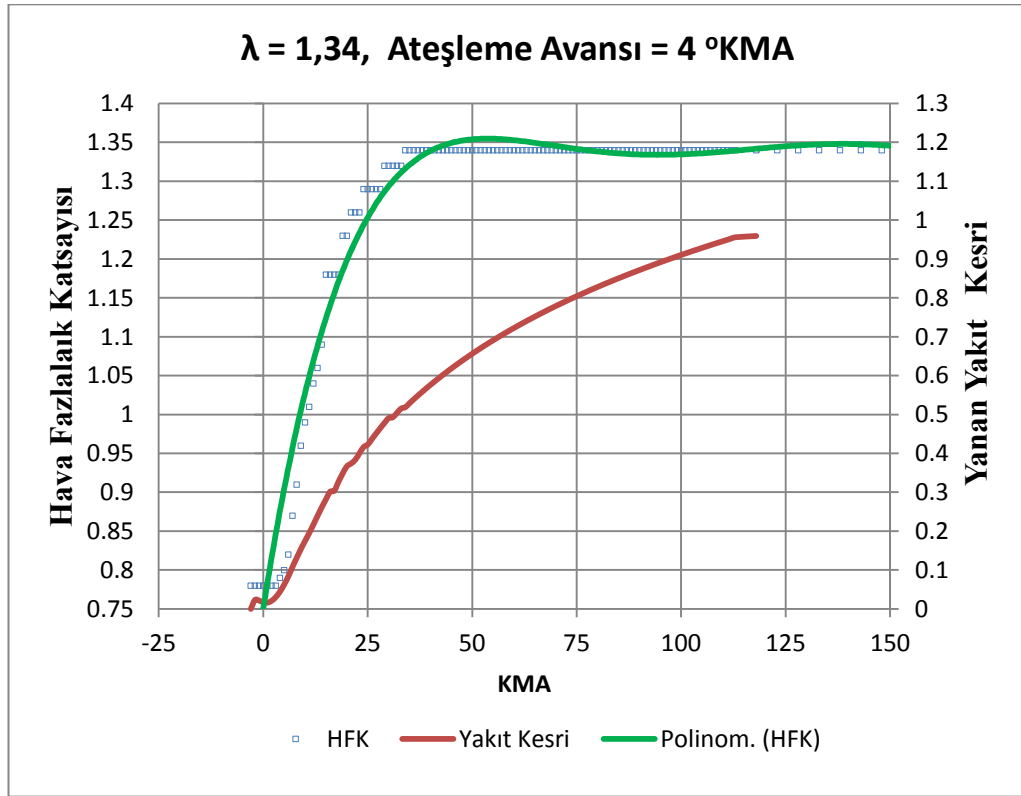
28 TEGC=20.6+0.002638*(TCM-273.)
   TERC=TEGC
*****
IF (XH .LT. 0.05 ) ALT= 0.75 + TETA / 120.0
IF (XH .GE. 0.05 .AND. XH .LT. 0.1) ALT = ALT +0.0018
IF (XH .GE. 0.1 .AND. XH .LT. 0.18) ALT = ALT + 0.009
IF (XH .GE. 0.18 .AND. XH .LT. 0.3) ALT = ALT + 0.005
IF (XH .GE. 0.3 .AND. XH .LT. 0.35) ALT = 1.18
IF (XH .GE. 0.35 .AND. XH .LT. 0.38) ALT = 1.23
IF (XH .GE. 0.38 .AND. XH .LT. 0.42) ALT = 1.26
IF (XH .GE. 0.42 .AND. XH .LT. 0.48) ALT = 1.29
IF (XH .GE. 0.48 .AND. XH .LT. 0.52) ALT = 1.32
IF (ALT == ALO .OR. XH .GE. 0.52) ALT =ALO
M1=ALO*LO+1./MT
*****
DO 29 I=1,12
29 XX(I)=0.
   IF(ALT-1.0)30,30,31
30 XX(2)=2.*0.208*LO*(1.-ALT)/1.5

```

(a)
(b)

Şekil 3.6 : MR- Process yanma mekanizmasını gerçekleştirmek için oluşturulan kodlar : (a) Kademesiz yanma. (b) Kademeli yanma.

Hava fazlalık katsayısı Şekil 3.6'da gösterilen kodlara göre değişmektedir. Burada pistonun ÜÖN'ye olan uzaklığına göre kademeleşmede farklılıklar olması gerektiği düşünülmüştür. ÜÖN'da buji etrafındaki zengin karışımın HFK'sı 0,75 olarak alınmış ve ateşleme avansı arttıkça daha az zengin karışım ile yanmanın başlaması sağlanmıştır. Bu yöntemle daha hassas sonuçlar elde edilmiştir. HFK'nın bu kodlara göre değişimi Şekil 3.7'de verilmiştir. Burada belirtilmesi gereken bir nokta ise HFK'daki artış miktarları $\lambda = 1,34$ değeri için ayarlanmıştır. Farklı HFK'ler için artış miktarları yeniden ayarlanmalıdır. Bu düzenlemeler esnasında yakıtın zengin ve fakir çalışma bölgeleri tespit edilmeli örneğin yakıtın %25'i yanıncaya kadar zengin karışım, %25'inden %50'si yanıncaya kadar $\lambda = 1,0$ dan genel HFK'ya kadar uygun artış miktarları seçilmeli. Yakıtın %50-55 yandıktan sonra genel HFK devreye girmelidir. Artış miktarlarını tespit etmede basınç ve sıcaklık değerlerinden de faydalanılabilir. Basınç değerinde, HFK'nın değiştiği noktada, ani artma veya azalma varsa HFK'daki artış miktarı yeniden düzenlenmelidir.

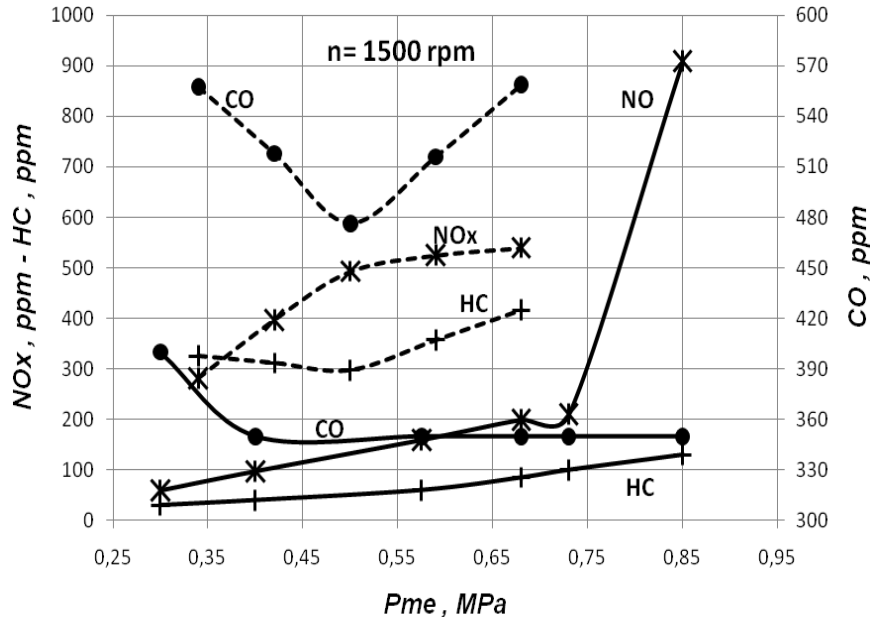


Şekil 3.7 : MR - Process yanma mekanizmasında HFK'nın değişimi.

4. TEORİK VE DENEYSEL İNCELEMELER

4.1 Teorik Hesaplamalar

Bölüm 3.3.1'de bahsedilen değişiklikler yapıldıktan sonra program çalıştırılarak sonuçlar elde edilmiştir. Hesaplamalarda $\lambda = 1,34$ alınmıştır. Öncelikle Türbülans şiddeti normalden fazla olan ($U'_{\Sigma} \leq 12$ m/s) ama MR-Process yanma mekanizmasına göre çalışmayan koşullarda program çalıştırılmıştır. Burada amaç motor için temel alınabilecek sonuçların bulunmasıdır. Fakat gerçek bir motorun normal şartlarda yüksek türbülans şiddetine sahip olması mümkün değildir. Piston ve emme kanallarının tasarımı ile türbülans etkisi artırılabilir. Elde edilen bilgiler daha önce 4 silindri TŪMOSAN motoru için yapılan çalışma sonuçları ile benzerlik göstermektedir (Şekil 4.1) [6].



Şekil 4.1: 4 Silindri TŪMOSAN motorunun egzoz emisyon değerlerinin karşılaştırması (———LPG, - - - - Dizel) [6].

Güç, yakıt tüketimi değerleri kabul edilebilir sapmalar göstermesine rağmen NO_x değerleri arasında %30 civarında hata bulunmaktadır. Bu değerler temel alınarak kademeli yanma mekanizması program içerisine eklenmiştir. Bu sisteme göre elde

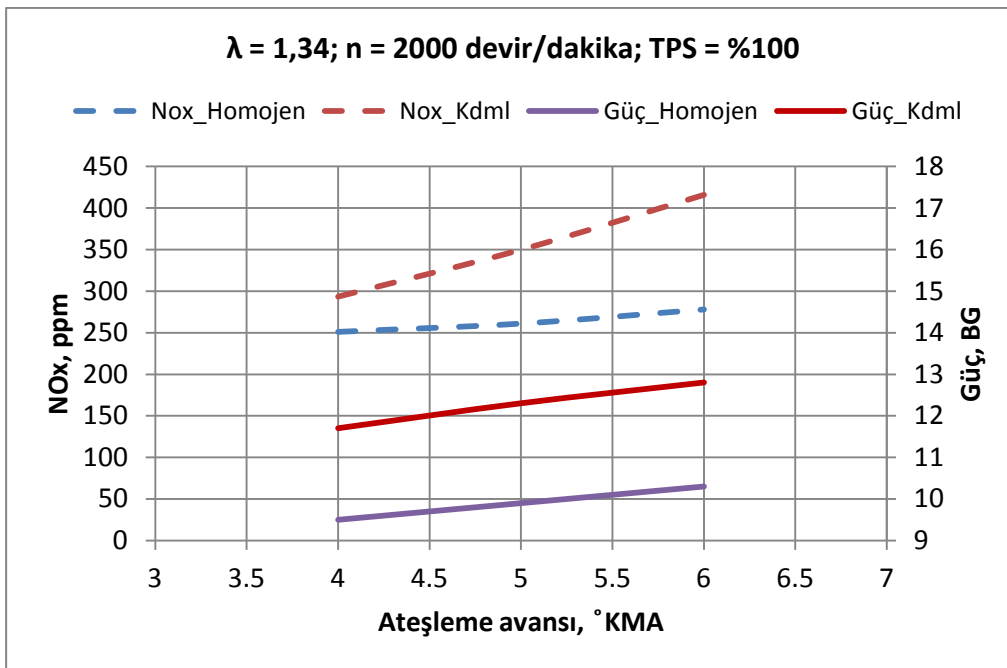
edilen sonuçlarda güç ve yakıt tüketimi değerleri bir önceki değerlere yakın iken NO_x emisyonlarında %18 civarında bir azalma olmuştur.

Hesap programı MR-Process yanma mekanizması eklenmiş ve eklenmemiş durumlarda çalıştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.1'de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi kademeli yanma süreci motor parametrelerini olumlu yönde etkilemektedir (Şekil 4.2).

Çizelge 4.1 : LPG motoru için teorik hesap sonuçları ($\lambda = 1,34$; n= 2000 devir/dakika; tam yük; kdml: kademeli yanma).

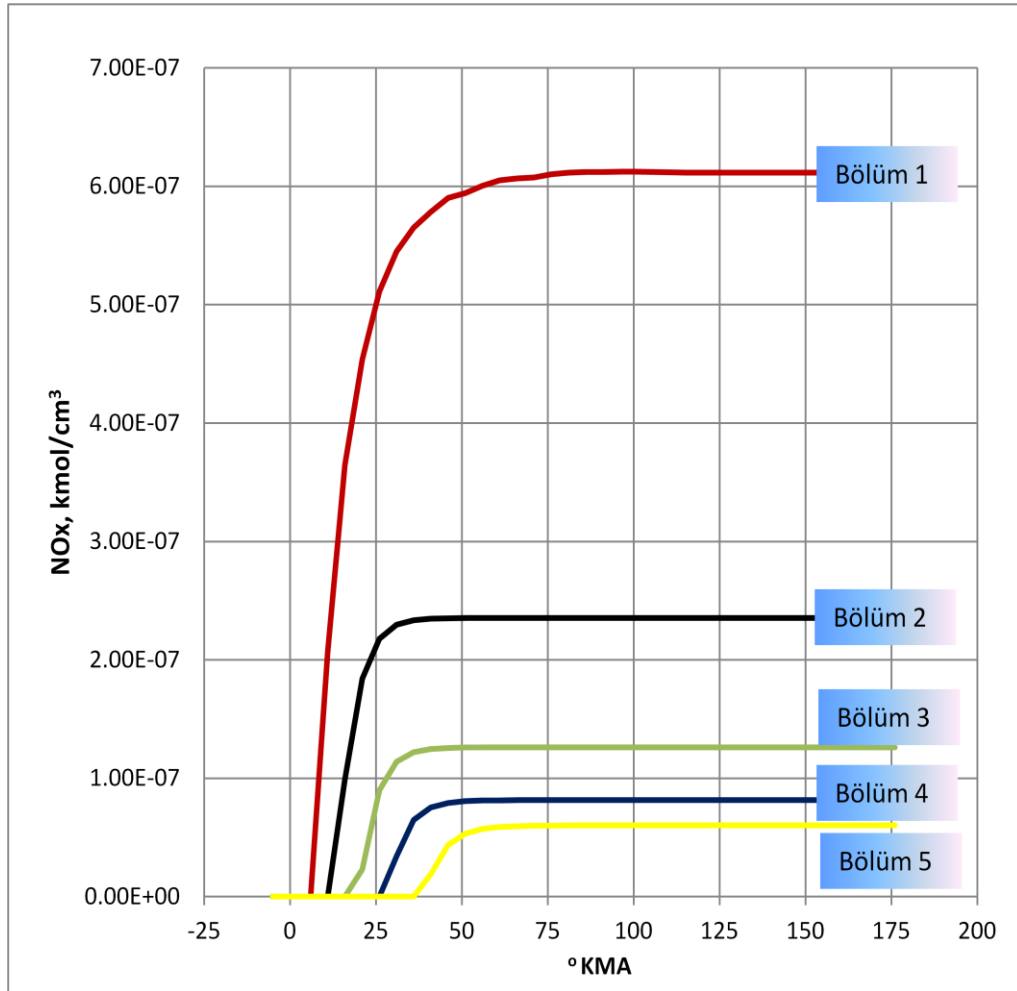
AA	Güç		be		Efektif verim		NO _x	
KMA	BG		g/BGh		-		ppm	
	Kdml	Homojen	Kdml	Homojen	Kdml	Homojen	Kdml	Homojen
4	11,7	9,5	238	293	0,26	0,2	293	251
5	12,3	9,9	226	280	0,27	0,21	340	261
6	12,8	10,3	216	270	0,28	0,21	410	278

Kademeli dolgu ile MR-Process yanma mekanizmasına göre çalışan motorun NO_x emisyon değerleri AA değerine bağlı olarak referans alınan 300 ppm değerinin altında kalmaktadır. Türbülans şiddetinin normal değerlerde olduğu klasik yanma durumunda ise NO_x değerlerinin hepsi 300 ppm değerinin altında kalmaktadır. Fakat güç değerlerinde %13 civarı bir kayıp vardır. Dolayısıyla uygun AA değerlerin MR-Process yanma mekanizması kullanılabilir.



Şekil 4.2 : Kademeli ve klasik yanmalı motorun teorik olarak karşılaştırması.

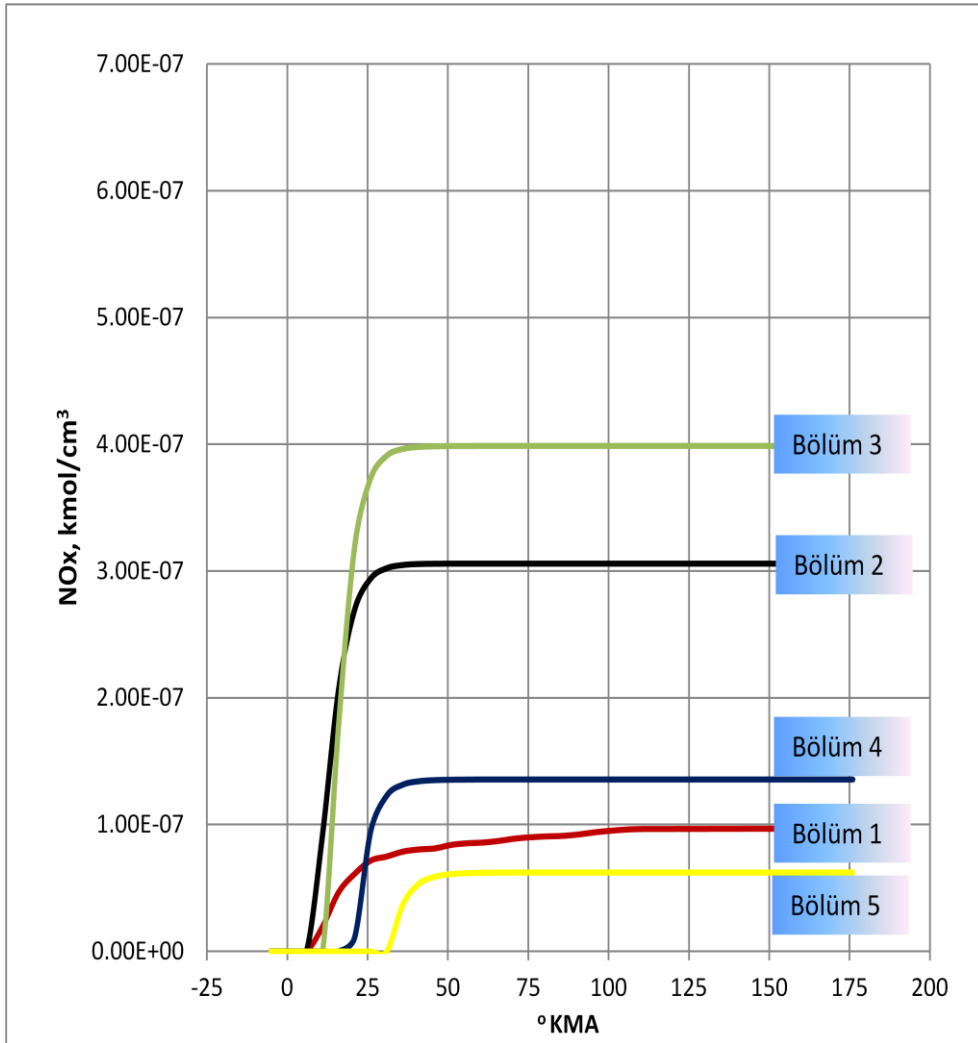
Program içerisinde yanma odasının 9 farklı bölüme ayrıldığı daha önce belirtilmişti. Bu yolla yanma odası içerisinde yanan yakıt kesrine bağlı olarak değerlerin değişimini kontrol edebilmekteyiz. NO_x 'in oluşumu bu bölgeler kullanılarak incelenmiştir. Yakıtın %11 yanınca 1. bölge devreye alınıyor, yakıtın tamamı yanınca kadar bu bölümde denge konsantrasyonları ve Zeldowich mekanizmasına bağlı NO_x hesabı yapılıyor. Yakıtın %22 si yanınca 2. bölüm devreye giriyor. Aynı yöntem takip edilerek 9 bölüm sırasıyla hesaplama içerisine dahil ediliyor. Kademeli yanmanın olmadığı durumda program çalıştırıldığı zaman ilk yanan kısımlarda NO_x oluşumu daha fazla olmaktadır (Şekil 4.3). İlk beş bölümde toplam NO_x miktarının % 85'i oluşmaktadır.



Şekil 4.3 : Homojen yanma durumunda bölgelere göre NO_x oluşumu.

Kademeli yanma mekanizmasının kısmen uygulandığı durumda ise Şekil 4.4'de görüldüğü gibi bölgeler arası farklılıklar ortaya çıkmıştır. Öncelikle oluşan toplam NO_x miktarı daha azdır. Yine ilk beş bölgede NO_x 'in %85 oluşmuştur. Fakat normal yanma mekanizmasında en fazla 1. bölgede NO_x oluşumu varken, kademeli yanmada

3. bölümde gözlenmiştir. Kademeli dolgulu sistemin faydalarından bir tanesi burada açıkça görülmektedir. NO_x oluşumu diğer yanma ürünleri dengeye ulaştıktan sonra oluşmaya başladığı bilinmektedir. Dolayısıyla yanmanın başladığı ilk bölgelerde denge konsantrasyonuna daha önce ulaşıldığı için NO_x oluşumu buralarda daha fazla olacaktır. NO_x oluşumu için sıcaklık, oksijen ve zamana ihtiyaç vardır. Kademeli yanmada ise zengin karışım bölgesinde yanma başlamaktadır. Dolayısıyla ortamda NO_x oluşumu için yeterli miktarda oksijen yoktur. Bu sayede NO_x oluşumu bir miktar kısıtlanmaktadır. Ayrıca zengin karışım nedeniyle ortaya çıkan CO ortam basıncını bir miktar artırmakta daha sonrada fakir karışım bölgesinde yeterli oksijen ile birleşerek eksik yanmadan dolayı kaybolan enerjinin bir miktarı geri kazanılacaktır.



Şekil 4.4 : Kademeli yanma odasında bölgelere göre NO_x oluşumu.

4.2 LPG Motoru İçin Yapılan Deneysel Çalışmalar

TÜMOSAN AŞ 1975 yılında kurulmuş olup Türkiye'de yerli dizel motor ve traktör üreten bir firmadır. TÜMOSAN, Türkiye traktör pazarında 2. sırada bulunmaktadır. Ürettiği motorların geliştirilmesi ve güncel emisyon standartlarını sağlaması için ARGE faaliyetlerine büyük önem vermekte ve bu kapsamda İTÜ ile birçok alanda işbirliği yapmaktadır. Bu projelerden biri de hale hazırda üretilen dizel yakıtlı motorun LPG yakıtı ile çalışması için gerekli dönüşümlerin yapılmasıdır. TÜMOSAN'ın ürettiği dizel motorlar Stage III A emisyon standartlarını sağlamaktadır. Fakat önümüzdeki birkaç yıl içerisinde yürürlüğe girecek olan Stage IV standartlarını sağlamak oldukça güç gözükmektedir. Çünkü çevreye salınan egzoz gazlarının miktarında büyük azalmalar istenmektedir. Örneğin bölüm 2.3'de belirtildiği gibi, Stage III A ve Stage IV standart arasında NO_x değerlerinde %85 civarında bir azalma öngörülmektedir. Bu değerleri dizel yakıtı ile ilave donanımlar olmadan sağlamak mümkün değildir. Standartları sağlamak için dizel yakıtına göre daha çevreci, rezervi fazla ve günümüz için daha ucuz olan LPG yakıtının kullanılması düşünülmüştür. 2007 yılında bir örnek motor üretilmiş ve bazı testlere tabi tutulmuştur. 2013 yılına kadar LPG motoru için ECU yazılım çalışmaları devam etmiş ve son halini almıştır. Deney motoru olarak TÜMOSAN tarafından üretilen 4 silindirli 75 BG güce sahip dizel motor kullanılmıştır. Motor öncelikle LPG yakıtı ile çalışabilir hale getirilmiştir (Şekil 4.5). Bu kapsamda sıkıştırma oranı 17'den 14'e düşürülmüş, dizel yakıt enjektörlerinin yerine ateşleme bujileri yerleştirilmiştir. LPG yakıtı her bir silindir için o silindirin emme portuna enjektörler vasıtasıyla püskürtülmektedir. Deney başlangıcında 4 silindirli motorun üç adet silindiri iptal edilerek tek silindirli deney motoruna dönüştürülmüştür.

Deneysel çalışmalar, İTÜ Motorlar ve Taşıtlar Laboratuvarı içerisinde; akademik araştırmalara, eğitime ve Ar-Ge çalışmalarına yönelik deney hassasiyeti yönünden daha sağlıklı ve daha uzun çalışma sürelerini karşılayabilecek bir ortam oluşturmak için Yrd. Doç. Dr. O. Akın Kutlar'ın çabalarıyla oluşturulan motor deney laboratuvarında yapılmıştır¹ [4].

¹ Deney laboratuvarı hakkında daha fazla bilgi için 4 numaralı kaynağa bakınız.



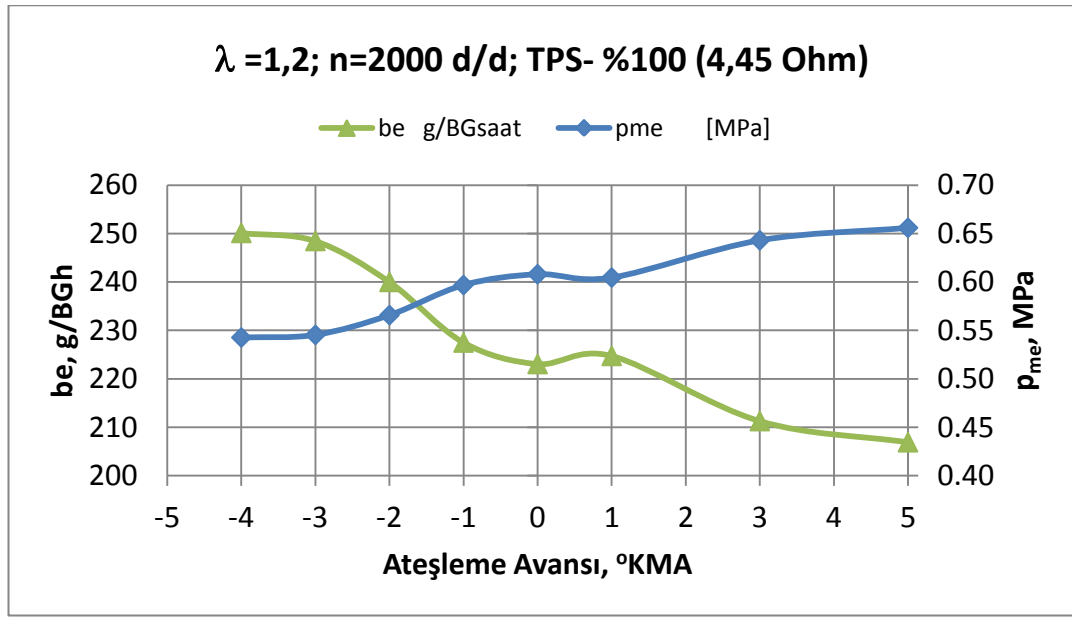
Şekil 4.5: LPG yakıtına dönüşümü tamamlanan dizel motor.

Deneyler 09.05.2013 ve 15.05.2013 tarihlerinde yapılmıştır. Deney esnasında motor hızı 2000 devir/dakika olarak sınırlandırılmıştır. 75 BG güce sahip dizel motor 2500 devir/dakika ile çalışmaktadır. Deney motorunun tek silindirli hale getirilmesinin ardından oluşan kuvvet düzensizliklerini dengeleme için ilave çalışmalar yapılmasına rağmen motor hala sarsıntılı çalışmaktadır. Bu nedenle motor 2000 devir/dakika hızla çalıştırılmıştır. Kuvvet ölçümü için yük hücresi, emisyon değerlerinin tespiti için Horiba firmasına ait MEXA 7500 model cihaz kullanılmıştır. Deneylerde motor, gaz kelebeğinin tam açık (TPS = %100 veya 4,45 ohm) olduğu durumda farklı HFK ve bu HFK'larda farklı ateşleme avanslarında çalıştırılmıştır. Böylece optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Optimum çalışma şartları belirlenirken ilk olarak NO_x emisyonlarının 300 ppm değerini geçmemesine dikkat edilmiştir. Daha sonra ise güç ve yakıt tüketimi değerleri göz önüne alınmıştır.

HFK (λ)'nın 1,2; 1,34; 1,44 ve 1,5 değerleri için yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar çizelgeler ve grafikler halinde gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 : $\lambda = 1,2$ ve $n = 2000$ devir/dakika deney şartlarında elde edilen sonuçlar.

AA	p_{me}	η_e	be	NO _x	HC	CO
°KMA	MPa	-	g/BGsaat	ppm	ppm	%
-4	0,54	0,24	250,11	460	500	0,06
-3	0,55	0,24	248,45	550	600	0,06
-2	0,57	0,25	240,00	650	650	0,06
-1	0,60	0,26	227,49	800	700	0,06
0	0,61	0,27	223,05	1000	750	0,06
1	0,60	0,26	224,72	1250	800	0,05
3	0,64	0,28	211,27	1900	810	0,05
5	0,66	0,29	206,90	2400	830	0,05



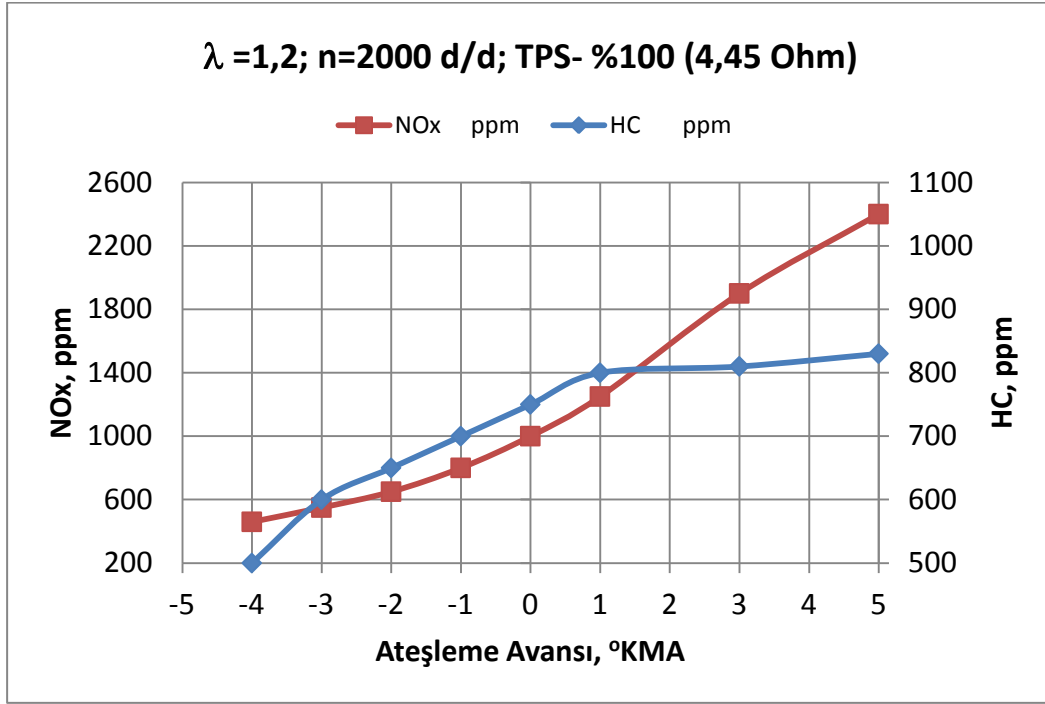
Şekil 4.6 : Hava fazlalık katsayısının 1,2 değerinde güç ve özgül yakıt tüketiminin ateşleme avansı ile değişimi.

Çizelge 4.3 : $\lambda = 1,2$ ve $n = 2000$ devir/dakika şartlarında optimum değerler.

Sonuçlar	Birim	Maksimum güçte	Optimum	Fark, %
AA	°KMA	5,0	-4	-
p_{me}	MPa	0,66	0,54	-20,9
NO _x	ppm	2400	460	-421,7
HC	ppm	830	500	-66,0
CO	%	0,05	0,060	16,7
b_e	g/BGh	206,90	250,11	17,3

$\lambda = 1,2$ ve $AA = 5$ °KMA olması durumunda motor gücü 14,5 BG olarak bulunmuştur. Fakat NO_x emisyonları çok yüksek değerlere ulaşmaktadır. $AA = -4$ verilmesi durumunda bile 460 ppm NO_x üretmektedir. Bu hedeflenen 300 ppm

değerinin üstündedir. Dolayısıyla yüksek p_{me} elde edilmesine rağmen motorun bu HFK ile çalıştırılması uygun görülmemiştir.

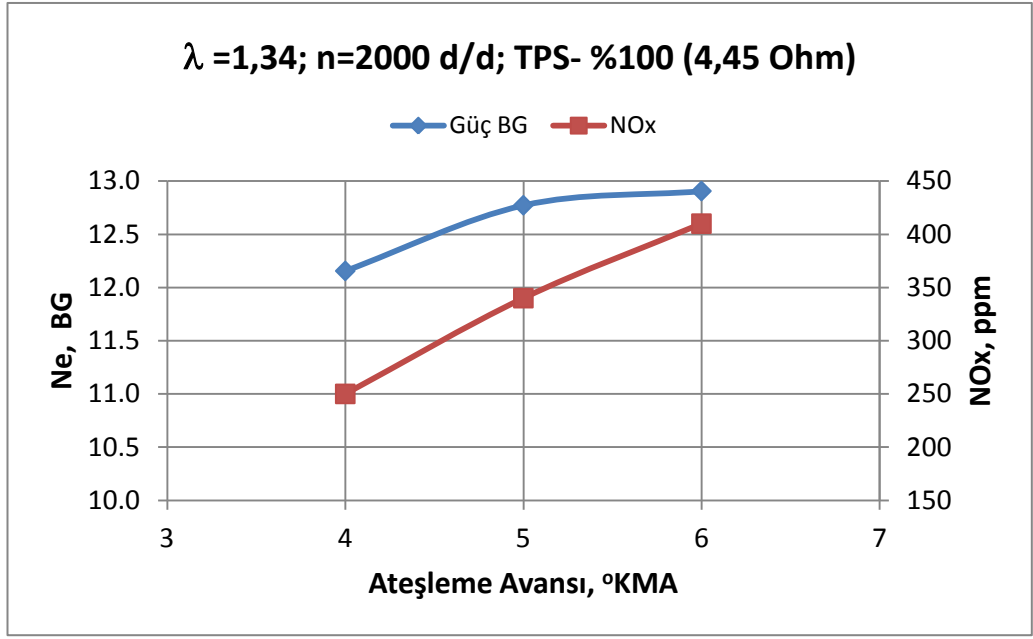


Şekil 4.7 : Hava fazlalık katsayısının 1,2 değerinde NO_x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.

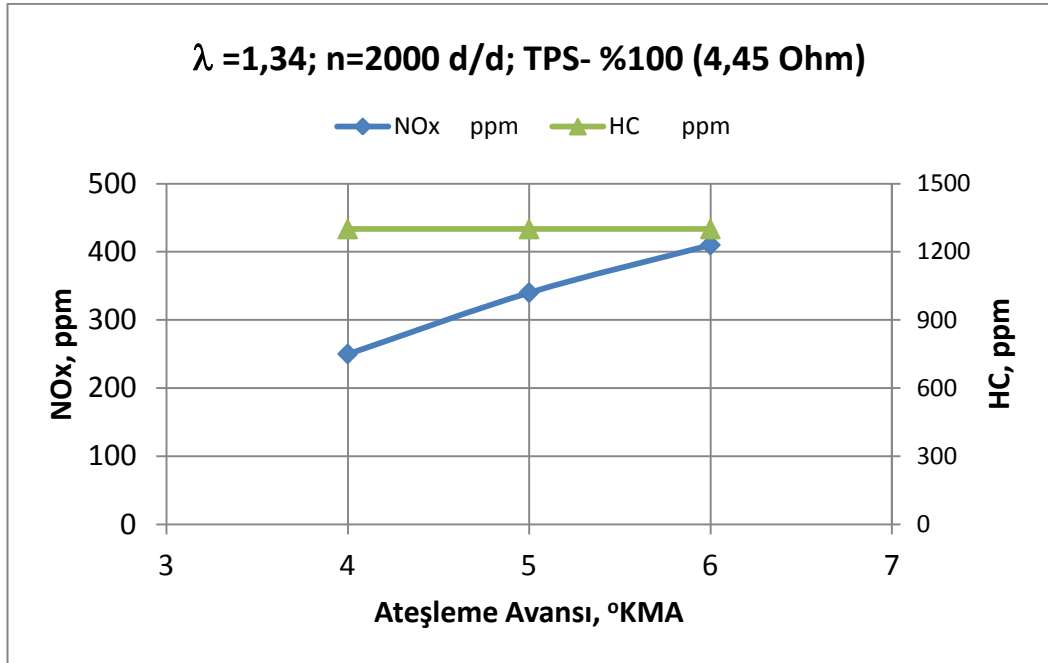
HFK = 1,34 değeri için deney sonuçları Çizelge 4.4'te verilmiştir. Deney şartlarında ölçüm yapılan noktalar içerisinde en yüksek gücün ve en düşük NO_x emisyonunun elde edildiği değerler (optimum) kullanılarak en uygun çalışma koşulları tespit edilmeye çalışılmıştır. Ateşleme avansının artması ile güç değerinde artış olması beklenen bir durumdur. Fakat AA = 5 °KMA'dan sonra bu çalışma koşulları için güç değerinde çok az yükselme olmaktadır (Şekil 4.8). Bu nedenle avansın artırılması gereksizdir. Fakat NO_x emisyonları ateşleme avansı ile değişimini sürdürmektedir. AA= 4 °KMA için NO_x 250 ppm değeri bu çalışmada sınır değer olarak belirlenen 300 ppm'in altında kalmaktadır.

Çizelge 4.4 : $\lambda = 1,34$ ve $n = 2000$ devir/dakika deney şartlarında elde edilen sonuçlar.

AA	p_{me}	η_e	be	NO_x	HC	CO
°KMA	[MPa]	-	g/BGsaat	ppm	ppm	%
6	0,58	0,29	208,16	410	1300	0,07
5	0,58	0,28	210,34	340	1300	0,06
4	0,55	0,27	221,02	250	1300	0,06



Şekil 4.8 : Hava fazlalık katsayısının 1,34 değerinde motor gücü ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.



Şekil 4.9 : Hava fazlalık katsayısının 1,34 değerinde NO_x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.

Aynı çalışma koşullarında güç değeri de istenen seviyelere yakın olduğu için bu koşullarda motorun çalıştırılması daha verimli gözükmektedir. Bu çalışma koşulu için tespit edilen optimum çalışma ve en yüksek güç noktaları Çizelge 4.5'te verilmiştir. Ayrıca HC emisyonlarında AA'nın artmasına rağmen çok küçük değişiklikler olmaktadır.

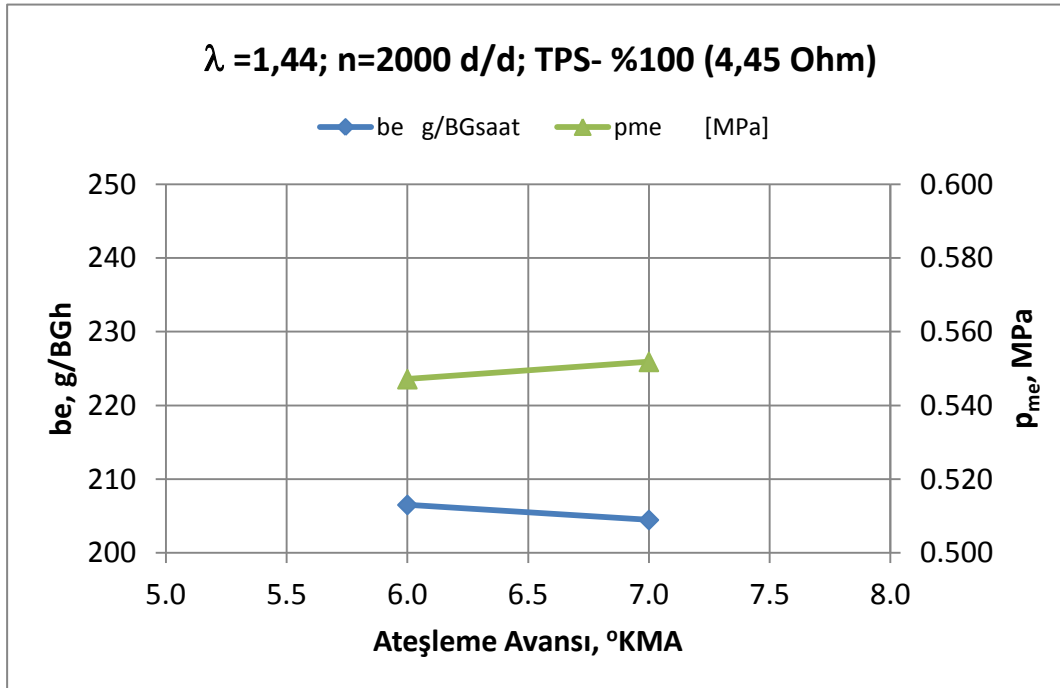
Çizelge 4.5 : $\lambda = 1,34$ ve $n = 2000$ devir/dakika şartlarında optimum değerler.

Sonuçlar	Birim	Maksimum güçte	Optimum	Fark, %
AA	°KMA	6	4	-
p_{me}	MPa	0,58	0,55	-5,8
NO_x	ppm	410	250	-64,0
HC	ppm	1300	1300	0,0
CO	%	0,07	0,060	-16,7
b_e	g/BGh	208,16	221,02	5,8

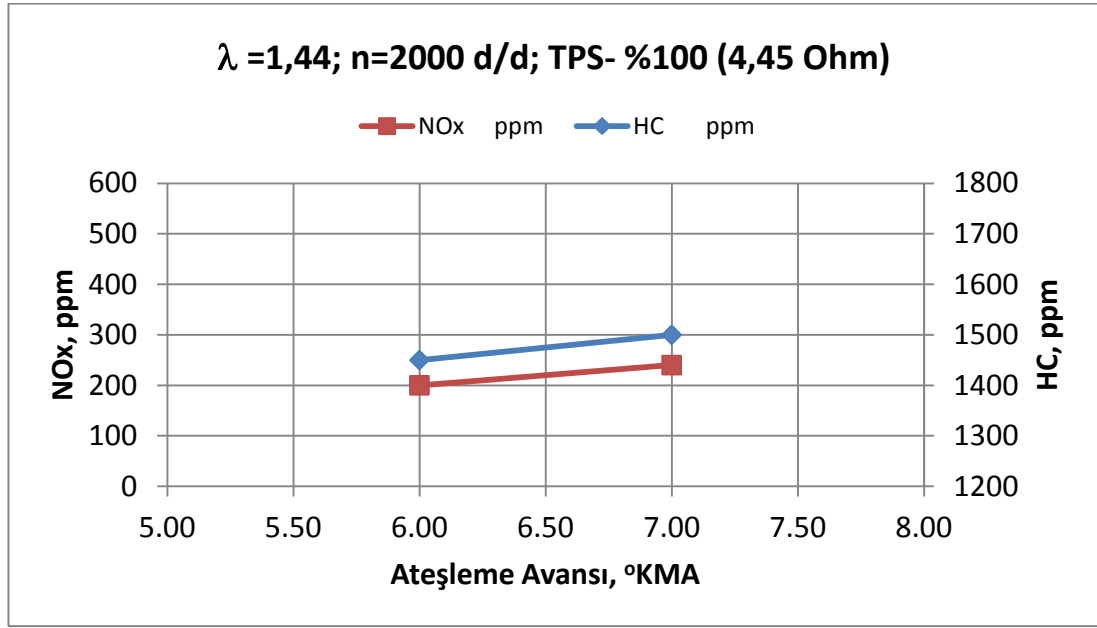
HFK = 1,44 için ölçüm sonuçları Çizelge 4.6'da verilmiştir. Şekil 4.10'da görüldüğü gibi NO_x emisyonları istenen değerlere uygun gelmektedir. Fakat AA'nın bir önceki koşullara ($\lambda=1,34$) göre artmasına rağmen ortalama efektif basınçta az bir düşme görülmektedir. Çalışma noktası olarak kullanılabilir. Fakat HC emisyonlarında bir artış olduğu göz ardı edilmemelidir (Şekil 4.11).

Çizelge 4.6 : $\lambda = 1,44$ ve $n = 2000$ devir/dakika şartlarında elde edilen deney sonuçları.

AA	P_{me}	η_e	b_e	NO_x	HC	CO
°KMA	MPa	-	g/BGsaat	ppm	ppm	%
7,00	0,552	0,29	204,5	240	1500	0,07
6,00	0,547	0,29	206,5	200	1450	0,07



Şekil 4.10 : Hava fazlalık katsayısının 1,44 değerinde NO_x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.



Şekil 4.11 : Hava fazlalık katsayısının 1,44 değerinde NO_x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.

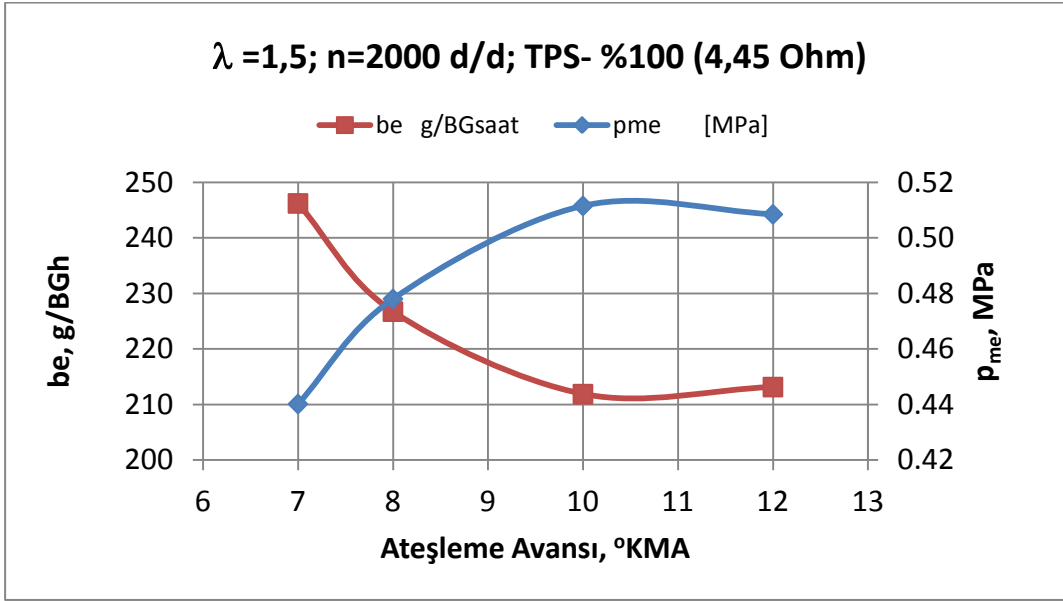
Çizelge 4.7 : $\lambda = 1,44$ ve $n = 2000$ devir/dakika şartlarında optimum değerler.

Sonuçlar	Birim	Maksimum güçte	Optimum	Fark, %
AA	°KMA	7,00	6,00	
p_{me}	MPa	0,552	0,547	-0,9
NO _x	ppm	240	200	-20,0
HC	ppm	1500	1450	-3,4
CO	%	0,07	0,070	0,0
b_e	g/BGh	204,47	206,52	1,0

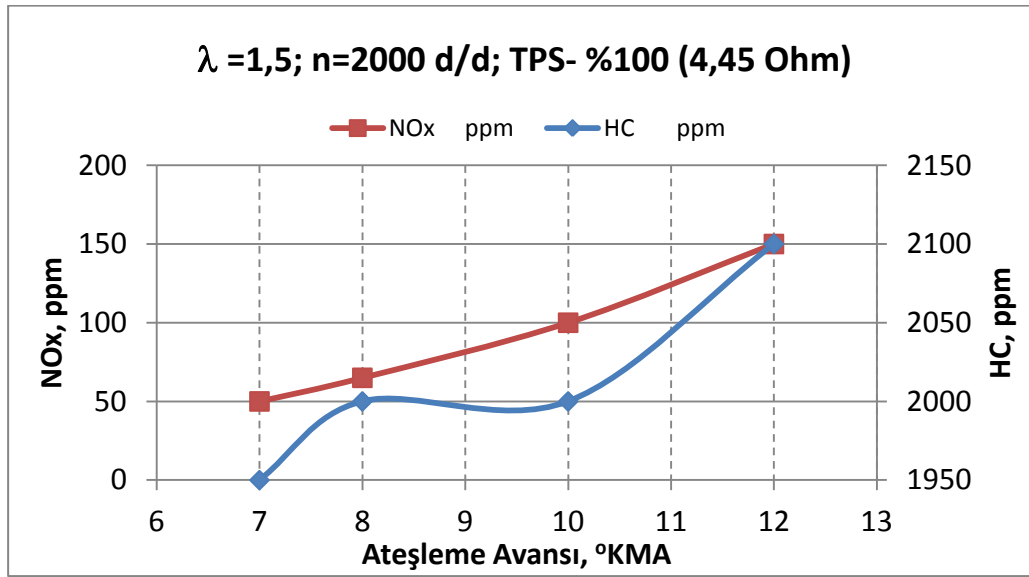
Son olarak HFK'nın 1,5 olduğu durumda deney sonuçları incelenmiştir (Çizelge 4.8). Şekil 4.13'te görüldüğü gibi NO_x emisyonları istenen değerlerin çok altındadır. Fakat ortalama efektif basınç düşmüştür. HC emisyonlarındaki artış da hesaba katılırsa motorun bu noktada çalıştırılması uygun görülmemektedir. Ancak kısmi yük durumunda bu çalışma şartları veya daha fakir karışımlar kullanılabilir.

Çizelge 4.8 : $\lambda = 1,5$ ve $n = 2000$ devir/dakika deney şartlarında elde edilen değerler.

AA	P_{me}	η_e	b_e	NO _x	HC	CO
°KMA	MPa	-	g/BGsaat	ppm	ppm	%
7	0,44	0,24	246,20	50	1950	0,070
8	0,48	0,26	226,72	65	2000	0,070
10	0,51	0,28	211,88	100	2000	0,080
12	0,51	0,28	213,14	150	2100	0,080



Şekil 4.12 : Hava fazlalık katsayısının 1,5 değerinde NO_x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.

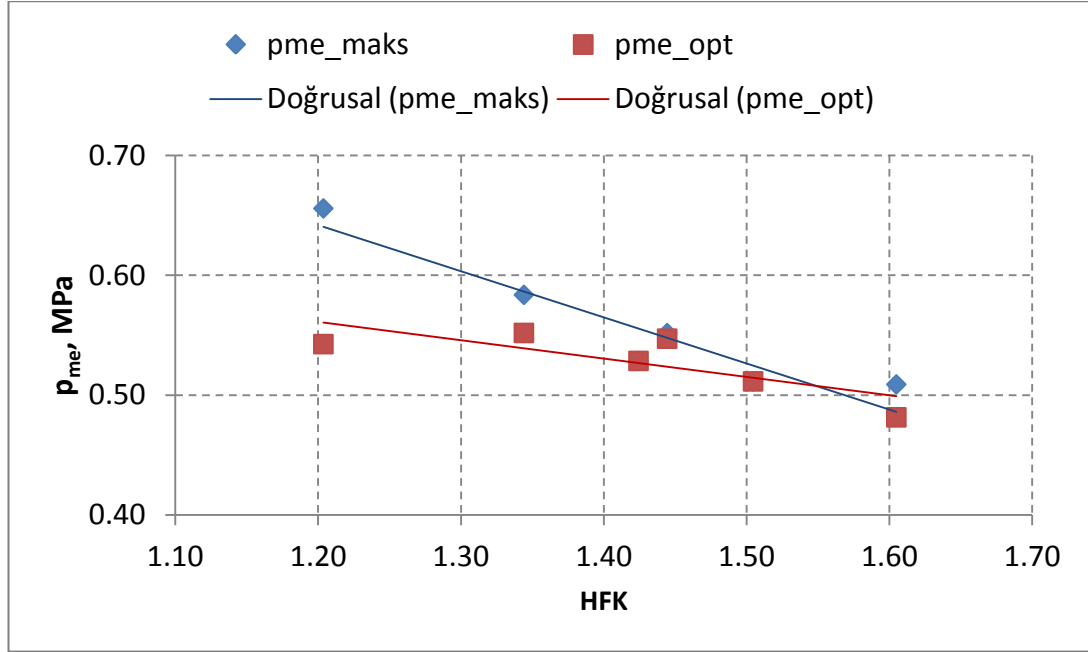


Şekil 4.13: Hava fazlalık katsayısının 1,5 değerinde NO_x ve HC emisyonlarının ateşleme avansı ile değişimi.

Çizelge 4.9 : $\lambda = 1,5$ ve $n = 2000$ devir/dakika deney şartları için optimum değerler.

Sonuçlar	Birim	Maksimum güçte	Optimum	Fark, %
AA	°KMA	10	10	
p _{me}	MPa	0,51	0,51	0
NO _x	ppm	100	100	0
HC	ppm	2000	2000	0
CO	%	0,08	0,080	0
b _e	g/BGh	211,88	211,88	0

Deney sonuçları bir araya getirilerek en uygun çalışma şartları belirlenmiştir. Bu işlem esnasında iki temel veriye göre seçim yapılmıştır. Bunlar: HFK'nın belirli bir değerinde en yüksek gücün elde edildiği AA değeri ve en düşük (optimum nokta olarak alınmaktadır) NO_x emisyonlarının olduğu AA değerleridir. Ortalama efektif basıncın HFK'ya bağlı değişimi Şekil 4.14'te gösterilmiştir.

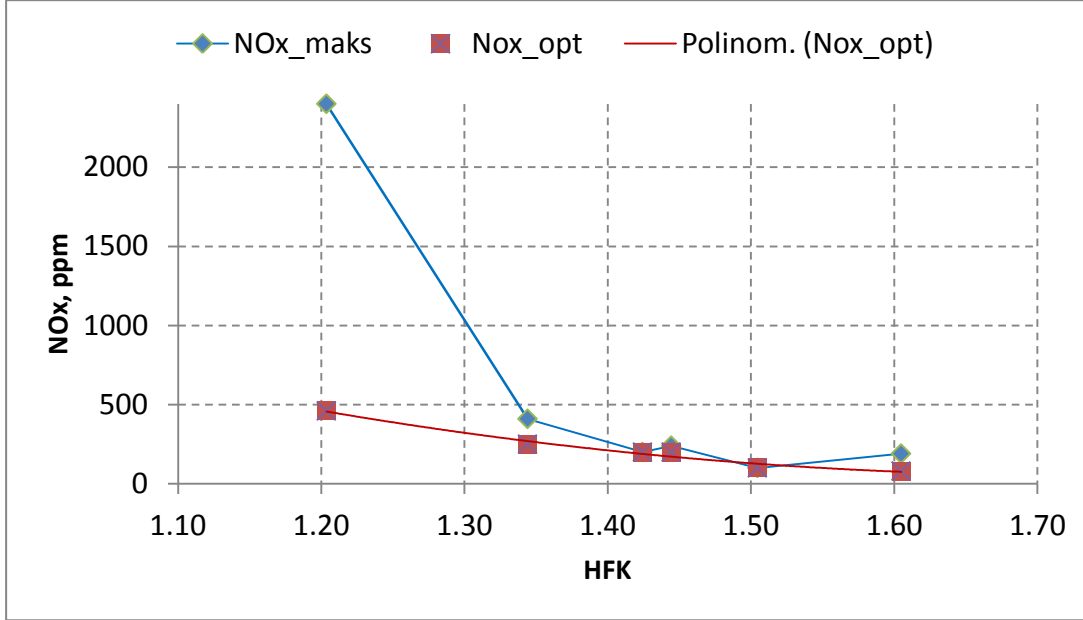


Şekil 4.14 : LPG motorunda hava fazlalık katsayısına bağlı olarak ortalama efektif basıncın değişimi.

Grafikte mavi çizgiler HFK'nın her bir değeri için elde edilen en yüksek ortalama efektif basıncı, kırmızı çizgiler de optimum noktalarda (en düşük NO_x emisyonlarının olduğu nokta) ortaya çıkan OEB göstermektedir. Beklenildiği gibi karışım $\lambda = 1$ değerine yaklaştıkça elde edilen basınç değeri artmaktadır. Sadece Şekil 4.14'e bakılırsa $\lambda = 1,2$ noktasının ideal nokta olduğu söylenebilir. Fakat NO_x emisyon değerlerini göz önünde bulundurmadan bir seçim yapılamaz.

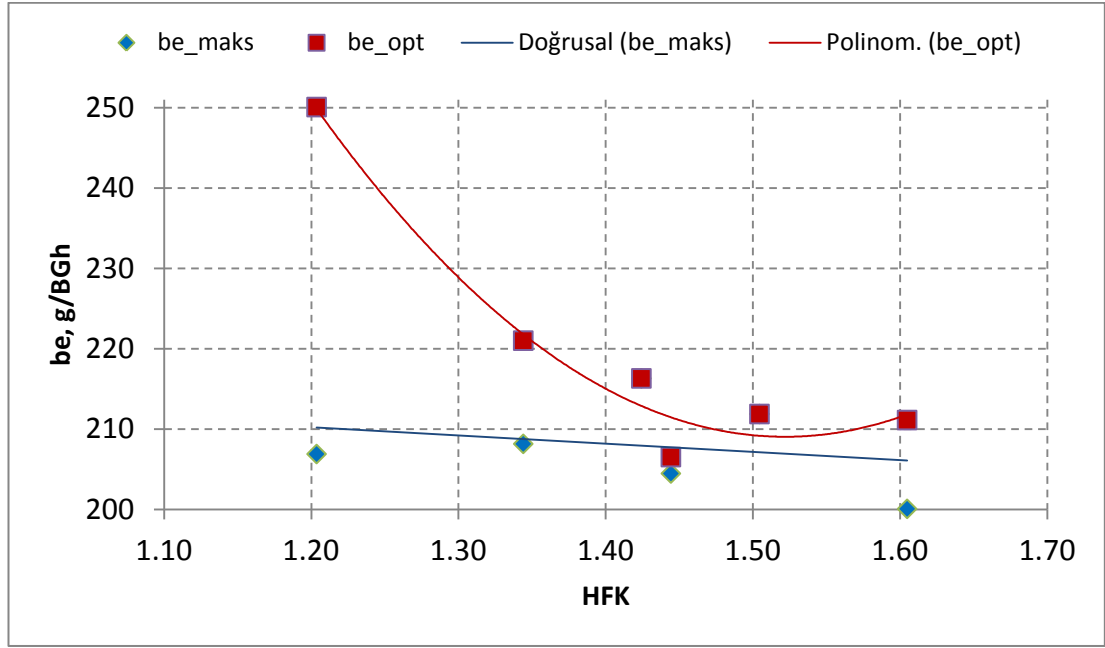
Şekil 4.15'de NO_x emisyonlarının HFK'ya bağlı değişimini göstermektedir. Açıkça görülmektedir ki $\lambda = 1,2$ değerinde NO_x emisyon değerleri çok yüksek seviyelere çıkmıştır. Dolayısıyla bu çalışma noktası yüksek efektif basınç elde edilmesine rağmen motor için uygun değildir. Fakat $\lambda = 1,34$ çalışma bölgesinde NO_x emisyonları 300 ppm civarına düşmektedir. Motor gücü de 12-13 BG olup istenen seviyelere yakındır.

Bundan dolayı $\lambda = 1,34$ değeri bu motor için en uygun çalışma noktası olarak belirlenmiştir. HFK'nın diğer değerlerinde NO_x emisyonu daha düşük değerlere gitmektedir. Aynı zamanda OEB değerinde de azalmalar olduğu için $\lambda = 1,44$ ve $1,5$ noktaları motor için uygun değildir.



Şekil 4.15 : LPG motorunda hava fazlalık katsayısına bağlı olarak NO_x emisyonlarının değişimi.

Son olarak Özgül yakıt tüketimi değerinin HFK ile değişimi Şekil 4.16'da verilmiştir. Her bir HFK için en yüksek OEB'nin alındığı noktalar mavi çizgi ile temsil edilmiştir. Doğal olarak en yüksek basıncın alındığı yerlerde daha düşük yakıt tüketimi ortaya çıkmıştır. $\lambda = 1,2$ ve $AA = 5^\circ\text{KMA}$ olması durumunda 207 g/BGh değerine ulaşılmıştır. Günümüz için çok iyi bir yakıt tüketim değeri olmasına rağmen NO_x emisyonlarının bu noktada çok kötü olması sebebiyle bizim için fayda sağlamamaktadır. Her HFK için NO_x 'in en düşük olduğu (optimum) AA değerlerindeki özgül yakıt tüketim değerleri kırmızı çizgi ile ifade edilmiştir. Optimum noktalarda birbirine yakın değerler ortaya çıkmıştır. HFK'nın artmasıyla özgül yakıt tüketim değerleri biraz azalmaktadır. Optimum değerler göz önüne alındığı zaman $\lambda = 1,5$ çalışma şartlarında özgül yakıt tüketim değerinin minimum olduğu gözükmektedir. Fakat aynı çalışma koşullarında OEB'de düşmüştür. Bu sebepten dolayı $\lambda = 1,34$ değeri; özgül yakıt tüketimi bakımından en düşük olmamasına rağmen optimum nokta olarak seçilmiştir.



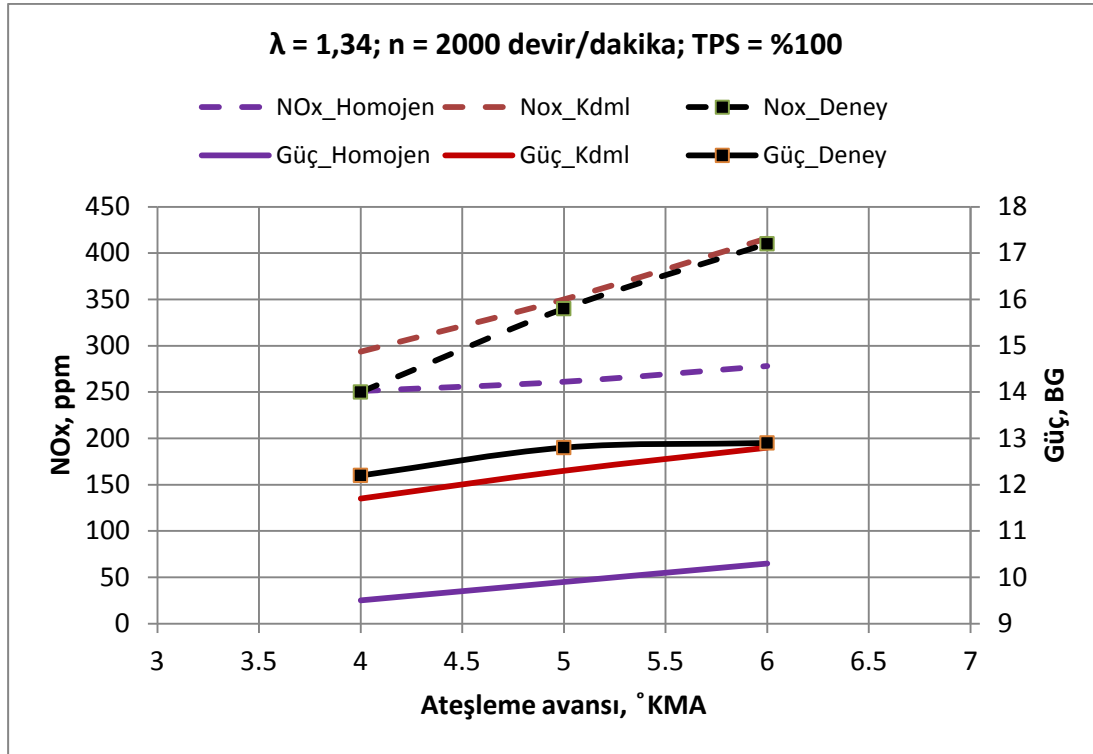
Şekil 4.16 : LPG motorunda hava fazlalık katsayısına bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değerinin değişimi.

4.3 Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Bölüm 4.1 ve 4.2'de verilen teorik ve deneysel hesaplama sonuçları bu bölümde birleştirilerek kullanılan hesap programının verdiği sonuçların güvenilirliği araştırılmıştır. Fakat teorik hesaplarda HFK'nın değişimi incelenememiştir. Çünkü Türbülanslı yanma modelinde atmosferik koşullarda yanma hızı $\lambda = 0,55 - 1,42$ arasında hesaplanmaktadır. Dolayısıyla $\lambda = 1,2$ ve $1,34$ değerlerinde hesap yapma imkanı vardır. Bu değerlerden $1,34$ değeri üzerinde modelleme yapılmıştır.

Öncelikle türbülans şiddetinin normal bir yanma odasında alabileceği değerlerde program çalıştırılmıştır. Şekil 4.17'de mavi çizgiler türbülans şiddetinin normal olduğu koşulları temsil etmektedir. Kalın mavi çizgi güç, kesikli mavi çizgi de NO_x emisyon değerlerine karşılık gelmektedir. Aynı şekilde kırmızı çizgiler MR-2 yanma odası kullanılmış türbülanslı kademeli koşulları, siyah çizgide deney sonuçlarını yansıtmaktadır. Kalın çizgiler güç değerlerini göstermektedir. İlk göze çarpan türbülans şiddetinin normal olduğu durumda güç değeri, diğer şartlara göre %20 daha azdır. Dolayısıyla türbülans şiddetinin normal olduğu şartlarında NO_x emisyonunun, yüksek AA değerlerinde daha az olması motorun bu koşullarda çalışması için yeterli değildir. Çünkü yukarıda belirtildiği gibi güç değerleri düşüktür.

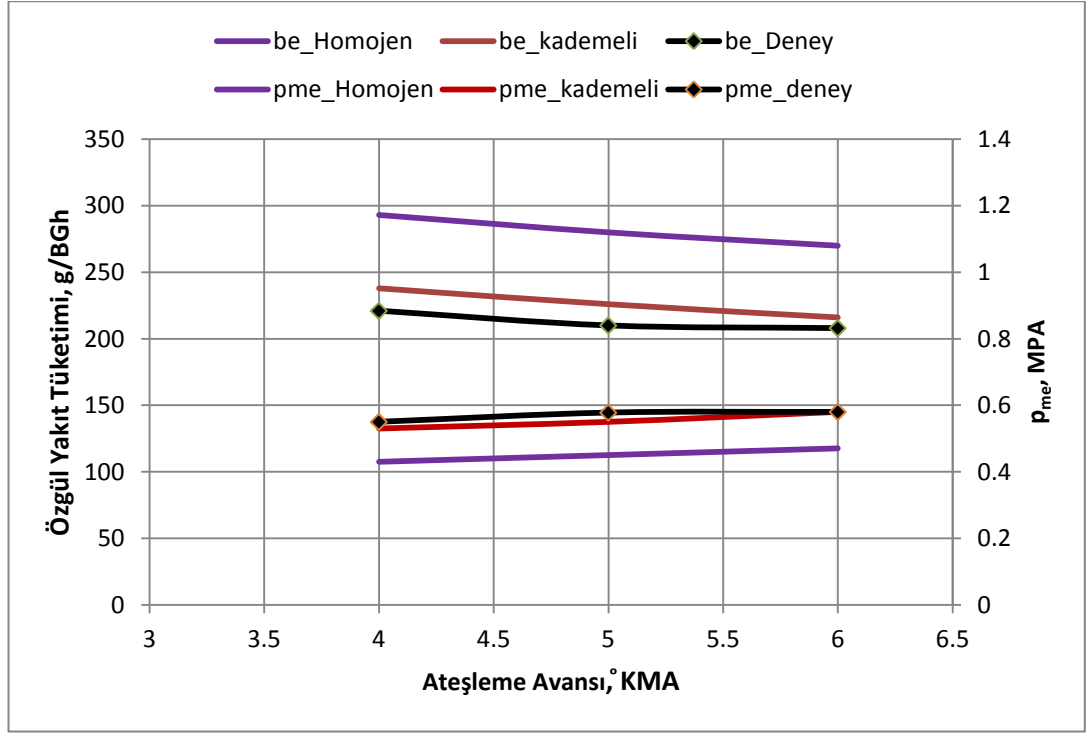
MR-2 yanma odasının kullanılması ile kademeli bir yanma sürecini içeren MR-Proses yanma mekanizmasının modellenmeye çalışıldığı hesap programı sonuçları deney sonuçları ile büyük oranda örtüşmektedir. Güç değerleri arasında %5'lik bir fark bulunmaktadır. Şekil 4.17 üzerinde kırmızı ve siyah kesikli çizgilerin birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Aynı benzerlik güç değerleri içinde geçerlidir. NO_x emisyonlarında deney sonuçları teorik hesap sonuçlarından %17 daha azdır. Bu farklılığın temel nedeni kademeli yanma sürecinin tamamen program içerisine eklenememesidir. Yine de aradaki fark kabul edilebilir seviyededir.



Şekil 4.17 : Teorik hesap ve deney sonuçlarının değerlendirilmesi.

Son olarak Özgül yakıt tüketimi değerleri Şekil 4.18'de gösterilmiştir. Aynı zamanda motor efektif verim değerleri de yakıt tüketimine bakılarak karşılaştırılabilir. Kademeli yanma sürecinin teorik hesabında optimum koşullar için 238 g/kWh değeri hesaplanmıştır. Deney sonuçlarında aynı koşullarda 221 g/kWh değeri elde edilmiştir. Motor efektif verimi deney sonuçlarına göre %28, hesap sonuçlarında ise %26 olarak elde edilmiştir. Burada ortaya çıkan farklılığın bir sebebi: Zengin karışım bölgesinde ortaya çıkan CO fakir bölgeye geçince O₂ ile birleşerek yanma işlemi sonucunda CO₂ ye dönüşür.

Burada yanma esnasında ortaya çıkan enerji program içerisinde hesaplanmamaktadır. Dolayısıyla verim ve güç değerleri deney sonuçlarından bir miktar az olmaktadır. Bu etki program kodları içerisinde bir takım değişiklikler yapılarak hesaba katılabilir. Tüm sonuçlardan yola çıkılarak oluşturulan hesap programının bu motor için kullanılabilceği söylenebilir.



Şekil 4.18 : Teorik ve deneysel sonuçlara göre özgül yakıt tüketimi değerleri.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Benzin ve dizel yakıtlarının hava kirliliği sorunu büyük ölçüde tetiklemeleri ve dünya üzerindeki rezervlerinin gittikçe azalması, uzun vadede bu yakıtların kullanımları güçleşmektedir. Günlük hayatın vazgeçilmezi olan taşıtlarda ise bu yakıtları ile çalışan İYM'ler kullanılmaktadır. Fakat hala benzin ve dizel yakıtlarının yerine geçecek bir enerji kaynağı tam anlamıyla kullanıma sunulmamıştır. Elektrik motorlarının taşıtlarda kullanımı için son yıllarda önemli araştırmalar yapılmaktadır. Fakat mevcut batarya teknolojisi İYM'lerden Elektrik motorlarına geçişin kısa süre içerisinde gerçekleşmeyeceğini göstermektedir. Bu durumda alternatif yakıtların İYM'lerde kullanımına yönelmek sağlıklı bir seçim olmaktadır.

LPG ve CNG yakıtları bu noktada öne çıkmaktadır. Çünkü gaz yakıtların rezervi daha fazla ve emisyon standartlarını sağlamaları daha kolaydır. Bu çalışmada LPG yakıtı ile çalışabilir hale getirilen bir dizel motor incelenmiştir. Teorik ve deneysel çalışmalar eş zamanlı yürütülmüştür. Teorik hesaplamalarda daha önce türbülanslı yanma mekanizmasını esas alan benzin yakıtlı motorlar için Fortran 77 programında oluşturulan hesap kodları, LPG yakıtına ve MR-Process yanma mekanizmasına uygun hale getirilmiştir. Teorik hesaplamalarda belirlenen çalışma koşullarında motor güç ve yakıt tüketimi değerlerinde büyük değişiklikler olmadan NO_x değerinin 300 ppm değerini geçmediği görülmüştür. Dönüşüm işlemi tamamlanan dizel motor İTÜ Otomotiv laboratuvarında teste tabi tutulmuştur. Deney sonuçlarının teorik hesaplamalar ile uyduğu görülmüştür. Deney sonuçlarından hareketle teorik hesap modeli üzerinde küçük değişiklikler yapılarak daha yakın sonuçlar elde edilmiştir. Teorik hesap sonucunda NO_x emisyon değeri 290 ppm iken deneysel verilerde bu değer 250 ppm olmuştur. Burada NO_x emisyon değerlerinin standart bir dizel motora göre düşük olmasının ana sebeplerinden birinin MR-Process yanma mekanizmasının olduğu belirtilmelidir.

İlerleyen çalışmalarda daha hassas sonuçlar elde etmek için yanma süreci yeniden tam kademeli yanmaya göre modellenmelidir. Ayrıca motor içerisinde amprik formüller ile hesaplanan toplam türbülans şiddeti CFD programları ile ilgili motor

için belirlendiği takdirde bu bilginin hesap programının içerisine dahil edilmesiyle daha doğru sonuçlar elde edilecektir. Mevcut programın bu haliyle bile deneysel çalışmalar öncesi doğru bir ön bilgi sağladığı görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] **Heywood, J. B.** (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Mc Graw-Hill Book Company, New York.
- [2] **Özcan, Fatih.** (2010). *Buji ateşlemeli bir motorda LPG ve CNG (sıkıştırılmış doğalgaz) kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi*. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] **Dong, J., Gao, X., Li, G., ve Zhang, X.** (2001). Study on Diesel-LPG Dual Fuel Engines, Sae Technical Paper Series, 2001-01-3679.
- [4] **Keleş, G.** (2012). *Dizel Motorların CNG ve LPG Yakıtlarına Dönüşümünde Gerçek Çevrimin Teorik Ve Deneysel Çalışmalarla Optimizasyonu*, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [5] **Diler, A.** (2006). *Şehir İçi Toplu Taşımacılıkta Kullanılan Otobüslerde Doğal Gaz Kullanımının Karbondioksit Emisyonlarına Etkileri*, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] **Mehdiyev, R., Arslan, H., Çalık, A., Keleş, G., Yıldız, E., Öğün, K., Babaoğlu, O., Özcan, Ö., Teker, H., Unan, B.** (2012). Yeni Nesil Kademeli Dolgulu Motor Geliştirilmesinin Alternatif Bir Yolu, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.
- [7] **Safgönül, B., Ergeneman, E., Arslan, H.E., Soruşbay, C.** (2008). İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [8] **İncecik, S.** (1994). Hava Kirliliği, İTÜ yayınları, İstanbul.
- [9] **Soruşbay, C.** Egzoz Gazları Emisyonu: Ders Notları, İstanbul.
- [10] **Yıldız, E.** (2012). *Dizel Motorlarında Azot Oksit Oluşumun Teorik ve Deneysel İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] **Bölük, E.** (2006). *Dizel motorlarında emme havasının nemlendirilmesi ile NO_x emsionunun azaltılması ve nemlendirme için tüketilen enerji ile egzoz enerjisinin karşılaştırılması*, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul
- [12] **International Energy Agency.** (1999). Automotive Fuels For The Future, IEA Publication, Paris.
- [13] **Mehdiyev, R., Arslan, H.** (2009). İçten yanmalı motorların hesabı ve geliştirilmesi, Ders notları, İstanbul.

- [14] **Çoğalan, F.** (2003). *Buji Ateşlemeli Motorlarda Türbülanslı Yanma Mekanizması Kullanılarak Azotoksit Emisyonlarının Belirlenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [15] **Bechtold, R. L.** (2002). Alternative Fuels, SAE, T-100, 978-0-7680-7049-1
- [16] **Boretti, A. ve Grummisc, C.** (2012). 100% LPG Long Haul Truck Conversion - Economy and Environmental Benefits, SAE, 10.4271/2012-01-1983.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Hüseyin Emre Doğan

Doğum Yeri ve Tarihi: Ermenek / 27 Mart 1988

Adres: İTÜ Motorlar ve Taşıtlar Laboratuvarı, Maslak/ İstanbul/ Türkiye

E-Posta: edogan@itu.edu.tr

Lisans: Selçuk Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2011

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

Araştırma Görevlisi , Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi, 2011-2012

Araştırma Görevlisi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2012-