

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORLARIN CNG VE LPG YAKITLARINA DÖNÜŞÜMÜNDE
GERÇEK ÇEVİRİMİN TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMALARLA
OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gökhan KELEŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORLARIN CNG VE LPG YAKITLARINA DÖNÜŞÜMÜNDE
GERÇEK ÇEVİRİMİN TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMALARLA
OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Gökhan KELEŞ
(503091736)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091736 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Gökhan KELEŞ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**DİZEL MOTORLARIN CNG VE LPG YAKITLARINA DÖNÜŞÜMÜNDE GERÇEK ÇEVİRİMİN TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMALARLA OPTİMİZASYONU**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Y.Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2012**

Savunma Tarihi : **7 Haziran 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezinin yönetilmesinde eşsiz tecrübelerini ve öngörüsünü benden esirgemeyen, araştırmalarım için sürekli teşvik eden ve destek sağlayan tez danışmanım sayın hocam Prof. Dr. Rafiğ Mehdiyev'e ve çalışma arkadaşım Erkan Yıldız'a, desteklerini esirgemeyen Dr.Hikmet Arslan'a, Yard. Doç. Dr. Akın Kutlar'a ve Dr. Alper Çalık'a, TUMOSAN A.ř firmasından Sayın Enishan Özcan'a, yüksek lisans hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2012

Gökhan KELEş
(Mekatronik Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
SEMBOL LİSTESİ	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	3
2. MR PROSES	5
2.1 Tek Döngülü Yanma Odası.....	5
2.2 Çift Döngülü Yanma Odası.....	7
2.3 İki Aşamalı Yanma Mekanizması	8
2.4 Önerilen Yanma Odası	10
3. TEORİK HESAPLAMALAR.....	15
3.1 Motor Parametreleri	15
3.2 Hesaplanan Parametreler	15
3.2.1 Yakıt.....	15
3.2.2 İş gazı	17
3.2.2.1 Yakıt-hava karışımı veya hava miktarı	17
3.2.2.2 Taze dolgu yakıt-hava karışımı miktarı	19
3.2.2.3 Yanma ürünlerinin bileşim miktarı	19
3.2.3 Çevre ve artık gaz parametreleri	22
3.3 Gerçek Çevrimin Termodinamiği	23
3.3.1 Emme süreci.....	24
3.3.2 Sıkıştırma süreci.....	25
3.3.2.1 Sıkıştırma sonu gazın ortalama molar özgül ısısı	27
3.3.3 Yanma süreci.....	27
3.3.3.1 Dizel yanması.....	28
3.3.3.2 LPG ve CNG'nin kademeli yanma hesabı	31
3.3.3.3 LPG ve CNG'nin homojen yanma hesabı.....	41
3.3.4 Genişleme süreci	42
3.3.5 Egzoz süreci	44
3.4 Motorun İndike Parametreleri	46
3.4.1 Ortalama indike bacinç	47
3.4.2 İndike güç.....	48
3.4.3 İndike verim	49
3.4.4 İndike özgül yakıt tüketimi	49
3.5 Efektif Parametreler	50

3.5.1 Mekanik verim	50
3.5.2 Ortalama efektif basınç	51
3.5.3 Efektif güç	52
3.5.4 Döndürme momenti.....	52
3.5.5 Efektif verim	52
3.5.6 Efektif özgül yakıt tüketimi.....	53
4. MOTORUN GERÇEK ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK HESAP METODUNUN DOĞRULANMASI VE TEORİK İNCELEMELER	55
4.1 Hesap Metodunun Doğrulanması	55
4.2 Termodinamik model üzerinde yapılan incelemeler	57
4.2.1 Sıkıştırma oranının motor parametreleri üzerindeki etkisi.....	57
4.2.2 HFK'nın motor parametreleri üzerindeki etkisi	59
4.2.3 Volümetrik verimin motor parametreleri üzerindeki etkisi.....	61
4.2.4 LPG ve CNG ile çalışacak motorun teorik yük karakteristiğinin belirlenmesi.....	62
5. AR-GE AMAÇLI TEK SİLİNDİRLİ MOTORUN VE DENEY DÜZENİĞİNİN YAPILANDIRILMASI	65
5.1 Ar-Ge Amaçlı Tek Silindirli Deney Motoru	65
5.2 Motor Deney Laboratuvarının Yapılması	67
5.3 Schenck Eddy-Current Dinamometre.....	71
5.3.1 Dinamometre kontrol modları	73
5.3.1.1 Pozisyon/pozisyon modu.....	73
5.3.1.2 Pozisyon ve güç yasası modu.....	75
5.3.1.3 Pozisyon ve hız modu	75
5.3.1.4 Pozisyon ve motor momenti modu.....	75
5.3.1.5 Hız ve motor momenti modu	75
5.3.1.6 Motor momenti ve hız modu.....	76
5.3.2 Schenck eddy-current dinamometrenin modernizasyonu	76
5.4 Hava Tüketimi, Şartlandırma ve Motor Performansı	78
5.4.1 Atmosferik basınç	78
5.4.2 Hava sıcaklığı.....	79
5.4.3 Hava tüketimi ölçümünde "airbox" (hava kutusu) metodu.....	80
5.4.4 Vizkoz akış hava ölçer	81
5.4.5 Lucas-Dawe kütleli hava debisi ölçer	81
5.4.6 Sıcak tel veya sıcak film anemometre cihazları	82
5.4.7 Pozitif yer değiştirmeli akış ölçer.....	82
5.5 Deney Odası Sıcaklık, Basınç ve Nem Ölçümü	83
5.5.1 Basınç ölçümü	83
5.5.2 Sıcaklık ölçümü.....	86
5.5.2.1 Isıl çift (termokupl) ile sıcaklık ölçümü	86
5.5.2.2 Rezistans termometre ile sıcaklık ölçümü.....	89
5.5.3 Motor suyu ve yağı şartlandırma üniteleri	90
5.5.3.1 Motor suyu şartlandırma ünitesi.....	92
5.5.3.2 Motor yağı şartlandırma ünitesi	93
5.5.4 Yakıt tüketimi ölçüm ve şartlandırma sistemi	94
5.5.4.1 Test odası yakıt sistemi	94
5.5.4.2 Motor yakıt basıncı kontrolü	95
5.5.4.3 Motor yakıt sıcaklığı kontrolü.....	96
5.5.5 Egzoz tahliye sistemi.....	98
5.5.6 Egzoz emisyonu ölçüm sistemi	101

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	103
KAYNAKÇA	105
ÖZGEÇMİŞ.....	107

KISALTMALAR

İYM	: İçten Yanmalı Motorlar
BG	: Beygir Gücü
LPG	: Likit (Sıvılaştırılmış) Petrol Gazı
SI	: Stratified Injection (Tabakalı Püskürtme)
NO_x	: Azot Oksit Bileşikleri
HC	: Hidrokarbon
PM	: Particulate Matter (Partikül Madde)
TÜMOSAN	: Türk Motor Sanayi
TC	: Top Center (Üst Nokta)
BC	: Bottom Center (Alt Nokta)
LNG	: Liquified Natural Gas (Sıvılaştırılmış Doğal Gaz)
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
⁰KMA	: Derece Krank Mili Açısı
AÖN	: Alt Ölü Nokta
C	: Karbon
H	: Hidrojen
O	: Oksijen
CNG	: Compressed Natural Gas (Sıkıştırılmış Doğal Gaz)
EKÜ (ECU)	: Elektronik Kontrol Ünitesi (Electronic Control Unit)
YO	: Yanma Oda
ATÜ	: Azerbaycan Teknik Üniversitesi
T.D.C.	: Top Death Center (ÜÖN)
B.D.C.	: Bottom Death Center (AÖN)
TÜBİTAK	: Türkiye Bilim Takımı
ppm	: Particle Per Million (Milyonda Parçacık Sayısı)
Ar-Ge	: Araştırma ve Geliştirme
HFk	: Hava Fazlalık Katsayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : TŪMOSAN A.Ş.'nin dizel motorlarının genel teknik özellikleri.	15
Çizelge 3.2 : Termodinamik hesap sonuçları.	46
Çizelge 4.1 : LPG ve CNG yakıtlarının teknik özellikleri.	55
Çizelge 4.2 : Dizel ve LPG yakıtları ile çalışan motor parametrelerin karşılaştırılması.	57
Çizelge 4.3 : LPG ve CNG ile çalışacak motor parametrelerine ε 'nun etkisi.	58
Çizelge 4.4 : LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorlarda çevrim parametrelerinin HFK'ya bağlı olarak değişmesi.	60
Çizelge 4.5 : LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorlarda çevrim parametrelerinin volümetrik verime bağlı olarak değişmesi.	62
Çizelge 4.6 : LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorun teorik yük karakteristiklerinin λ ve η_v 'ye bağlı olarak rakamsal değerlerinin karşılaştırılması.	63
Çizelge 5.1: Dinamometre kontrol modları.	73
Çizelge 5.2 : Basınç ölçüm noktaları ve aralıkları.	85
Çizelge 5.3 : Termokulp ile ölçüm yapılacak noktalar ve sıcaklık aralıkları.	89
Çizelge 5.4 : Termorezistans ile ölçüm yapılacak noktalar ve sıcaklık aralıkları.	90
Çizelge 5.5 : Sistem elemanları.	92
Çizelge 5.6 : Sistem elemanları.	93
Çizelge 5.7 : Egzoz sistemi elemanları.	100

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : TUMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR-1 yanma odası.	6
Şekil 2.2 : İki döngülü yanma odasında yanma işleminin anlık fotoğrafları.	8
Şekil 2.3 : Çift döngülü yanma odasında iki aşamalı yanma mekanizması.	10
Şekil 2.4 : Çift döngülü yeni yanma odasının şeması.	13
Şekil 3.1 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorun emme sürecinin P-V diyagramı üzerinde gösterimi.	24
Şekil 3.2 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorun sıkıştırma sürecinin P-V diyagramı üzerinde gösterimi.	26
Şekil 3.3 : Sıkıştırma adyabatik üssünün bulunması için kullanılan nomograf.	26
Şekil 3.4 : Dizel motorun yanma eğrisi.	28
Şekil 3.5 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorun genişleme sürecinin P-V diyagramı üzerinde gösterimi.	42
Şekil 3.6 : Genişleme adyabatik üssünün bulunması için kullanılan nomograf.	43
Şekil 3.7 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorun egzoz sürecinin P-V diyagramı üzerinde gösterimi.	45
Şekil 3.8 : Benzinli (sol) ve dizel (sağ) motorun şematik indikatör diyagramı.	47
Şekil 4.1 : Dizel prensibi (kesikli çizgi) ve LPG (düz çizgi) ile çalışan motorun yük karakteristiği.	56
Şekil 4.2 : LPG (düz çizgi) ve CNG (kesikli çizgi) ile çalışan motorların gerçek çevrim parametrelerinin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişim grafikleri ($n=2500$, $\lambda=1.36$, $\eta_v=0.85$).	58
Şekil 4.3 : LPG (düz çizgi) ve CNG (kesikli çizgi) ile çalışan motorların gerçek çevrim parametrelerinin HFK'ya bağlı olarak değişim grafikleri.	60
Şekil 4.4 : LPG (düz çizgi) ve CNG (kesikli çizgi) ile çalışan motorların gerçek çevrim parametrelerinin volümetrik verime bağlı olarak değişim grafikleri.	61
Şekil 4.5 : LPG (düz çizgi) ve CNG (kesik çizgili) yakıtları ile çalışacak motorun teorik yük karakteristikleri.	62
Şekil 5.1 : Ateşleme avansın motor yük ve hızına bağlı olarak değişim haritası (örnek).	66
Şekil 5.2 : Çıkarılan pistonların yerine bağlanan özel tasarım karşı ağırlıklar.	67
Şekil 5.3 : Deney odasının yandan görünümü.	68
Şekil 5.4 : Deney odasındaki temel, tesisat ve deney ünitesi.	69
Şekil 5.5 : Titreşim alıcı pedlerin yerleştirilmesi.	69
Şekil 5.6 : Asma tavana döşenen akustik alçı levhalar.	70
Şekil 5.7 : Motor freni ve motor bağlantı ayaklarının montajı.	70
Şekil 5.8 : Kumanda odası ve deney gözlem pencereleri.	71
Şekil 5.9 : Çalışma odası.	71
Şekil 5.10 : Schenck eddy-current dinamometre şeması (1-rotor, 2-rotor şaftı, 3 bağlantı flanşı, 4-termostatlı su çıkışı, 5-bobin, 6-dinamometre	

mahafazası, 7-soğutma bölmesi, 8-hava boşluğu, 9-enkoder, 10-bükülme desteği, 11-temel, 12-su girişi, 13-birleşme noktası, 14-su çıkış borusu).	72
Şekil 5.11: Motor ve dinamometre kontrol modları: (a) pozisyon modu stabil hidrotlik dinamometre; (b) pozisyon modu stabil olmayan hidrolik dinamometre; (c) pozisyon modu, sürtünme freni; (d) pozisyon/hız modu; (e) pozisyon/tork modu; (f) hız/tork modu; (g) tork/hız modu.	74
Şekil 5.12 : Muylu bağlantılı dinamometre ile tork ölçümü için “load cell” uygulaması.	76
Şekil 5.13 : Dinamometre bakım çalışması.	77
Şekil 5.14 : “Load cell” boyutları.	77
Şekil 5.15 : “Load cell”-dinamometre bağlantısı.	78
Şekil 5.16 : Keskin kenarlı orifisten akış.	81
Şekil 5.17 : DRESSER marka roots tipi debimetre.	83
Şekil 5.18 : Mulak (absolute), efektif (relative) ve diferansiyel (differential) basınç diyagramı.	83
Şekil 5.19 : Basınç sensörlerinin panodaki yerleşimi.	85
Şekil 5.20 : Sıcaklık (solda) ve nem sensörü (sağda).	86
Şekil 5.21 : Isıl çift devresi.	87
Şekil 5.22 : Soğutma ünitesi şeması.	91
Şekil 5.23 : Motor suyu şartlandırma sistemi şematik gösterimi.	92
Şekil 5.24 : Motor yağı şartlandırma sistemi şematik gösterimi.	93
Şekil 5.25 : Motor suyu (solda) ve yağı (sağda) şartlandırma sistemleri.	93
Şekil 5.26 : Motor suyu ve yağı şartlandırma sistemlerinin genel görünümü.	94
Şekil 5.27 : AVL 733S/753CL yakıt ölçüm ve şartlandırma sisteminin şematik görünümü.	97
Şekil 5.28 : AVL 733S/753CL yakıt ölçüm ve şartlandırma sistemi.	97
Şekil 5.29 : Egzoz sistemi çizimi.	98
Şekil 5.30 : Egzoz klapesi kontrolü için kullanılacak servo motor.	99
Şekil 5.31 : Horiba MEXA 7500 egzoz emisyon cihazı.	101

SEMBOL LİSTESİ

m_y	: yakıt kütlesi
V_h	: strok hacmi
ρ_h	: havanın yoğunluğu
η_e	: efektif verim
H_u	: yakıtın alt ısıl değeri
n	: motor devri
N_e	: efektif motor gücü
U	: gazların iç enerjisi
ω	: krank mili dönme hızı
α	: krank mili dönme açısı
p_o	: atmosfer basıncı
T_o	: atmosfer basıncı
n_1	: sıkıştırma politropik üssü
n_2	: genişleme politropik üssü
η_m	: mekanik verim
R	: evrensel gaz sabiti
M_2	: yanma ürünlerinin toplam miktarıdır
ξ_d	: disosyasyon ısı kaybı katsayısı
L_o	: tam yanma için gerekli teorik hava miktarı
γ_r	: artık gaz katsayısı
α	: basınç artış oranı (yanma basıncının sıkıştırma basıncına oranı)
λ	: hava fazlalık katsayısı
i	: silindir sayısı
D	: silindir çapı
S	: strok
n	: devir sayısı
ε	: sıkıştırma oranı
η_v	: volümetrik verim
M	: tork
b_e	: özgül yakıt tüketimi

DİZEL MOTORLARIN CNG VE LPG YAKITLARINA DÖNÜŞÜMÜNDE GERÇEK ÇEVİRİMİN TEORİK VE DENEYSEL ÇALIŞMALARLA OPTİMİZASYONU

ÖZET

Günümüzde çevre kirliliğinin en önemli nedenlerinden biri petrol kaynaklı yakıtlar kullanan motorlu taşıtlardır. Her gün artan araç sayısı nedeniyle, havaya bırakılan zehirli gaz miktarı da artmaktadır. Atmosfere atılan zehirli gazların tümü içinde; azot oksitlerin %55'i, karbonmonoksitin %65'i, hidrokarbonların ise %45'i dizel ve benzin yakıtı kullanan taşıtlardan kaynaklanmaktadır. Gittikçe daraltılan emisyon standartları otomotiv üreticilerini taşıt maliyetini arttıran oldukça pahalı ve kontrolü zor ek sistemlerin kullanımına itmektedir. Bu nedenle artan çevre kirliliğini azaltmak ve ayrıca motor verimini ve yakıt tüketimini iyileştirmek amacıyla taşıtlarda alternatif yakıtların kullanımı üzerinde her geçen gün çalışmalar yoğunlaşmaktadır.

TÜMOSAN traktör dizel motorlarının egzoz ve gürültü emisyonlarını, ilgili standartların sınırlarına düşürmek; performans ve verimliliğini yükseltmek; tasarlanacak yeni motorun, üzerinde yapısal değişiklikler yapmadan, hem dizel hem de LPG yakıtı ile çalışmasını sağlamak amacıyla Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV tarafından "MR-Process" Yanma Mekanizmalı Çift Döngülü MR-2 yanma odası sunulmuştur. Yanma Odasının özelliği, geometrisinin "8"e benzeyen iki eşit bölgeye ayrılmasıdır. Emme ve sıkıştırma süreçlerinde yanma odasının bu bölgelerinde birbirinin tersine aynı hızda dönen çift türbülanslı döngü hareketi oluşturulur. Yanma Odasının buji yerleşen bölgesinde bileşimi $\lambda=0,6..0,9$ arasında değişen zengin karışım, diğer bölgesinde ise sadece hava yer almaktadır. Her iki döngü aynı hız ve momentuma sahip olduğundan dolayı, iki bölgedeki dolgu ateşleme anına dek birbirleriyle karışmamakta ve böylece motorun tüm çalışma rejimlerinde yakıt-hava karışımı kademeleştirilebilmektedir. Döngüler emme zamanından itibaren gerçekleştirildiği için yakıt-hava karışımını da bu süreçte silindirin dışında (manifoltta) oluşturmak ve günümüzde seri üretimi yaygınlaşmış elektronik sıvı ve gaz yakıtları püskürtme sisteminden (hatta karbüratörden) yararlanmak mümkündür. MR-2 YO'sının diğer bir avantajı, sıkıştırma oranını vuruğu oluşturmadan optimum seviyelerine dek ($\epsilon=14-17$) artırılabilmesidir. Odanın bir bölgesinde zengin karışımın ($\lambda=0,6-0,9$) yakılması ile oluşan eksik yanma ürünlerin (CO ve H_2), ikinci bölgesinde ise hızla dönen türbülanslı ortamda yanabilmesi nedeniyle vuruğu olayı önlenmektedir. 4 silindirli 2 ve 4 supaplı (veya 8 ve 16 supaplı) TÜMOSAN motorlarının yüksek dizel sıkıştırma oranını koruyarak, hem dizel, hem de gaz yakıtlarla çalışabilecek çift döngülü MR-2 yanma odasının adaptasyonu ile ilgili teorik ve deneysel kalibrasyon çalışmaları yapmak amacıyla 00768-STZ-2011-1 kodlu SANTEZ projesi kapsamında tek silindirli bir deney motoru ve deney odası yapılandırılarak motorun güç ve yakıt ekonomisini %10-15 civarında iyileştirmek ve emisyonları düşürmek hedeflenmektedir.

OPTIMIZATION OF REAL CYCLE OF DIESEL ENGINE CONVERSION TO CNG AND LPG FUELS WITH THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES

SUMMARY

Today, vehicles using petroleum fuels as energy source is responsible for majority of environmental pollutions. Due to the increasing number of vehicles each day, the amount of toxic gases released to atmosphere increases. 55% of nitrogen oxides, 65% of carbon monoxides and 45% of hydrocarbons out of all toxic gases being released to atmosphere stem from vehicles using diesel and gasoline fuels.

Therefore an important restriction regarding emissions originated from not only road vehicles but also off-road vehicles namely mobile machinery, tractors and other agricultural vehicles imposed by governments.

Vehicles using gasoline fuels work with stoichiometric mixtures whereas diesel vehicles work with lean mixtures and because of this reason CO and HC emissions which are formed due to incomplete combustion are higher for gasoline engines. In contrast NO_x and PM (particulate matter) emissions are higher for diesel engines.

Diesel engines are mostly used for off-road vehicles because of high NO_x and PM emissions and difficulties to comply with stringent emission standarts (particulate matter) intense R&D studies have to be conducted.

The European Union emission standart of 2004/26/EC which specifies the acceptable limits of emissions released from diesel tractor engines. According to the stage IIIA phase of this standard came into force from 2011, HC and NO_x emissions have to be halved. PM, HC and HC+NO_x emissions have to be decreased with the enforcement of stage IIIA with in two years. Unfortunately, by using the current standard diesel fuels, theoretically it is not possible to reduced emissions to desired emissions level by improving the combustion process without using any additional after-treatment systems.

Automotive manufactures start using common rail electronic fuel injection system in vehicles so as to comply with the Euro III-V emission standards. This system provides lots of benefits like automatic control of engines operation cycle parameters, automatic diagnostic and road condition adaptation there are existence of some problems such as ignition complications and combustion processes of the mixture because of the usage of high injection pressure around 1600-2200 bar by using multi hole injectors.

In order to overcome problems mentioned above complicated after-treatment devices like EGR, PM filter and catalysts have to be used and engine must be operated with non-optimum parameters. Using such complicated systems in tractors working in off-road conditions outside the city can be considered inappropriate in today's Turkey

conditions due to the high cost and uneasy maintenance factors. It is obvious that Common Rail fuel injection system with after-treatment devices increases the cost of the engine around 2000-3000 \$.

Therefore, studies regarding the use of alternative fuels like LPG and CNG for vehicles are being intensified every day in order to reduce the environmental pollution, improve efficiency and fuel consumption of the engine.

In that perspective a rapid solution to the problem would be to develop a method for using LPG or CNG fuel effectively as a single fuel in the diesel engines like in the gasoline engines with easy industry application. This method should provide the ability for gaseous fuels working in high compression ratios without detonation and false-ignition, and using a lean ($\lambda \geq 1.3$) fuel-air mixture in all operation regimes of the engine.

Only in this case it is possible to comply with current emission standards by reducing smoke, PM and other pollutant emissions while maintaining the high performance and efficiency of a tractor diesel engine. The twin swirl "MR-Process" combustion mechanism can be considered as one of these methods.

A new combustion chamber which hases "MR-Process" Combustion Mechanism with Twin Swirl was introduced by Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV so as to reduce the emissions to the level of standards and improve performance and efficiency of TŪMOSAN tractor engine without making constructional changes.

The specific feature of this combustion chamber geometry is that it is divided into two equal zones like a number "8". In the intake and compression strokes of the engine two turbulent swirls are formed in these zones which rotate in opposite direction with equal velocities.

The spark plug is inserted in the rich zone of the combustion chamber where the excess air ratio is $\lambda=0.6..0.9$, whereas the second zone contains only pure air. Because both swirls have the same rotational velocities, these swirling zones do not mix with each other until the ignition initiated from the spark plug and thus maintaining the stratification ability. Since swirls are formed beginning from the intake stroke, the air-fuel mixture can be created outside of the cylinder in the manifold and simultaneously can be used a widespread electronic injection equipment for liquid and gaseous fuels (even with carburetor). Another advantage of MR-2 combustion chamber is ability to increase the compression ratio up to optimum level ($\epsilon=14-17$) without detonation. The detonation is avoided by the help of emergent unburned products (CO and H_2), resulting from the rich ($\lambda=0.6-0.9$) combustion in the first stage and the combustion of these products in the high turbulence medium in the second stage.

A SANTEZ project is being conducted in order to make theoretical and experimental calibration of 4 cylinder with 2 and 4 valves (or 8 and 16 valves) TŪMOSAN engine, which can be operated with gaseous fuels, without any change of its high compression ratio. In the scope of the study a single cylinder engine and test room is being configured and improves of power and fuel consumption by around 10-15% and reducing of emissions are targeted. Experimental setup that is configured within the scope of the SANTEZ project is being equipped with remotely controlled devices namely dynamometer, engine water and oil conditioning systems, fuel metering and conditioning system. Emission and in cylinder pressure measurements are also being

installed with computer hardware and software which enables remotely control and monitor the whole system.

Variation maps of fuel/air ratio and ignition advance according to position of throttle which form optimum load and speed characteristics of the engine can be determined easily by inexpensive way in a short time and these parameters can be entered to electronic control unit of the engine which have multiple cylinders. If the studies become successful, technology infrastructure required for design and production of the first tractor engine operating with 100% LPG fuel will be obtained.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar genelde fosil kaynaklı yakıtların yanma odasında yakılması ile elde edilen basıncın pistonu hareket ettirmesi prensibine dayanarak çalışırlar. İçten yanmalı motorların keşfi buhar makinesinin getirdiği bilgi birikimi ile sağlamıştır. Her iki motorda yakılan yakıt ile elde edilen ısı enerjisini mekanik işe çevirir. 1824 yılında Sadi CARNOT adında Fransız fizikçinin termodinamiğin temelini oluşturan kuramların yayınlanması ve daha sonra daha saf ve verimli yakıtların üretilmesi içten yanmalı motorların gelişimini hızlandırmıştır. 1860'ta Fransız mühendis Lenoir tarafından bir tür havagazı kullanan ilk başarılı motor geliştirildi. 1876 ve 1892 yıllarında sırasıyla Otto ve Rudolf Diesel tarafından 4 zamanlı motorlar geliştirilmiş ve motorun iyileştirme süreci başlamıştır [1].

Bu çalışmada LPG ve CNG gazlarının alternatif yakıt olarak yüksek sıkıştırma oranlı bir dizel motorunda kullanımı ile ilgili bir termodinamik hesap metodu geliştirilmiş ve bu modelin doğruluğu test sonuçlarıyla karşılaştırılarak irdelenmiştir. Sıkıştırma oranı, volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısının motor parametreleri üzerindeki etkisi incenmiş ve tek silindirli motorun ve deney laboratuvarının yapılandırılmasıyla ilgili bilgiler verilmiştir.

1.1 Literatür Özeti

LPG ve CNG gibi gaz yakıtların dizel ve benzin motorlarında motorun emisyon, performans ve verimliliğini arttırmak amacıyla kullanımı son yıllarda önemli bir çalışma alanı olmuştur. Motorların gaz yakıtlarına dönüşümünü en az maliyet ve işçilik harcayarak gerçekleştirmek bu alanda en önemli konudur.

Gazi Üniversitesinden bir grup araştırmacı %30 propan ve %70 bütandan oluşan LPG'nin direk püskürtmeli bir dizel motorunda ikinci yakıt olarak kullanımının performans ve egzoz emisyonları açısından etkisini incelemiştir. Çalışmalar LPG'nin farklı kütleli kesirlerinde (%20, %40, %60, %80 ve %90), motorun maksimum tork devri olan 2600 d/dak'da ve farklı yüklerde yapılmıştır (%20, %40, %60, %80 ve

%100). Deney sonuçlarından her durumda LPG'nin ikinci yakıt olarak kullanılmasıyla karbonmonoksit ve hidrokarbon emisyonlarının arttığı, azot oksit ve is emisyonlarının ise azaldığı gözlenmiştir. Ayrıca LPG'nin kütleli olarak %40 oranında kullanımı ile özgül yakıt tüketiminin dizele kıyasla %3.5-15 oranında azaldığı belirlenmiştir [2].

Bir grup araştırmacı çift yakıtlı, direk enjeksiyonlu bir dizel motorun yanma ve egzoz emisyon karakteristiklerini belirlemek amacıyla bir dizi deney yapmışlardır. 4 silindirli, 3.85 lt., su soğutmalı ve sıkıştırma oranı 17 olan Isuzu/4BD1 dizel motorunda egzoz emisyonlarını ve termal verimi iyileştirmek için ikinci yakıt olarak CNG yakıtını kullanmışlardır. Yapılan testlere göre yüksek yüklerde çift yakıt kullanımı ile motorun termal verimi dizel motorun verimine oldukça yaklaşırken is emisyonlarının dizel motora göre düştüğünü tespit etmişlerdir. Fakat NO_x emisyonunun arttığını ve düşük yüklerde çift yakıtlı motorun termal verimliliğinin azaldığını ve yanmamış yakıt oranının arttığını gözlemlemişlerdir. Bu problemi çözmek için EGR kullanmışlar ve düşük yüklerde termal verimliliğinin arttığını, yanmamış yakıt oranının ve NO_x emisyonunun azaldığını belirlemişlerdir [3].

Motor konstrüksiyonu üzerinde çok fazla değişiklik yapmadan alternatif yakıt olarak gaz yakıtlarının kullanılmasının etkisini, 2 silindirli bir MAN DO22M dizel motoru üzerinde inceleyen bir grup araştırmacı, farklı oranlarda propan gazını dizel motorun geleneksel enjeksiyon sistemini değiştirmeden silindire göndermişlerdir. Yapılan testlerde enerji bazında propan %90'a dizel yakıtıyla yer değiştirilmiş ve termal verimin aynı seviyelerde kaldığı gözlenmiştir. Fakat yüksek yüklerde propan gazının oranı arttıkça tek yakıt kullanımına göre termal verimin azaldığı gözlenmiştir. Sabit hızda maksimum motor gücünün ise %20 oranında arttığı, CO konsantrasyonunun ise bütün uygulamalarda daha yüksek seviyelere çıktığı belirlenmiştir. %50'nin altındaki yüklerde CO konsantrasyonu çok fazla artarken yük arttıkça azalmıştır. NO_x emisyonunun ise bütün yüklerde dizel motoruna göre azaldığı tespit edilmiştir [4].

Gaz yakıtların benzin motorlarında ikinci yakıt olarak kullanmak amacıyla bazı çalışmalar da yapılmıştır. Bir grup araştırmacı düşük sıkıştırma oranlı bir benzin motorunda farklı oranlarda petrol ve LPG kullanarak bunun termal ve volümetrik verim, özgül yakıt tüketimi ve uygulama maliyeti açısından etkisini incelemişlerdir. Yapılan testler ile motor üzerinde mümkün olduğunca az değişiklik yaparak LPG'nin

düşük sıkıştırma oranlı benzin motorunda kullanımının uygunluğu araştırılmıştır. LPG kullanılan motorda tek yakıtlı motora göre egzoz emisyonları (özellikle HC %65, CO %50) oldukça düşerken termal verim, NO_x emisyonu ve özgül yakıt tüketimi kötü yönde etkilenmiştir [5].

1.2 Tezin Amacı

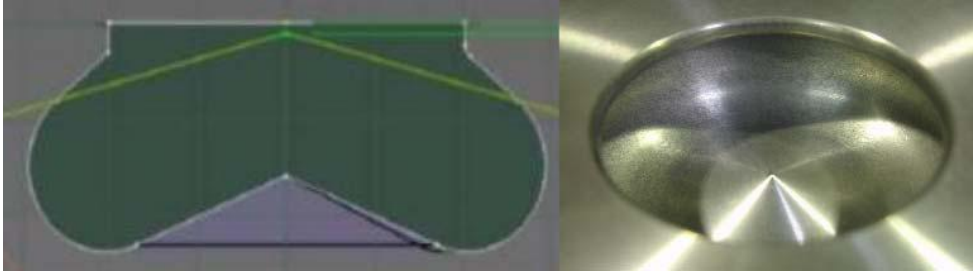
Emisyon, performans ve verimlilik açısından LPG ve CNG yakıtları kullanılarak dizel motorları gibi yüksek sıkıştırma oranlı bir motor geliştirmek amacıyla “MR Process” çift döngülü yanma odası Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV tarafından sunulmuş ve bu motor için kullanılmak üzere bir termodinamik model geliştirilmiştir. Yapılan hesapları doğrulamak için proje kapsamında tek silindirli bir deney düzeneği yapılandırılmaktadır. Tek silindirli deney düzeneği EKÜ yazılımı hafızasında kelebeğin konumuna bağlı olarak motorun optimum yük ve hız karakteristiklerini oluşturan yakıt/hava oranı (λ) ve ateşleme avansının (θ) değişme haritaları belirlenecek ve çok silindirli normal motorların EKÜ’sünü tasarlamak için gerekli bilgiler elde edilecektir.

2. MR PROSES

2.1 Tek Döngülü Yanma Odası

Ön türbülanslı çift yanma odalı dizelerde, MAN M-Proses vb. yakıtı yanma odası duvarına sıvayarak ve düşük basınçla (< 500 bar) püskürterek is'in yanı sıra, NO_x emisyonunun da düşürülmesi mümkündür. Ancak, bu tip dizeller yakıt tüketimi açısından direkt püskürtmeli dizellerden daha kötü durumda olduklarından yaygınlaşmamışlardır. Ayrıca, devir sayısı 3000 d/dk'dan daha az olan Common-Rail sistemine sahip direkt püskürtmeli ağır kamyon dizellerinde de emisyon değerlerini standartların öngördüğü seviyelere düşürmek için yakıt tüketiminin artırılması kaçınılmazdır. Bu yüzden problemin çözüm yolunun hem direkt püskürtmeli, hem de MAN M-Proses'le çalışan dizellerin iyi yönlerini birleştirecek başka bir hava-yakıt karışım oluşumu ve yanma yönteminin geliştirilmesinde olduğu düşünülmektedir [6].

Optimum hızlı yanma kanununu gerçekleştirmek için geliştirilmiş yeni yanma odasının (T.C. TPE Patent başvuru No: B.14.1.TPE.0.07.01.03-2004/01674) şeması şekil 5.6'da gösterilmiştir. TUMOSAN dizel motorları pistonlarının yapısına ve enjektörün silindir kafasındaki konumuna bağlı olarak tasarlanmış yeni yanma odasının (sembolik olarak MR-1 şeklinde adlandırılmıştır) kesiti ve fotoğrafı gösterilmiştir. Klasik "w" tipli yanma odası geometrisinden farklı olarak yeni odada hava-yakıt karışım oluşumu MAN M-Prosesli motorlarda olduğu gibi, püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanması veya "tabakalı karışma" yöntemi ile gerçekleştirilmektedir [7].



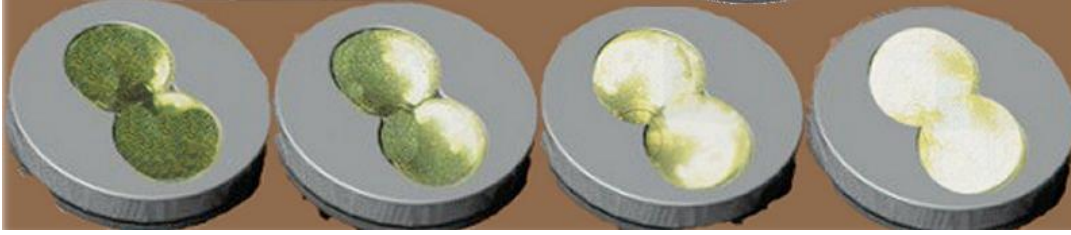
Şekil 2.1 : TUMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR-1 yanma odası.

Emme sürecinde, klasik içten yanmalı motorlarda olduğu gibi, helisel emme kanalının yardımıyla silindire doldurulan taze hava, sıkıştırma sürecinde de hızını belli bir seviyede koruyabilen türbülanslı bir döngü hareketi oluşturur. Sıkıştırma sürecinin sonuna yakın belirli bir avans açısında en az 3, en çok 5 delikli enjektörün yardımıyla düşük basınçta (< 500 bar) yakıt yanma odası oyuğunun, şekil 2.1’de gösterildiği gibi, duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını arttırmak ve böylece duvarların sıcaklığı ile yakıtın çabuk buharlaşması için yanma odası oyuğunun koni açısı ve yakıt demetinin yanma odasına yönlendirilme açısı belli değerlerde tutulmalıdır. Ayrıca, nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıtın güvenli olarak duvarın yüzey alanına sıvanmasını ve hızla buharlaşmasını temin etmek için pistonun sıkıştırma strokunda oyuğun içine sıkıştırılan havanın düşey yönündeki istenilen baskı hızı, oyuğun en küçük çapının silindir çapına oranını optimum sınırlar arasında tutarak elde edilir. Yakıtın duvara sıvanma alanını mümkün olduğunca arttırmak için yanma odası oyuğunun simetri eksenine üzerine yerleştirilmiş enjektör deliklerinin yönlendirilme açısı, piston ÜÖN’da olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı ile pistonun yüzey alanı yaklaşık aynı hat üzerinde olması esasına göre belirlenmiştir [6]. Böylece düşük sıcaklık ($300-350$ °C) ortamında hızla buharlaştırılan yakıt piroliz işlemine uğramadan, is (serbest C atomları) oluşumu büyük oranda engellenmiş olur. Buhar haline gelmiş yakıtın yanma odasının en sıcak bölgesine yani merkezine doğru yöneltmek ve buradaki hava ile karışıp çabuk tutuşarak yakılmasını sağlamak için oyuğun dibinde tepe noktası kesik koninin eksenine üzerinde yer alan, koni açısı belli aralıkta tutulan bir koni çıkıntısı yerleştirilir. Oyuğun duvarları ile dibi birbiriyle motorun sıkıştırma oranına bağlı olarak yanma odası hacmi hesabından belirlenen bir yarıçapla birleştirilir. Bu nedenle yanma işlemi büyük oranda yanma odası oyuğunun merkezinde oluşur ve alev cephesinin, klasik yanma odalarından farklı olarak, soğuk

cidarların yakınında sönmesi engellenir. Böylece, direkt püskürtmeli dizelerde kullanılan çok delikli (7–8 adet) enjektör ve yüksek püskürtme basınçları (> 800 bar) yerine, en çok 5 delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncı (< 500 bar) kullanılarak tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri olan C (PM- partikül madde), CO ve HC epey azaltılabilir. Ayrıca, çevrim başına püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (yaklaşık %90) yanma odası duvarının aracılığıyla buharlaşıp hava ile karıştırıldıktan sonra yakıldığı için yanma sırasındaki basınç artış hızı (aniden patlama ile yanma) bir ölçüde frenlenir ve böylece hem motorun NO_x ve gürültü emisyonlarının sınır değerleri aşması engellenir hem de motora çok yakıtlılık yeteneği kazandırılmış olur. Böylece, dizel motorunun önerilmiş yanma odasıyla çalışması durumunda farklı yakıtlar kullanıldığında performans ve ekonomi değerlerinin yükseltilmesi, motor maliyetinin ve servis ihtiyacının azaltılması, emisyon değerlerinin çevre lehine iyileştirilmesi sağlanmış olur [6].

2.2 Çift Döngülü Yanma Odası

MR–1 yanma odasına Commet tipli yanma odasının pistonu üzerindeki iki oyuğun yarattığı hızlandırma etkisinin eklenmesi, kısaca MR–2 denebilecek çift döngülü yanma odasının tasarlanmasını sağlamıştır. Yanma işleminin gelişimi şekil 2.2’de gösterilmiş olup bu yöntemin farklı tarafı, motorun yanma odasında yanma işleminden önce, COMMET tipli yanma odasındakine benzer birbiriyle aynı hızda ve ters yönde dönen çift hava döngüsünün meydana getirilmesidir. İki delikli enjektör ile nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıt, tutuşmadan önce, MAN M–Proses’de olduğu gibi, yanma odasının duvarlarına sıvanmaktadır. Pistonun duvarlarına sıvanan yakıt, pistonun sıcaklığıyla hızla buharlaşıp dönmekte olan hava ile karışarak tutuşmaktadır. Yanma işlemi süresince alev cephesinin önünde bulunan yanma ürünleri, oluşmuş olan is ve buharlaşmakta olan bir kısım yakıt, hava döngülerinin aracılığıyla yanma odasının sağ ve sol bölgelerinden alınıp merkeze doğru sürüklenmektedir. Bu durumda yanma işlemi odanın merkezinde gerçekleşmekte ve de aşırı hızlı yanma olmadığı için is oluşumu engellenmektedir. Böylece, direkt püskürtmeli dizel motorlarında olduğu gibi, çok delikli enjektör (6–8 adet) ve yüksek püskürtme basıncı (800–2000 bar) yerine, iki delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncıyla (200–400 bar) püskürtülen yakıtın tam yanması sağlanarak eksik yanma ürünleri olan is (duman – C), CO ve HC azaltılabilmektedir.



Şekil 2.2 : İki döngülü yanma odasında yanma işleminin anlık fotoğrafları.

Püskürtülen yakıtın buharlaşması, direkt püskürtmeli dizel motorlarında olduğu gibi, yanma odası içindeki hava ortamında değil de yanma odası duvarlarında gerçekleştiği için piroliz işlemi (C'nin oluşumu) ve yanma sırasındaki basınç gradyanı azalarak optimum yanma hızı elde edilir ve böylece hem is ve NO_x, hem de gürültü emisyonlarının artışı engellenir. Bu durumda, püskürtme avansını optimum sınırlarda tutmak mümkün olduğu için motorun performans ve yakıt ekonomisi de yüksek olmaktadır. Ayrıca, söz konusu olan yöntemde MAN M-Proses'e benzer şekilde püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı yanma odası duvarlarına sıvandığı için ancak yakıtın geri kalan küçük bir kısmı ilk tutuşmada yer almaktadır. Bu nedenle, tutuşma gecikmesi, kullanılan yakıtın setan sayısına bağlı olmaz ve setan sayısı düşük olan farklı yakıtların kullanılması mümkün olacağı için motora çok yakıtlılık özelliği kazandırılır. MR-2'nin bu çok yakıtlılık özelliği, onun bu çalışmada da kullanılmasını sağlamıştır. Ancak, daha fazla güç ve daha düşük emisyonlar için aşağıda bahsedilen iki aşamalı yanma mekanizmasından da faydalanılmıştır.

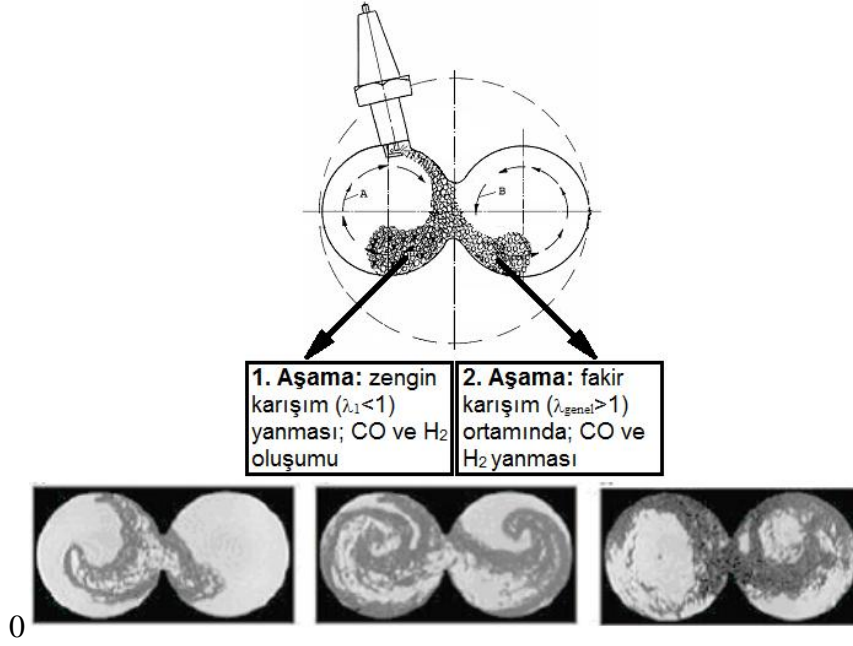
2.3 İki Aşamalı Yanma Mekanizması

Atmosfere İYM'lardan salınan toplam sera gazı miktarları gün geçtikçe artmaktadır. Bu yüzden, araç başına düşen sera gazı salınımını azaltma ihtiyacı daha verimli motorların yapılmasını gerektirmiştir. Bu şekilde, doğaya salınan CO₂ miktarlarında azalma olabilecektir. CO₂ salınımını azaltma, yalnızca yakıt tüketimini azaltmakla mümkündür ve bu en etkili biçimde, bütün çalışma rejimlerinde fakir hava-yakıt karışımı ($\lambda > 1$) kademeleştirilmiş dolgu prensibiyle çalışan motorlarla yapılabilir [8]. Taze dolguyu kademeleştirme, dizel motorlarda kendiliğinden olurken benzinli motorlarda, genellikle, pistonda ve bazı durumlarda emme kanallarının geometrilerinde değişiklik gerektirir. Bu sayede yanma, hava-yakıt karışımının zengin olduğu yerde başlar ve fakir olduğu yere doğru yayılır. Hava-yakıt karışımındaki bu bölgesel farklılıklar motorlara vuruntu direnci kazandırdığı için

kademeli dolgulu motorlar daha yüksek sıkıştırma oranlarına sahip olabilirler [8]. Daha yüksek sıkıştırma oranı daha yüksek ısı verim anlamına geldiğinden yakıt tüketimi azalan motorun CO₂ salımı da azalacaktır.

Azerbaycan Teknik Üniversitesi'nde (ATÜ) önerilen ve Varşova Teknoloji Üniversitesi (VTÜ) ile İstanbul Teknik Üniversitesi'nin (İTÜ) katkılarıyla geliştirilmeye devam edilen iki aşamalı yanma mekanizmasıyla çalışan kademeli dolgulu motorun şematik gösterimi ile VTÜ'nde geliştirilen fiziki modelinin yüksek hızlı çekilen fotoğraflarından bazı örnekler, şekil 5.8'de gösterilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarla da açışal döngü hızının 600–1500 s⁻¹ arasında olması gerektiği bulunmuştur [8]. Şekil 2.3'te gösterildiği üzere, yanma odası sekize (8) benzemekte ve iki bölgeye ayrılmaktadır. İlk bölge (A), bölgesel hava–yakıt karışımının $\lambda = 0.6 - 0.9$ arasında olmasına neden olacak şekilde çevrimin bütün yakıtı ile emilen havanın yarısını içerirken ikinci bölge (B) sadece havanın diğer yarısına sahiptir. Bu bölgelerde, emme ve sıkıştırma süreçlerinde birbirleriyle aynı hızda ve ters yönde dönen iki hava döngüsü yer almaktadır. Motorun her yük rejimindeki bu ayrık döngüleri, yanma odasının zengin karışım bölgesinde başlayan ateşleme ya da tutuşmaya kadar dönel moment ve hızların eşit olması korur. Yanmanın birinci aşaması sırasında zengin hava–yakıt karışımı yakılarak eksik yanma ürünleri (CO and H₂) oluşturulur ve sonra, ikinci aşamada bunlar da yakılır. Motorda vuruntuya neden olmayan dönel hareketle taze dolgunun yakılması, sıkıştırma oranının optimal değerler olan $\varepsilon = 12-15$ arasına yükseltilebilmesine olanak verir. Ayrıca, yanmanın iki aşamada gerçekleşmesi CO ve HC salımlarını düşürür. İkinci aşamada, CO ve H₂ çok hızlı yakıldığı için azot, okside olacak kadar zaman bulamaz ve NO_x salımı azalır [8].

Motorun bütün çalışma şartlarında genel hava–yakıt karışımının fakirken yakılabildiği gerçeği ışığında bu önerilen mekanizmanın yakıt tüketimini düşürme, dolayısıyla da CO₂ egzoz emisyonunu azaltma potansiyeli vardır. Döngü hareketleri emme sürecinde de devam ettiği için hava–yakıt karışımı, silindir dışındaki emme kanallarında da hazırlanabilir. Bu yüzden, bu yöntem hem gaz yakıt hem de çift yakıtlı durumlara uygulanabilir.



Şekil 2 3 : Çift döngülü yanma odasında iki aşamalı yanma mekanizması [8].

Bu bilgiler ışığında, hem LPG ve CNG gibi gaz yakıtlarla hem de dizel gibi sıvı yakıtlarla yüksek sıkıştırma oranları ve motorun bütün yük şartlarında fakir hava-yakıt karışımlarıyla çalışabilmesi için tasarlanmış yeni bir yanma odasının teorisiyle pratiğinin karşılaştırmasını yapmak bu çalışmanın konusu olmuştur.

2.4 Önerilen Yanma Odası

Günümüzdeki yüksek sıkıştırma oranına sahip olan ($\epsilon > 16:1$) dizel motorlarını, çevreci ve daha ucuz olan CNG ve LPG yakıtları ile çalışabilecek şekle dönüştürmek için bu yakıtların vuruntu olmadan yanmasını sağlamak amacıyla, yanma odası tasarımını, sıkıştırma oranını düşürecek şekilde değiştirerek, yeni pistonların kullanılması gerekir. Bu ise günümüz dizel motorlarının gaz yakıtları ile uyumlu hale dönüştürülme işlemlerini zorlaştırmakta ve maliyetlerini önemli ölçüde artırmaktadır. Diğer taraftan, sıkıştırma oranının düşürülmesi bu motorların orijinal haline göre daha düşük performans ve verimlilikle çalışmasına neden olmaktadır. Ayrıca, gaz yakıtları ile çalışabilecek hale dönüştürülmüş motorların, gerektiğinde yeniden dizel yakıtına uyumlu hale dönüştürülmesi, yapısal değişimler yapılmadan mümkün olamamaktadır.

Mevcut dizel motorlarının, yapısal değişimler yapmadan, gaz yakıtları ile de çalışabilmesi için çift yakıtlı sistem de kullanılmaktadır. Bu sistemde, gaz yakıtı hava

ile karıştırılarak silindire verilmekte dizel yakıtı ise motorun mevcut yakıt püskürtme sistemi ile sıkıştırma sürecinde yanma odasına püskürtülerek, gaz yakıtı–hava karışımının tutuşmasına neden olmaktadır. Ancak, çift yakıt besleme sisteminin kullanılması, motorun ilk yatırım ve işletme maliyetleriyle servis ihtiyacının büyük oranda artmasına neden olmaktadır. Ayrıca bu sistemde, motorun boşa ve kısmi yüklerde çalışması sırasında yanma odasına sadece dizel yakıtı püskürtülmektedir. Boşa ve kısmi yüklerdeki çalışma şartlarında püskürtme basınçları düşük olduğu için (mekanik pompalı püskürtme sistemlerinde), atomizasyon, buharlaşma ve karışım oluşumu nispeten kötü olmakta ve egzoz gazlarındaki is ve partikül madde (PM) miktarları artarak güncel standartları aşabilmektedir.

Bu çalışmada, sözü edilen dezavantajları ortadan kaldırmak için sıkıştırma oranında ve yanma odası tasarımında bir değişiklik yapmadan dizel, CNG ve LPG yakıtları ile verimli çalışabilecek çift döngülü yeni bir yanma odasının (Türkiye Patenti ile korunmaktadır: R. MEHDIYEV-TÜMOSAN adına Patent Başvuru No: TPE 2009-G-265649 - 09.12.2009, 2009/09240) gerekli teorik ve pratik altyapısının oluşturulmasına çalışılmıştır.

Şekil 2.4’da şematik olarak gösterilen yeni yanma odası (2), pistonun (1) X–X simetri ekseninde iki adet dönel simetrikli oyukları olan sekize benzer yapıdadır. Motorun sıkıştırma oranına uygun bu tek hacimli yanma odası, alev cephesinin dışarıya taşmasını engelleyecek bir derinliğe sahiptir. Eşit hacimli yanma odası oyuklarının çapı (d), piston çapı (D), oyukların derinliği (h), oyukların merkezleri arasındaki mesafe l olmak üzere $d \leq 0,5D$, $h \geq 0,25d$, $l \leq d$ bağıntıları geçerlidir. Pistonun sıkıştırma setinin (3) üzerinde birbirine simetrik orağa benzer kanallar (4, 5) ve diğer sıkıştırma seti (6) üzerinde ise balta başına benzer bir adet kanal (7) açılmıştır. Sekize benzer yanma odasının (2) merkezinde (M) duruma göre tek ya da iki delikli yakıt püskürtme enjektörü veya buji (8) yerleştirilmiştir.

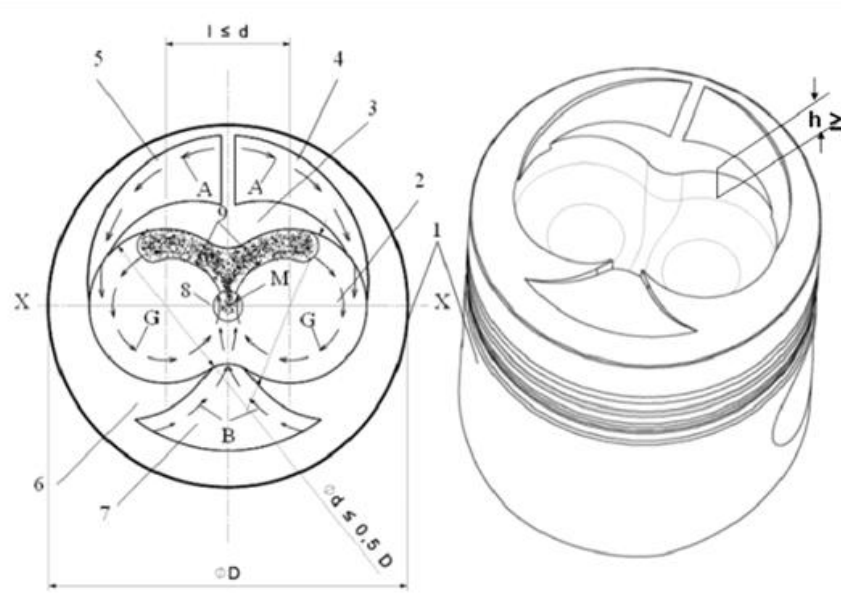
Sıkıştırma sürecinde piston yüzeyinde bulunan sıkıştırma setindeki iki adet orağa benzer kanal ve diğer setteki bir adet balta başına benzer kanal aracılığı ile yanma odasının sol ve sağ oyuklarına teğetsel olarak hava hareketleri yöneltilir. Böylece, bu oyuklarda birbirinin aksi yönünde, aynı hızla dönen iki türbülanslı hava hareketi (G) oluşturulur. Sıkıştırma sürecinin sonuna doğru (belirli bir püskürtme avansında), tek aşamalı optimum dizel yanması geçerliyse iki delikli enjektör yardımıyla, sekize baenzer yanma odasının sol ve sağ oyuklarına düşük basınçta (<500 bar) teğetsel

olarak (9); iki aşamalı optimum yanma söz konusuysa tek delikli enjektör yardımıyla, sekize benzer yanma odasının sol veya sağ oyuklarından birine yine düşük basınçta teğetsel olarak yakıt püskürtülür. Yanma odasına püskürtülen bu yakıt, yanma odası duvarlarına film şeklinde sıvanır ve pistonun sıcaklığıyla hızla buharlaşarak, dönmekte olan hava girdapları ile karışıp tutuşur.

Tek aşamalı yanma işlemi süresince, alev cephesinin önünde bulunan yanma ürünleri ve oluşmuş olan is ile buharlaşmakta olan bir kısım yakıt, hava girdapları aracılığıyla yanma odasının sağ ve sol bölgelerinden alınıp merkeze (en sıcak bölgeye) doğru sürüklenir. İki aşamalı yanmada ise alev cephesinin önünde bulunan yanma ürünleri ve oluşmuş olan is ile buharlaşmakta olan bir kısım yakıt, hava girdapları aracılığıyla yanma odasının sağ veya sol bölgelerinden alınıp merkeze doğru sürüklenir ve eksik yanma ürünleri diğer oyuktaki taze havayla yanarlar. Böylece yanma süreci pistonun X-X simetri eksenini boyunca çift döngü ortamında gerçekleşerek alev cephesinin yüksek duvarlı yanma odasından dışarıya taşması engellenir. Bununla, tam yanma oluşumu sağlanarak motor verimliliği artırılır ve eksik yanma ürünlerinin (CO ve HC) oluşumu engellenir.

Püskürtülen yakıtın buharlaşması klasik motorlarda olduğu gibi, yüksek sıcaklıktaki yanma odası hacminde değil de daha düşük sıcaklıktaki yanma odası duvarlarından gerçekleştiği için piroliz işlemi (C veya is oluşumu) engellenir.

Yanma sırasındaki basınç artış hızı da optimum değerlere kadar azaltılır ve böylece, "Mach Etkisi" ile yanmış ürünlerin sıcaklığının ilaveten artması önlenerek NO_x ve gürültü emisyonları belirgin oranda azaltılıp optimum hızla gerçekleşen yanma kanunu elde edilir. Bu koşullarda yakıt püskürme avansını optimum sınırında tutmak mümkün olduğu için motor gücünün artırılmasına da imkan sağlanır. Ayrıca, bu çift türbülanslı döngü ortamındaki yanmanın doğası gereği, vuruntu olmaz.



Şekil 2.4 : Çift döngülü yeni yanma odasının şeması.

Motorun CNG ve LPG yakıtlarına uyumlu hale dönüştürülmesi, yanma odasında hiçbir değişiklik yapmadan, yüksek dizel sıkıştırma oranını ($\epsilon > 16:1$) koruyup sadece enjektörün yerine buji monte edilerek gerçekleştirilir. Söz konusu şartlarda gaz yakıtları, buji ateşlemeli motorlarda olduğu gibi, iki aşamalı yanma için emme kanalında (emme portu) veya bir aşamalı yanma için emme manifoldunda yer alan gaz enjektörleri/gaz karıştırıcıları (karbüratör) ile emme sürecinde silindire doldurulur. Sıkıştırma sürecinin sonuna doğru buji ateşlemesi ile başlatılan yanma süreci, çift türbülanslı döngü ortamında gerçekleştiği için, vuruntu olayı önlenir ve motorun ekonomik ve çevreci gaz yakıtlarıyla da yüksek performanslı, verimli ve düşük emisyon değerleri ile çalışabilmesi mümkün olur.

3. TEORİK HESAPLAMALAR

3.1 Motor Parametreleri

Çizelge 3.1’de TŪMOSAN A.Ş.’nin 3 ya da 4 silindirli dizel motorlarının karma çevrime göre termodinamik hesabı yapılırken kullanılan genel teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.1 : TŪMOSAN A.Ş.’nin dizel motorlarının genel teknik özellikleri.

Parametreler	Sembol	Değer
Silindir Sayısı	i	4
Strok [mm]	S	115
Çap [mm]	D	104
Sıkıştırma Oranı	ϵ	17
Nominal Devir Sayısı [d/dak]	n	2500
Efektif Güç [BG]	Ne	75
Moment [Nm]	Me	264
Hava Fazlalık Katsayısı	λ	1.4
Volümetrik Verim	η_v	0.81
Sabit Hacimde Basınç Artış Oranı	α	2
Ortalama Piston Hızı [m/s]	w_p	9.58
Isıl Kullanım Katsayısı	ξ_z	0.86

3.2 Hesaplanan Parametreler

3.2.1 Yakıt

İçten yanmalı motorlarda karma çevrimin termodinamik hesabına, bir yanma tepkimesinde oluşan suyun buhar fazında olması durumunda açığa çıkan ısı enerjisini gösteren yakıtın alt ısıl değerinin bulunmasıyla başlanılır. Motorun termodinamik hesabını kolaylaştırmak için yakıt-hava karışımında sıvı yakıtlar için yakıt 1 kg, gaz yakıtlar için ise yakıt 1 m³ olarak kabul edilir [9]. Yakıtlar farklı hidrokarbon karışımlarından oluşmaktadır ve içerdikleri elementlerin bileşimleri ile gösterilirler. Sıvı yakıtlar için bu bileşim:

$$C + H + O = 1 \quad (3.1)$$

Gaz yakıtlar için ise:

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \quad (3.2)$$

şeklinde gösterilir. Burada C , H ve O – sırasıyla karbon, hidrojen ve oksijenin 1 kg sıvı yakıttaki kütleli kesirleri, C_n , H_m ve O_r ise 1 m³ gaz yakıt içindeki hacimsel kesirleridir. N_2 ise yine 1 m³ yakıt-hava karışımındaki azot gazının hacimsel kesridir. Element kütleli kesri belli olan yakıtın alt ısı değeri H_u , [kJ/kg] aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$H_u = \left[\begin{array}{l} 33.91 \times C + 125.6 \times H - 10.89 \times (O - S) \\ -2.51 \times (9 \times H + W) \end{array} \right] \times 10^3 \quad (3.3)$$

Burada 1 kg dizel yakıt içindeki elementlerin kütleli kesirleri aşağıdaki gibidir;

$$C=0.870 \quad H=0.126 \quad O=0.004 \quad S=0 \quad W=0$$

Bu değer dizel için;

$$H_{u_{dizel}} = \left[\begin{array}{l} 33.91 \times 0.87 + 125.6 \times 0.126 - 10.89 \times (0.004 - 0) \\ -2.51 \times (9 \times 0.126 + 0) \end{array} \right] \times 10^3 \quad (3.4)$$

$$H_{u_{dizel}} = 42.44 [Mj/kg]$$

olarak bulunurken LPG için bu değer;

$$H_{u_{LPG}} = 102.576 [Mj/m^3]$$

olarak kabul edilir. LPG'nin yoğunluğu $\rho_{LPG} = 2.15 [kg/m^3]$ olarak alınmıştır ve yakıtın alt ısı değeri birim olarak [Mj/kg]'a çevrilebilir. Buna göre;

$$H_{u_{LPG}} = \frac{102.576}{2.15} = 47.7 [Mj/kg]$$

olarak bulunur.

Hesapta kullanılan CNG'nin %100 metandan (CH₄) oluştuğu kabul edilmiştir ve yoğunluğu $\rho_{CNG} = 0.717 [kg/m^3]$ olarak alınmıştır. CNG'nin alt ısı değeri;

$$H_{u_{CNG}} = 35.00 [Mj/m^3] = \frac{35}{0.717} = 48.8 [Mj/kg]$$

şeklinde kabul edilir.

3.2.2 İş gazı

Silindir içerisinde emme ve sıkıştırma süreçlerinde iş gazları olarak benzin motorlarında yakıt-hava karışımı yer alırken dizel motorlarda sadece hava bulunur.

3.2.2.1 Yakıt-hava karışımı veya hava miktarı

1 kg sıvı yakıtın tam yanması için gerekli teorik hava miktarı kütleli ve hacimsel olarak sırasıyla aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanır;

$$l_0 = 4.31 \times \left(\frac{8}{3} \times C + 8 \times H - O \right) \quad \text{kg hava/kg yakıt} \quad (3.5)$$

$$L_0 = 4.808 \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad \text{kmol hava/kg yakıt} \quad (3.6)$$

Gaz yakıtlar için ise L_0 1 m³ gaz yakıtın teorik olarak tam yanması için gereken hava miktarının m³ cinsinden değeridir ve aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$L_0 = 4.808 \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r \quad \text{m}^3 \text{ hava/m}^3 \text{ yakıt} \quad (3.7)$$

Dizel yakıtı oluşturan elementlerin kütleli kesirleri yerine konulduğunda sırasıyla hacimsel ve kütleli hava miktarları;

$$L_{0_dizel} = 4.808 \times \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.4994 \quad \text{kmol hava/kg yakıt}$$

$$l_{0_dizel} = \frac{1}{0.232} \times \left(\frac{8}{3} \times 0.87 + 8 \times 0.126 - 0.004 \right) = 14.4522 \quad \text{kg} \frac{\text{hava}}{\text{kg}} \text{ yakıt}$$

olarak bulunur.

LPG için deneysel verilerin sonucunda teorik hava miktarının hacimsel değeri;

$$L_{0_LPG} = 29.79 \quad [\text{m}^3 \text{ hava/m}^3 \text{ yakıt}]$$

olarak bulunmuştur. LPG yakıtının tamamen bütan (C₄H₁₀) ve propan (C₃H₈) gazlarından oluştuğu kabul edilirse, yakıt içerisindeki propan (a) ve bütan (b) oranları yanma denklemi ve gaz yakıtlar için verilen teorik hava miktarı formülü kullanılarak bulunabilir. Buna göre;

$$L_{0_LPG} = 4.808 \times \left[a \times \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) (C_3H_8) + b \times \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) (C_4H_{10}) \right]$$

$$L_{0_LPG} = 4.808 \times \left[a \times \left(3 + \frac{8}{4} \right) + b \times \left(4 + \frac{10}{4} \right) \right] = 29.79 \text{ [m}^3 \text{ hava/m}^3 \text{ yakıt]}$$

$$(a \times C_3H_8 + b \times C_4H_{10}) + \lambda \times \left[\left(\begin{array}{c} 5a \\ + \\ 6.5b \end{array} \right) \times (O_2 + 3.76 \times N_2) \right]$$

$$\rightarrow \left(\begin{array}{c} 3a \\ + \\ 4b \end{array} \right) CO_2 + \left(\begin{array}{c} 4a \\ + \\ 5b \end{array} \right) H_2O + (\lambda - 1) \left(\begin{array}{c} 5a \\ + \\ 6.5b \end{array} \right) O + \lambda \times 3.76 \times N_2$$

a=0.16 ve b=0.84 olarak bulunmuştur.

Hesapta kullanılan CNG yakıtının içeriği %100 CH₄ alındığına göre;

$$L_{0_CNG} = 4.808 \times \left(1 + \frac{4}{4} \right) = 9.616 \text{ m}^3 \text{ hava/m}^3 \text{ yakıt}$$

olarak bulunmuştur.

Hava fazlalık katsayısı ($\lambda = l/l_0$) belli ise yakıt-hava karışımındaki gerçek hava miktarı;

$$\lambda = \frac{l}{l_0} \Rightarrow l = \lambda \times l_0 \quad (3.8)$$

Dizel için;

$$\lambda = \frac{l}{l_{0_dizel}} \Rightarrow l_{dizel} = \lambda \times l_{0_dizel} = 20.2328 \text{ [kg hava/kg yakıt]}$$

veya

$$L_{dizel} = L_{0_dizel} \times \lambda = 0.6992 \text{ [kmol hava/kg yakıt]}$$

LPG için;

$$L_{LPG} = L_{0_LPG} \times \lambda = 41.706 \text{ [m}^3 \text{ hava/m}^3 \text{ yakıt]}$$

CNG için ise;

$$L_{CNG} = L_{0_CNG} \times \lambda = 13.46 \text{ [m}^3 \text{ hava/m}^3 \text{ yakıt]}$$

olarak hesaplanır.

1 kmol havanın kütlesi, μ_h , kütleli teorik hava miktarının hacimsel teorik hava miktarına oranıdır ve bütün hesaplamalar için aynıdır;

$$\mu_h = \frac{l_0}{L_0} = \frac{14.452}{0.4994} = 28.94 \text{ [kg/kmol]} \quad (3.9)$$

3.2.2.2 Taze dolgu yakıt-hava karışımı miktarı

Taze dolgu yakıt-hava karışımı 1 kg yakıt ve bu yakıtı yakacak olan havadan oluştuğu için taze dolgu yakıt hava karışımının kütleli (m_1) ve mol (M_1) miktarı;

$$m_1 = 1 + l = 1 + \lambda \times l_0 \text{ [kg taze dolgu/kg yakıt]} \quad (3.10)$$

veya

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + L = \frac{1}{m_y} + (L_0 \times \lambda) \text{ [kmol taze dolgu/kg yakıt]} \quad (3.11)$$

formülleriyle hesaplanır. Burada m_y yakıtın moleküler ağırlığıdır ve dizel yakıtı için bu değer 190 kg/kmole olarak alınmıştır. Formüldeki değerler yerine konulduğunda dizel için;

$$m_{1_dizel} = 1 + 1.4 \times 14.4522 = 21.233 \text{ [kg taze dolgu/kg yakıt]}$$

$$M_{1_dizel} = \frac{1}{190} + 0.6992 = 0.7044 \text{ [kmol taze dolgu/kg yakıt]}$$

LPG için;

$$M_{1_LPG} = 29.79 \times 1.4 = 41.706 \text{ [m}^3 \text{ taze dolgu/m}^3 \text{ yakıt]}$$

CNG için;

$$M_{1_CNG} = 9.616 \times 1.4 = 13.46 \text{ [m}^3 \text{ taze dolgu/m}^3 \text{ yakıt]}$$

olarak hesaplanmıştır.

3.2.2.3 Yanma ürünlerinin bileşim miktarı

Stokiyometrik yakıt-hava karışımının ($\lambda = 1$) *tam yanma ürünleri*: karbon dioksit CO_2 , su buharı H_2O ve azot N_2 bileşimleridir. Fakir yakıt-hava karışımı ($\lambda > 1$) kullanıldığında yukarıda sıralananların yanı sıra artık oksijen O_2 de vardır. Kullanılan motorda yakıt hava karışımı $\lambda = 1.4$ olduğuna göre dizel için yanma ürünleri miktarı;

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad (3.12)$$

$$M_{CO_2_{dizel}} = \frac{C}{12} = 0.0725 \text{ kmole ürün/kg yakıt}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}$$

$$M_{H_2O_{dizel}} = \frac{H}{2} = 0.063 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.13)$$

$$M_{O_2} = 0.208 \times (\lambda - 1) \times L_0$$

$$M_{O_2_{dizel}} = 0.208 \times (\lambda - 1) \times L_0 = 0.042 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.14)$$

$$M_{N_2} = 0.792 \times \lambda \times L_0$$

$$M_{N_2_{dizel}} = 0.792 \times \lambda \times L_0 = 0.5523 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} M_{2_{dizel}} &= M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\lambda - 0.208) \times L_0 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} M_{2_{dizel}} &= \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{2} + (1.4 - 0.208) \times 0.4994 \\ &= 0.7308 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

LPG ve CNG yakıtlarının homojen yanması durumunda oluşacak yanma ürünlerinin bileşim miktarı karışım fakir olduğuna göre ($\lambda = 1.4$) aşağıdaki formüller ile bulunabilir. Buna göre LPG için;

$$M_{CO_2} = \sum n (C_n H_m O_r) = (3 \times a) + (4 \times b) \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} M_{CO_2_{LPG_HOMOJEN}} &= \sum n (C_n H_m O_r) = (3 \times a) + (4 \times b) \\ &= 3.84 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \end{aligned}$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} (C_n H_m O_r) = \frac{(8 \times a) + (10 \times b)}{2} \quad (3.18)$$

$$M_{H_2O_{LPG_HOMOJEN}} = \sum \frac{m}{2} (C_n H_m O_r) = \frac{(8 \times a) + (10 \times b)}{2} \\ = 4.84 \text{ kmole ürün/kg yakıt}$$

$$M_{O_{2LPG_HOMOJEN}} = 0.208 \times (\lambda - 1) \times L_{0_LPG} = 2.5 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.20)$$

$$M_{N_{2LPG_HOMOJEN}} = 0.792 \times \lambda \times L_{0_LPG} = 32.94 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.21)$$

$$M_{2LPG_HOMOJEN} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 44.12 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.22)$$

CNG'nin tamamının metandan (CH₄) oluştuğu kabul edildiğine göre n=1, m=4'tür ve bu değerler yerine konulduğunda;

$$M_{CO_{2CNG_HOMOJEN}} = \sum n (C_n H_m O_r) = 1 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.23)$$

$$M_{H_2O_{CNG_HOMOJEN}} = \sum \frac{m}{2} (C_n H_m O_r) = \frac{4}{2} = 2 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.24)$$

$$M_{O_{2CNG_HOMOJEN}} = 0.208 \times (\lambda - 1) \times L_{0_CNG} = 0.808 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.25)$$

$$M_{N_{2CNG_HOMOJEN}} = 0.792 \times \lambda \times L_{0_CNG} = 10.634 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.26)$$

$$M_{2CNG_HOMOJEN} = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \\ = 14.44 \text{ kmole ürün/kg yakıt} \quad (3.27)$$

olarak hesaplanır.

LPG ve CNG'nin iki aşamalı yanmasında ilk aşamada zengin karışım, ikinci aşamada ise eksik yanma ürünleri olan CO ve H₂ fakir ortamda yanar. Bunun için kademeli yanmanın yanma ürünleri hesabı daha sonra yapılacaktır.

Yanma sırasında bağıl hacim değişimi, yanma ürünleri mol miktarının yakıt-hava karışımı mol miktarı oranına eşit olan, yakıt-hava karışımının **kimyasal moleküler değişim katsayısı**, μ_o , büyüklüğü ile tanımlanır;

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (3.28)$$

$$\mu_{0_dizel} = \frac{M_{2_dizel}}{M_{1_dizel}} = \frac{0.7308}{0.7045} = 1.0374$$

$$\mu_{0_LPG} = \frac{M_{2_LPG}}{M_{1_LPG}} = \frac{44.12}{41.706} = 1.058$$

$$\mu_{0_CNG} = \frac{M_{2_CNG}}{M_{1_CNG}} = \frac{14.44}{13.46} = 1.073$$

3.2.3 Çevre ve artık gaz parametreleri

Hesabı yapılan motorda aşırı doldurma olmadığına göre silindire giren yakıt hava karışımının veya havanın çevre parametrelerinin, normal atmosfer basıncında ve sıcaklığında olduğu kabul edilebilir;

$$P_0 = 0.1 \text{ MPa}$$

$$T_0 = 293 \text{ K}$$

Taze dolgu yoğunluğu ise çevre parametreleri kullanılarak;

$$\rho_0 = \frac{P_0 \times 10^6}{T_0 \times 287} = \frac{0.1 \times 10^6}{293 \times 287} = 1.187 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (3.29)$$

olarak hesaplanabilir.

Silindir içerisinde egzoz strokundan sonra kalan ve yanma ürünleri ve nitrojen içeren gazlara **artık gazlar** denir. Silindir içindeki taze dolgunun ağırlıksal olarak yaklaşık %8-15'ini oluşturur. Artık gaz parametreleri (p_r , T_r) yapılan bütün hesaplar için ortaktır ve aşağıdaki ampirik formüller kullanılarak hesaplanır;

$$P_r = P_0 \times [1 + (0.55 \times 10^{-4} \times n)] \quad (3.30)$$

$$P_r = 0.1 \times [1 + (0.55 \times 10^{-4} \times 2500)] = 0.1125 \text{ [MPa]}$$

$$T_r = 1302 - (403.5 \times \lambda) + (0.037 \times n) - (7.38 \times \varepsilon)$$

$$T_r = 1302 - (403.5 \times 1.4) + (0.037 \times 2500) - (7.38 \times 17) = 704.14 \text{ K}$$

Artık gazlar katsayısı artık gazlar miktarının yani egzoz sürecinde atılmayan yanma ürünlerinin taze dolgu miktarına oranıdır ve aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$\gamma_r = \frac{P_r \times (T_0 + \Delta T)}{T_r \times [(\varepsilon \times P_a) - P_r]} \quad (3.31)$$

Burada P_a emme sonu basıncı, ΔT ise taze dolgunun emme kanalından geçerken sıcak çeperlerden aldığı ısıdan kaynaklanan sıcaklık artışıdır ve dizel motorlarda aşırı doldurma olmadığı zaman $\Delta T = 10-40$ K arasındadır. Ayrıca ΔT değeri aşağıdaki ampirik formül ile de hesaplanabilir;

$$\Delta T = 30 - 0.006 \times n = 30 - 0.006 \times 2500 = 15 \text{ K} \quad (3.32)$$

Bütün hesaplar için emme sonu basıncı aynı olduğuna göre artık gazlar katsayısı da aynı olacaktır. Buna göre;

$$\gamma_r = \frac{0.1125 \times (293 + 15)}{704.14 \times [(17 \times 0.0868) - 0.1125]} = 0.0361$$

Artık gazların da hesaba katıldığı iş gazının **gerçek moleküler değişim katsayısı**, μ ;

$$\mu_{dizel} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.0373 + 0.0361}{1 + 0.0361} = 1.036 \quad (3.33)$$

$$\mu_{LPG} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.058 + 0.0361}{1 + 0.0361} = 1.056$$

$$\mu_{CNG} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.073 + 0.0361}{1 + 0.0361} = 1.070$$

olarak hesaplanabilir.

3.3 Gerçek Çevrimin Termodinamiği

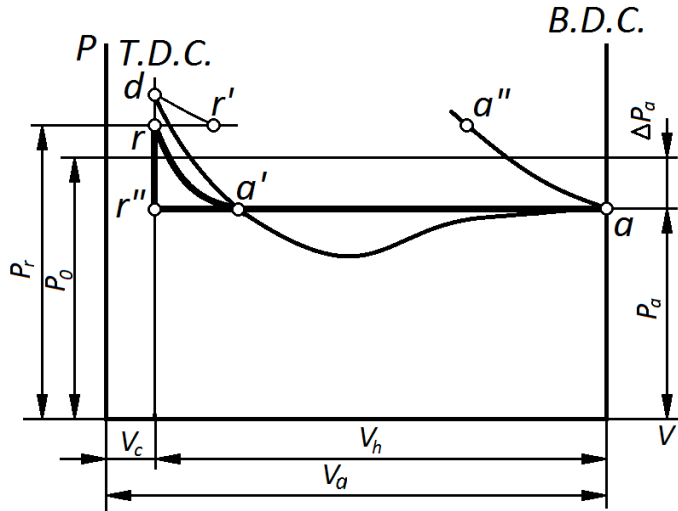
İçten yanmalı motorların gerçek çevrimleri birbirini takip eden emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinden meydana gelmektedir. Termodinamik hesaba başlanmadan önce bazı kabuller yapılmaktadır. Bunlar; Silindir içerisinde bulunan yakıt-hava karışımı ve yanma ürünleri ideal gaz karışımıdır ve bu gazların özgül ısıları sıcaklığa bağlı olarak değişir.

Yanmanın benzin motorlarında sabit hacimde ($V=\text{sabit}$) ısı girişi olarak, dizel motorlarında ise kısmen sabit basınçta ($p=\text{sabit}$), kısmen de sabit hacimde ($V=\text{sabit}$) ısı girişi olarak, zaman faktörü göz önüne alınmadan gerçekleştiği kabul edilir.

Yanma sürecinde ısı iletimi ve yanma ürünleri disosiyasyondan (gerçek kimyasal reaksiyonların sonlu hızda gerçekleşmesinden dolayı ürünlerin bir kısmının parçalanarak reaktantlara dönüşmesi) kaynaklanan ısı kayıplarını simgeleyen ısı kullanım katsayısı ξ_z , ve sıkıştırma ve genişleme zamanlarında politropik üs değerleri, n_1 ve n_2 , tecrübi olarak hesaplamalara katılmıştır.

3.3.1 Emme süreci

Emme zamanı pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya hareketi sırasında silindir içi basıncın atmosfer basıncının altına düşmesiyle açılan emme süpaplardan içeri yakıt-hava karışımının veya sadece havanın alındığı ve emme süpaplارının kapanmasına kadar devam eden bir süreçtir. Aşağıdaki şekilde emme süreci $r'-d-a'-a''$ eğrisi boyunca devam eder. Burada emme süpaplalarının açıldığı ve kapandığı noktalar r' ve a'' noktalarıdır fakat hesap kolaylığı açısından emme süreci $r-r''-a$ eğrisinin takip edecek şekilde alınmıştır.



Şekil 3.1 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorun emme sürecinin P-V diyagramı üzerinde gösterimi [10].

Emme süreci sonu silindire giren taze dolgu ve silindirde bulunana artık gazların basıncı, p_a , aşırı doldurma olmadığı zaman aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$P_a = \frac{[(T_0 + \Delta T) \times (\varepsilon - 1) \times \eta_v \times P_0 + T_0 \times P_r]}{T_0 \times \varepsilon} \quad [MPa] \quad (3.34)$$

Burada η_v volümetrik verim yani silindir içine alınan hava miktarının, aynı atmosfer şartlarında silindir içine alınabilecek maksimum teorik hava miktarına oranıdır ve değeri tecrübî olarak 0.81 alınmıştır.

Emme sonu basıncı formülündeki bütün parametreler yapılan hesapların hepsinde aynı olduğundan emme sonu basıncı da aynı olacaktır. Daha önce bulunan değerler yerine konulduğunda emme sonu basıncı;

$$P_a = \frac{[(293 + 15) \times (17 - 1) \times 0.81 \times 0.1 + 293 \times 0.1125]}{293 \times 17} = 0.0868 [MPa]$$

olarak hesaplanır.

Emme sonu sıcaklığı da bütün hesaplar için aynıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır;

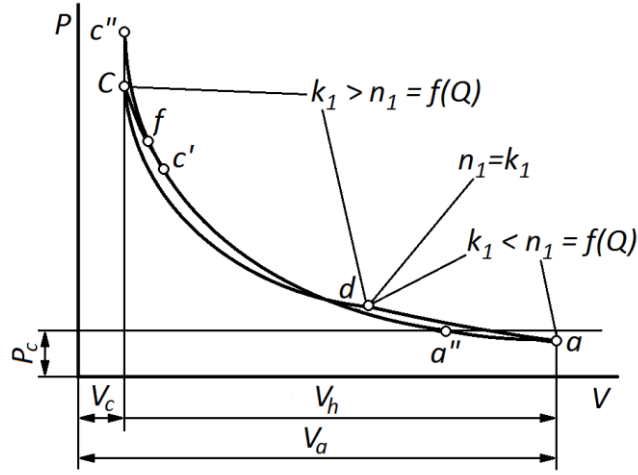
$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + T_r \times \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.35)$$

$$T_a = \frac{293 + 15 + 704.14 \times 0.0361}{1 + 0.0361} = 321.8 K$$

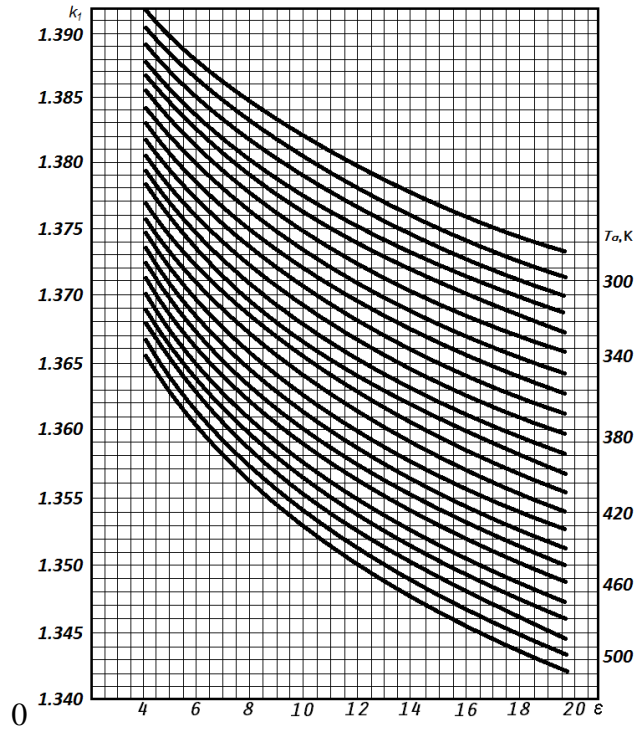
3.3.2 Sıkıştırma süreci

Emme ve egzoz süaplarının kapalı olduğu zaman diliminde silindir içindeki hava veya hava yakıt karışımının pistonun üst ölü noktaya doğru hareketi ile sıkıştırıldığı süreçtir. Sıkıştırma sürecinde iş gazının sıcaklık ve basıncının değişimi, çeperler ile iş gazı arasındaki ısı alış-verişi nedeni ile sıkıştırma politropik üssüne (n_1) göre hesaplanır.

Yapılan hesapları kolaylaştırma için politrop üssü sabit kabul edilmiştir ve dolayısıyla sıkıştırma aşağıda P-V diyagramında $aa''c'$ eğrisini takip eder. Dizel motorlar için sıkıştırma adyabatik üssü (k_1) politropik üsse eşit alınır ve şekil 3.3'te verilen nomograf ile belirlenir.



Şekil 3.2 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorun sıkıştırma sürecinin P-V diyagramı üzerinde gösterimi [10].



Şekil 3.3 : Sıkıştırma adyabatik üssünün (k_1) bulunması için kullanılan nomograf [10].

$$P_a \times V_a^{n_1} = P_x \times V_x^{n_1} = P_c \times V_c^{n_1} \Leftrightarrow P_c = P_a \times \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} = P_a \times \epsilon^{n_1}$$

$$P_c = P_a \times \epsilon^{n_1} \quad (3.36)$$

$$T_a \times V_a^{n_1-1} = T_x \times V_x^{n_1-1} = T_c \times V_c^{n_1-1} \Rightarrow T_c = T_a \times \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1-1}$$

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} \quad (3.37)$$

Bu denklemlerden yararlanarak sıkıştırma sonu basıncı (P_c) ve sıcaklığı (T_c) hesaplanır. Bütün parametreler ortak olduğundan dizel, LPG ve CNG hesapları için sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığı aynıdır. Buna göre;

$$P_c = 0.0868 \times 17^{1.371} = 4.22 \text{ [MPa]}$$

$$T_c = 32184 \times 17^{1.371-1} = 920.7 \text{ K}$$

olarak blunur.

3.3.2.1 Sıkıştırma sonu gazın ortalama molar özgül ısısı

Özgül ısı bir maddenin birim kütlesinin sıcaklığını 1 derece arttırmak için gerekli olan enerjidir ve ortamın sıcaklık, basınç ve fiziksel özelliklerine bağlıdır. Motorun termodinamik hesabı yapılırken genellikle sabit hacimde ve sabit basınçta ortalama molar özgül ısı kullanılır. Sabit hacimdeki özgül ısı, mc_v , maddenin birim kütlesinin sıcaklığını sabit hacimde bir miktar yükseltmek için; sabit basınçtaki özgül ısı, mc_p , maddenin birim kütlesinin sıcaklığını sabit basınçta 1 derece yükseltmek için gerekli olan enerjidir.

Sıkıştırma süreci boyunca basıncı ve sıcaklığı artan silindir içerisindeki gazın ortalama özgül ısısı da artar. Hesaplamalar yapılırken taze dolgunun ortalama molar özgül ısısı, yakıt buharının etkisi ihmal edilerek havanın ortalama molar özgül ısısına eşit alınabilir. Havanın 0 - 1500 °C arasındaki herhangi bir sıcaklıktaki ortalama molar özgül ısısı aşağıdaki ampirik formül ile hesaplanır;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 0.002638 \times t_c \quad [kJ/kmol \text{ } ^\circ\text{C}] \quad (3.38)$$

$$t_c = 920.7 - 273 = 647.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 0.002638 \times 647.3 = 22.31 \quad [kJ/kmol \text{ } ^\circ\text{C}]$$

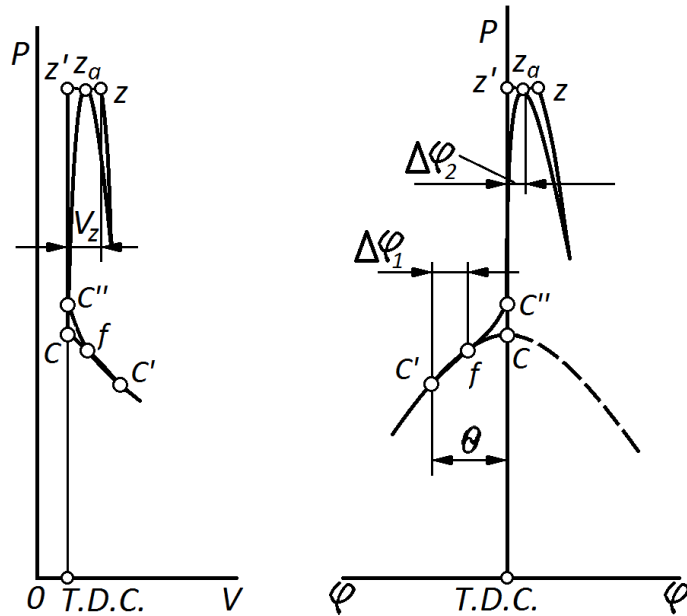
3.3.3 Yanma süreci

İçten yanmalı motorlarda yanma sürecinin termodinamik hesabı, motor tipine ve yakıt-hava karışım oluşturma şekillerine göre farklı olarak yapılır. Fakat

bütün hesaplamaların temelinde termodinamiğin 1. kanunu ($dq = du + p \times dv$) ve ideal gaz denklemi ($p \times dv = R \times dT$) vardır.

3.3.3.1 Dizel yanması

Dizel motorlarda yanma, yakıtın yanma odası içerisine püskürtüldüğü anda başlar ve egzoz supabının açılmasıyla yanma ürünlerinin atılmaya başlandığı süre içerisinde devam eden fiziksel ve kimyasal olaylar bütünüdür. Dizel motorlarda karışım oluşumu klasik benzin motorlarındaki gibi silindire girmeden önce yapılmaz. Dizel yakıtı sıkıştırma süreci boyunca sıkıştırılan havanın üzerine püskürtülür ve dolayısıyla karışım homojen değildir. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki havanın üzerine püskürtülen yakıt buharlaşarak kimyasal reaksiyonlar başlar fakat bu reaksiyonların hızları düşük olduğundan basınç artışı belirgin değildir [11]. Aşağıdaki diyagramda gösterilen dizel motorlarda yanma gerçekte $c'fc''z_a$ eğrisini takip ederken görülebilir yanma $c''z$ eğrisini takip eder. Diyagramın sağ tarafta gösterilen bölümündeki dizel motorlarda yanma önce sabit hacimde ($cc''z'$) daha sonra ise sabit basınçta ($z'z$) gerçekleştiği kabulü yapılarak termodinamik hesap yapılmıştır.



Şekil 3.4 : Dizel motorun yanma eğrisi [10].

Yanma sonu basınç ve sıcaklığının hesabı için aşağıda verilen ve termodinamiğin 1. yasasına dayanan formül ile hesaplanabilir.

$$dq = du + p \times dv \quad (3.39)$$

Buna göre yanma sonu açığa çıkan ısı (dq), iş gazının iç enerjisindeki artışa miktarının (du) ve hacim değişimi ile yapılan işin ($p \times dv$) toplamına eşittir. Dizel motorlar için yakıtın alt ısı değerinin H_u (kJ), ısı transferi sonucu kayıpların $Q_{kayıp}$ (kJ), görünür yanma sonu gazların iç enerjisinin U_z (kJ), sıkıştırma sonu iş gazının iç enerjisinin U_m (kJ), c ve z noktaları arasında gazların genişlemesinden dolayı yapılan işin L_{cz} (kJ) ve disosyasyon ve soğuk cidarlarda sönmenin hesaba katıldığı ısı kullanım katsayısının ξ_z eklendiği termodinamiğin birinci kanunu aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$H_u - Q_{kayıp} = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (3.40)$$

Isı kullanım katsayısı ($\xi_z = (H_u - Q_{kayıp}) / H_u$) formüle eklenerek yukarıda verilen ifade basitleştirilir ve buna gazların molar ortalama ısıları eklenerek genel yanma denklemi elde edilir. Yanma denkleminde α , yanma sonu basıncın sıkıştırma sonu basıncına oranını ifade eden sabit hacimdeki basınç artış oranıdır ve dizel motorlar için uygun görülen 2 değeri alınmıştır. $(mc_p)_{t_0}^{t_z}$ ise yanma gazların sabit basınçtaki ortalama molar özgül ısılarıdır.

$$\xi_z \times H_u = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (3.41)$$

$$\frac{\xi_z \times H_u}{\left(\frac{1}{m_y} + \lambda \times L_0\right) \times (1 + \gamma_r)} + [(mc_v)_{t_0}^{t_c} + 8.315 \times \alpha] \times t_c = \mu \times (mc_p)_{t_0}^{t_z} \times t_z \quad (3.42)$$

Yukarıdaki denklemde sıkıştırma ve yanma sonu gazların ortalama molar özgül ısıları ve diğer değerler yerine konulduğunda ikinci dereceden tek bilinmeyenli bir denklem elde edilir. Bu denklemin çözümü ile yanma sonu sıcaklığı yani t_z bulunur.

$$(mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} = 39.123 + 0.003349 \times t_z \quad (3.43)$$

$$(mc_{vO_2})_{t_0}^{t_z} = 23.723 + 0.001550 \times t_z \quad (3.44)$$

$$\left(\text{mc}_{v_{N_2}}\right)_{t_0}^{t_z} = 21.951 + 0.001457 \times t_z \quad (3.45)$$

$$\left(\text{mc}_{v_{H_2O}}\right)_{t_0}^{t_z} = 26.670 + 0.004438 \times t_z \quad (3.46)$$

$$\begin{aligned} \left(\text{mc}_v\right)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \times \left[M_{CO_2} \times \left(\text{mc}_{v_{CO_2}}\right)_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} \times \left(\text{mc}_{v_{H_2O}}\right)_{t_0}^{t_z} + M_{O_2} \right. \\ \left. \times \left(\text{mc}_{v_{O_2}}\right)_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} \times \left(\text{mc}_{v_{N_2}}\right)_{t_0}^{t_z} \right] \end{aligned} \quad (3.47)$$

Gazların sabit hacimdeki özgül ısıları;

$$\left(\text{mc}_v\right)_{t_0}^{t_z} = 24.14 + 0.0019 \times t_z \quad (3.48)$$

olarak bulunurken sabit basınçtaki ortalama molar özgül ısıları yanma sonu sıcaklığına bağlı olarak;

$$\left(\text{mc}_p\right)_{t_0}^{t_z} = \left(\text{mc}_v\right)_{t_0}^{t_z} + 8.315 = 32.455 + 0.0019 \times t_z \quad (3.49)$$

olarak hesaplanmıştır. Bulunan bu denklem yanma denklemine yerleştirildiğinde iki bilinmeyenli bir denklem elde edilmiştir.

$$-75714 + 33.62 \times t_z + 0.0020 \times t_z^2 = 0$$

Bu denklemin çözümünden de $t_z = 2014 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_z = 2287 \text{ K}$ çıkar. Yanma sonu silindir içi basıncı;

$$P_z = \alpha \times P_c = 2 \times 4.22 = 8.83 \text{ [MPa]} \quad (3.50)$$

olarak hesaplanırken sabit basınçta hacim artış oranı;

$$\rho = \frac{\mu \times T_z}{\alpha \times T_c} = \frac{1.036 \times 2285}{2 \times 925.2} = 1.23 \quad (3.51)$$

olarak bulunur.

3.3.3.2 LPG ve CNG'nin kademeli yanma hesabı

Dizel motorunun LPG ve CNG yakıtlarına dönüştürüldüğünde kademeleştirilmiş karışımın iki aşamalı yanma mekanizması için dizel motorların termodinamik modelinden farklı olarak bir termodinamik model kullanılmıştır ve modelde yapılan kabuller aşağıdaki gibidir:

- Karışımın kademeleşme derecesi a katsayısı ile ifade edilmektedir. Buna göre $a = V_{zk}/V_c \approx \lambda_1/\lambda$ ve yanma odasının bir bölümünde sadece hava bulunurken $((1 - a) \times V_c)$ yakıtın tamamının bulunduğu diğer bölümde zengin karışım vardır $(a \times V_c)$.
- Yanma odasının birinci bölgesinde zengin karışımın yanması ile artan sıcaklık ve basınç nedeniyle adyabatik genişleme meydana gelir ve birinci bölgedeki gazlar sabit hacimde basınçlar eşitlene kadar ikinci bölgedeki gazları sıkıştırır.
- Isı geçişleri ihmal edilmiştir.
- Yetersiz oksijen nedeniyle zengin karışımın yanması sonucunda oluşan CO ve H_2 ikinci bölgeye iletilerek fakir koşullarda yakılmaktadır.

Dizel yanma denkleminde farklı olarak birinci bölgede zengin karışımın yanması nedeniyle kullanılmayan ısı değeri (ΔH_u) hesaba katılarak, birinci yanma sonucu ortalama gaz sıcaklığı, T_{z_1} , yanmanın sabit hacimde gerçekleştiği kabulü ve aşağıda verilen termodinamiğin 1. yasasına dayanan denklem ile bulunur;

$$(H_u - \Delta H_u) - Q_{kayıp} = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (3.52)$$

Genişleme nedeni ile yapılan iş dizel yanmasından farklı olarak burada sıfırdır. Çünkü yanmanın sabit hacimde gerçekleştiği kabul edilmiştir. Ayrıca ΔH_u 'nun hesaba katılması ile ısı kullanım katsayısı $\xi_z = [(H_u - \Delta H_u) - Q_{kayıp}]/(H_u - \Delta H_u)$ halini alır. Bunun denkleme eklenmesi ile;

$$\xi_z \times (H_u - \Delta H_u) = (U_z - U_m) \quad (3.53)$$

ifadesi bulunur[9].

1. aşama yanma

Zengin karışımın ($\lambda_1 < 1$) yanmasını simgeleyen 1. aşamada yanma, yanma odasının yarısında yer aldığı için;

$$a = \frac{V_{zk}}{V_c} = 0.5 \quad (3.54)$$

olarak bulunabilir. Ayrıca bu katsayı hava fazlalık katsayısı olarak da ifade edilebilir ve böylece 1. aşama için zengin karışımın hava fazlalık katsayısı bulunabilir;

$$a = \frac{V_{zk}}{V_c} = \frac{\lambda_1}{\lambda} = 0.5 \Rightarrow \lambda_1 = 0.5 \times 1.4 = 0.7 \quad (3.55)$$

Birinci aşama yanma denklemi homojen yanma denklemine benzemektedir. Bu denklemde;

$$\frac{\xi_z \times (H_u - \Delta H_u)}{\left(\frac{\lambda_1 \times L_0}{\mu_h / \rho_0}\right) \times (1 + \gamma_r)} + (mc_{v,1})_{t_0}^{t_c} \times t_c = \mu_1 \times (mc_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}} \times t_{z_1} \quad (3.56)$$

$(mc_{v,1})_{t_0}^{t_c}$, birinci aşama başındaki taze dolgunun ortalama molar özgül ısıları; $(mc_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}}$, birinci aşama sonunda oluşan yanma ürünlerinin ortalama molar özgül ısıları μ'_1 , birinci yanma sonundaki gerçek moleküler değişim katsayısını ve μ_h , havanın mol kütesidir ve 28.96 kg/kmol'dür. ΔH_u zengin ($\lambda_1=0.7$) karışımın kullanılmayan ısıl değeridir ve aşağıdaki ampirik formül ile hesaplanabilir;

$$\Delta H_u = 119950 \times (1 - \lambda_1) \times L_0 \times \frac{\rho_0}{\mu_h} \quad (3.57)$$

$$\Delta H_{u_LPG} = 119950 \times (1 - 0.7) \times 29.79 \times \frac{1.1892}{28.96} = 44019.83 \text{ kJ/m}^3$$

$$\Delta H_{u_CNG} = 119950 \times (1 - 0.7) \times 9.616 \times \frac{1.1892}{28.96} = 14209.3 \text{ kJ/m}^3$$

1. aşamada zengin karışımın yanması sonucunda oluşan eksik yanma ürünlerinin özgül ısıları ve moleküler değişim katsayılar hesabın başında bulunan değerlerden farklıdır. Dolayısıyla bu değerlerin tekrar hesaplanması gerekir. İlk aşamada oluşturulan yanma ürünleri CO_2 , CO , H_2O , N_2 ve H_2 'dir. Aşağıdaki formüllerde $K=0.5$ alınmıştır.

$$M_{CO_2,1} = \sum n - 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_0 \quad (3.58)$$

$$\begin{aligned} (M_{CO_2,1})_{LPG} &= \sum n - 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_LPG} \\ &= 1.36 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (M_{CO_2,1})_{CNG} &= \sum n - 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_CNG} \\ &= 0.192 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]} \end{aligned}$$

$$M_{CO,1} = 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_0 \quad (3.59)$$

$$(M_{CO,1})_{LPG} = 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_LPG} = 2.48 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$(M_{CO,1})_{CNG} = 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_CNG} = 0.8 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$M_{H_2O,1} = \sum \frac{m}{2} - 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_0 \quad (3.60)$$

$$\begin{aligned} (M_{H_2O,1})_{LPG} &= \sum \frac{m}{2} - 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_LPG} \\ &= 3.5 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (M_{H_2O,1})_{CNG} &= \sum \frac{m}{2} - 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_CNG} \\ &= 1.6 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]} \end{aligned}$$

$$M_{N_2,1} = (1 - 0.208) \times \lambda_1 \times L_0 \quad (3.61)$$

$$(M_{N_2,1})_{LPG} = (1 - 0.208) \times \lambda_1 \times L_{0_LPG} = 16.5 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$(M_{N_2,1})_{CNG} = (1 - 0.208) \times \lambda_1 \times L_{0,CNG} = 5.3308 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$M_{H_2,1} = 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_0 \quad (3.62)$$

$$(M_{H_2,1})_{LPG} = 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0,LPG} = 1.24 \text{ [kmol ürün/kmolyakıt]}$$

$$(M_{H_2,1})_{CNG} = 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0,CNG} = 0.4 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$(M_{2,1})_{LPG} = (M_{CO_2,1})_{LPG} + (M_{CO,1})_{LPG} + (M_{H_2O,1})_{LPG} + (M_{N_2,1})_{LPG} + (M_{H_2,1})_{LPG} \quad (3.63)$$

$$(M_{2,1})_{LPG} = 25 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$(M_{2,1})_{CNG} = (M_{CO_2,1})_{CNG} + (M_{CO,1})_{CNG} + (M_{H_2O,1})_{CNG} + (M_{N_2,1})_{CNG} + (M_{H_2,1})_{CNG} \quad (3.64)$$

$$(M_{2,1})_{CNG} = 8.32 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

olarak bulunurken $\lambda_1 = 0.7$ için gerekli olan hava miktarı bulunarak daha sonra moleküler değişim katsayısı ve gerçek moleküler değişim katsayısı yeniden hesaplanabilir;

$$M_{1,1} = \lambda_1 \times L_0 \quad (3.65)$$

$$(M_{1,1})_{LPG} = \lambda_1 \times L_{0,LPG} = 20.85 \text{ [kmol taze dolgu/kmol yakıt]}$$

$$(M_{1,1})_{CNG} = \lambda_1 \times L_{0,CNG} = 6.73 \text{ [kmol taze dolgu/kmol yakıt]}$$

$$\mu_{0,1} = \frac{M_{2,1}}{M_{1,1}} \quad (3.66)$$

$$(\mu_{0,1})_{LPG} = \frac{(M_{2,1})_{LPG}}{(M_{1,1})_{LPG}} = 1.2$$

$$(\mu_{0,1})_{CNG} = \frac{(M_{2,1})_{CNG}}{(M_{1,1})_{CNG}} = 1.236$$

$$\mu_{1,1} = \frac{\mu_{0,1} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.67)$$

$$(\mu_{1,1})_{\text{LPG}} = \frac{(\mu_{0,1})_{\text{LPG}} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.2 + 0.0361}{1 + 0.0361} = 1.193$$

$$(\mu_{1,1})_{\text{CNG}} = \frac{(\mu_{0,1})_{\text{CNG}} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.236 + 0.0361}{1 + 0.0361} = 1.23$$

İlk aşama yanma sıkıştırma sürecini takip ettiğinden yanma başlangıcında silindirdeki taze dolgunun ortalama molar ısı daha önce bulunan $(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 22.31 \text{ [kJ/kmol } ^\circ\text{C]}$ 'dir. Birinci yanma sonrasında oluşan ürünlerin ortalama molar özgül ısıları ise yeniden hesaplanmalıdır;

$$(mc_{v_{CO_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 39.123 + 0.003349 \times t_{z_1} \quad (3.68)$$

$$(mc_{v_{CO,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 22.490 + 0.001430 \times t_{z_1} \quad (3.69)$$

$$(mc_{v_{H_2O,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 26.670 + 0.004438 \times t_{z_1} \quad (3.70)$$

$$(mc_{v_{N_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 21.951 + 0.001457 \times t_{z_1} \quad (3.71)$$

$$(mc_{v_{H_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 19.678 + 0.001758 \times t_{z_1} \quad (3.72)$$

$$(mc_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}} = \frac{1}{M_{2,1}} \quad (3.73)$$

$$\begin{aligned} & \times \left[M_{CO_2,1} \times (mc_{v_{CO_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} + M_{CO,1} \right. \\ & \times (mc_{v_{CO,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} + M_{H_2O,1} \times (mc_{v_{H_2O,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} + M_{N_2,1} \\ & \left. \times (mc_{v_{N_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} + M_{H_2,1} \times (mc_{v_{H_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} \right] \end{aligned}$$

LPG ve CNG için bulunan 1. aşama yanma ürünlerinin toplam bileşim miktarları ve molar özgül ısıları kullanılarak 1. aşama yanma sonrasında gazların ortalama molar özgül ısıları bulunur;

$$((mc_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}})_{LPG} = 23.49 + 0.0020 \times (t_{z_1})_{LPG}$$

$$((mc_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}})_{CNG} = 23.1969 + 0.0021 \times (t_{z_1})_{CNG}$$

Daha sonra bulunan bu denklemler yanma denklemine yerleştirilerek 2. dereceden tek bilinmeyenli bir eşitlik elde edilmiştir. Bunun çözülmesiyle ilk aşama yanma sonrası sıcaklıklar ve basınçlar bulunur.

$$-71205 + 28.21 \times (t_{z_1})_{LPG} + 0.0024 \times (t_{z_1})_{LPG}^2 = 0 \Rightarrow (t_{z_1})_{LPG} = 2136^\circ\text{C}$$

$$-76885 + 28.49 \times (t_{z_1})_{CNG} + 0.0026 \times (t_{z_1})_{CNG}^2 = 0 \Rightarrow (t_{z_1})_{CNG} = 2245^\circ\text{C}$$

$$(T_{z_1})_{LPG} = 2409 \text{ K}$$

$$(T_{z_1})_{CNG} = 2518 \text{ K}$$

$$P_{z_1} = \mu_{1,1} \times P_c \times T_{z_1}/T_c \quad (3.74)$$

$$\begin{aligned} (P_{z_1})_{LPG} &= (\mu_{1,1})_{LPG} \times P_c \times (T_{z_1})_{LPG}/T_c = 1.193 \times 4.22 \times \frac{2409}{920.7} \\ &= 13.26 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (P_{z_1})_{CNG} &= (\mu_{1,1})_{CNG} \times P_c \times (T_{z_1})_{CNG}/T_c = 1.228 \times 4.22 \times \frac{2518}{920.7} \\ &= 14.18 \text{ [MPa]} \end{aligned}$$

2. aşama yanma

Birinci aşama yanma sona erdiğinde, yanma ürünleri yanma odasında sabit hacimde adyabatik olarak genişleme sonucu kendi kapladıkları bölgeden ($V_{zk}=aV_c$) bir miktar taşarlar, sıcaklık ve basıncı düşer, aynı zamanda diğer bölgedeki hava sıkışır, bunun sonucu T_c sıcaklık ve p_c basıncı artar. Böylece yanma odasında ikinci aşama yanma öncesi basınç açısından homojen bir ortam yaratılmış olur, yanma ürünleri ve havanın sıcaklıkları ise yeni değerlere ulaşır (T_1, T_2). Yanma ürünlerinin genişlemesi yaklaşık olarak aşağıdaki formülle hesaplanan ortalama adyabatik üs ile bulunabilir [9];

$$k_c = a \times k_1 + (1 - a) \times k \quad (3.75)$$

Burada k havanın k_1 ise zengin karışımın adyabatik üsleridir.

$$k = 1 + \frac{8.315}{(\text{mc}_{v,1})_{t_0}^{t_c}} \quad (3.76)$$

$$(k)_{LPG} = 1 + \frac{8.315}{((\text{mc}_{v,1})_{t_0}^{t_c})_{LPG}} = 1 + \frac{8.315}{22.31} = 1.3727$$

$$(k)_{CNG} = 1 + \frac{8.315}{((\text{mc}_{v,1})_{t_0}^{t_c})_{CNG}} = 1 + \frac{8.315}{22.31} = 1.3727$$

$$k_1 = 1 + \frac{8.315}{(\text{mc}_{v,1})_{t_0}^{t_{z1}}} \quad (3.77)$$

$$(k_1)_{LPG} = 1 + \frac{8.315}{((\text{mc}_{v,1})_{t_0}^{t_{z1}})_{LPG}} = 1 + \frac{8.315}{23.49 + 0.0020 \times 2136} = 1.2995$$

$$(k_1)_{CNG} = 1 + \frac{8.315}{((\text{mc}_{v,1})_{t_0}^{t_{z1}})_{CNG}} = 1 + \frac{8.315}{23.2 + 0.0021 \times 2245} = 1.298$$

$$(k_c)_{LPG} = 0.5 \times 1.2995 + (1 - 0.5) \times 1.3727 = 1.3361$$

$$(k_c)_{CNG} = 0.5 \times 1.298 + (1 - 0.5) \times 1.3727 = 1.3355$$

Adyabatik genişlemeden sonra gazların kapladıkları hacimler oranı aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$b = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{P_{z1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{k_c}} \times \left(\frac{a}{1-a} \right) \quad (3.78)$$

$$b_{LPG} = \left(\frac{13.26}{4.22} \right)^{\frac{1}{1.3361}} \times \left(\frac{0.5}{1-0.5} \right) = 2.356$$

$$b_{CNG} = \left(\frac{14.18}{4.22} \right)^{\frac{1}{1.3355}} \times \left(\frac{0.5}{1-0.5} \right) = 2.478$$

Adyabatik genişlemeden sonra ürünlerin (V_1) ve havanın (V_2) kapladığı hacimler;

$$V_1 = \frac{b}{b+1} \quad (3.79)$$

$$(V_1)_{LPG} = \frac{b}{b+1} = \frac{2.356}{2.356+1} = 0.702$$

$$(V_1)_{CNG} = \frac{b}{b+1} = \frac{2.478}{2.477+1} = 0.712$$

$$V_2 = \frac{1}{b+1} \quad (3.80)$$

$$(V_2)_{LPG} = \frac{1}{b+1} = \frac{1}{2.356+1} = 0.298$$

$$(V_2)_{CNG} = \frac{1}{b+1} = \frac{1}{2.478+1} = 0.288$$

Yanma odasının her iki bölgesinde adyabatik genişleme sonrasında basınçlar (P'_z) eşitlenir ve sıcaklıklar T_1 ve T_2 değerlerini alır;

$$P'_z = P_{z_1} \times \left(\frac{a}{V_1}\right)^{k_c} \quad (3.81)$$

$$(P'_z)_{LPG} = 13.25 \times \left(\frac{0.5}{0.702}\right)^{1.3361} = 8.425 \text{ [MPa]}$$

$$(P'_z)_{CNG} = 14.18 \times \left(\frac{0.5}{0.712}\right)^{1.3355} = 8.83 \text{ [MPa]}$$

$$T_1 = T_{z_1} \times \left(\frac{a}{V_1}\right)^{k_c-1} \quad (3.82)$$

$$(T_1)_{LPG} = 2409 \times \left(\frac{0.5}{0.702}\right)^{1.3361-1} = 2149 \text{ K}$$

$$(T_1)_{CNG} = 2518 \times \left(\frac{0.5}{0.712}\right)^{1.3355-1} = 2236 \text{ K}$$

$$T_2 = T_c \times \left[\left(\frac{a}{V_2} \right) \right]^{k_c - 1} \quad (3.83)$$

$$(T_2)_{LPG} = 920.7 \times \left(\frac{0.5}{0.298} \right)^{1.3361 - 1} = 1096 \text{ K}$$

$$(T_2)_{CNG} = 920.7 \times \left(\frac{0.5}{0.288} \right)^{1.3355 - 1} = 1108 \text{ K}$$

Yanma odasındaki gazların ortalama sıcaklığı;

$$T'_z = T_c \times \frac{(P'_z/P_c)}{\mu_c} \quad (3.84)$$

$$\mu_c = a \times \mu_{1,1} + (1 - a) \quad (3.85)$$

$$T'_z = T_c \times \frac{(P'_z/P_c)}{a \times \mu_{1,1} + (1 - a)} \quad (3.86)$$

$$(T'_z)_{LPG} = 920.7 \times \frac{(8.425/4.22)}{0.5 \times 1.193 + (1 - 0.5)} = 1670 \text{ K}$$

$$(T'_z)_{CNG} = 920.7 \times \frac{(8.83 / 4.22)}{0.5 \times 1.23 + (1 - 0.5)} = 1730 \text{ K}$$

Yanmanın ikinci aşamasında eksik yanma ürünleri olan H_2 ve CO 'nun bileşim miktarları ve ortalama molar özgül ısıları bulunarak, aşağıda verilen ikinci aşama için yanma denkleminde koyulmasıyla yanma sonu sıcaklığı, T_z , bulunmuştur.

$$\Delta H'_u = M'_{2,2} \times (mc''_{v,2})_{t_0}^{t_z} \times (T_z - T'_z) \quad (3.87)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada μ_c , yanma odasındaki gerçek moleküler değişim katsayısının ortalama değeridir. Daha sonra, yanmanın ikinci aşamasına geçilir. Eksik yanma ürünlerinin yanması sonucunda gazların ortalama sıcaklığı (T_z);

$$\Delta H_u = M_{2,2} \times (mc_{v,2})_{t_0}^{t_z} \times (T_z - T'_z) \quad (3.88)$$

$$M_{2,2} = M_{CO,2} + M_{H_2,2} = (K + 1) \times \left(2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_0 \right) \quad (3.89)$$

$$(M_{2,2})_{LPG} = (0.5 + 1) \times \left(2 \times \frac{1 - 0.7}{1 + 0.5} \times 0.208 \times 29.79 \right)$$

$$(M_{2,2})_{LPG} = 3.72 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$(M_{2,2})_{CNG} = (0.5 + 1) \times \left(2 \times \frac{1 - 0.7}{1 + 0.5} \times 0.208 \times 9.616 \right)$$

$$(M_{2,2})_{CNG} = 1.2 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$M_{CO,2} = 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_0 \quad (3.90)$$

$$(M_{CO,2})_{LPG} = 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_LPG}$$

$$= 2.48 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$(M_{CO,2})_{CNG} = 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_CNG}$$

$$= 0.8 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$M_{H_2,2} = 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_0 \quad (3.91)$$

$$(M_{H_2,2})_{LPG} = 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_LPG}$$

$$= 1.24 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$(M_{H_2,2})_{CNG} = 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times 0.208 \times L_{0_CNG}$$

$$= 0.4 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]}$$

$$(mc_{v,2})_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_{2,2}} \times \left[M_{CO,2} \times (mc_{vCO,2})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2,2} \times (mc_{vH_2,2})_{t_0}^{t_z} \right] \quad (3.92)$$

$$((mc_{v,2})_{t_0}^{t_z})_{LPG} = 21.553 + 0.0015 \times t_z$$

$$((mc_{v,2})_{t_0}^{t_z})_{CNG} = 21.55 + 0.001539 \times t_z$$

Bulunan denklemler yanma denklemine yerleştirilip çözüldüğünde;

$$-98595 + 35.154 \times t_z + 0.0028 \times (t_z^2)_{LPG} = 0 \Rightarrow (t_z)_{LPG} = 2362 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$-32831 + 11.45 \times t_z + 0.000913 \times (t_z^2)_{CNG} = 0 \Rightarrow (t_z)_{CNG} = 2406 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(T_z)_{LPG} = 2370.2 + 273 = 2635 \text{ K}$$

$$(T_z)_{CNG} = 2414.3 + 273 = 2679 \text{ K}$$

olarak bulunurken yanma sonu genel basınç;

$$P_z = P_c \times \mu \times T_z/T_c \quad (3.93)$$

$$(P_z)_{LPG} = 4.22 \times 1.056 \times \frac{2635}{920.7} = 12.75 \text{ [MPa]}$$

$$(P_z)_{CNG} = 4.22 \times 1.070 \times \frac{2679}{925.7} = 13.14 \text{ [MPa]}$$

olarak hesaplanmıştır.

3.3.3.3 LPG ve CNG'nin homojen yanma hesabı

Homojen yakıt-hava karışımının yanmasıyla açığa çıkan ısı miktarı;

$$Q = \xi_z \times (H_u - \Delta H_u) \quad \text{kJ/m}^3 \text{ yakıt} \quad (3.94)$$

ΔH_u yakıt-hava karışımını yanma sırasında eksik oksijenden dolayı yakıtın kullanılmayan ısı değeridir. Fakat yapılan hesapta yakıt hava karışımı fakir olduğu için $\Delta H_u = 0$ 'dır. Dolayısıyla açığa çıkan enerji;

$$Q = \xi_z \times (H_u) \quad \text{kJ/m}^3 \text{ yakıt} \quad (3.95)$$

olarak alınmıştır. Burada ξ_z yanma süresince disosyasyon ve soğuk silindir cidarları yakınında alev cephesinin sönmesinden kaynaklanan ısı kayıplarının hesaba katılmasını sağlayan ısı kullanım katsayısıdır.

Aşağıda homojen yanma için yanma denklemi gösterilmiştir.

$$\frac{\xi_z \times (H_u)}{\left(\frac{\lambda_1 \times L_0}{\mu_h / \rho_0}\right) \times (1 + \gamma_r)} + (mc_{v,1})_{t_0}^{t_c} \times t_c = \mu_1 \times (mc_{v,1})_{t_0}^{t_z} \times t_z \quad (3.96)$$

LPG ve CNG için daha önce bulunan değerler yanma denklemine koyulduğunda yanma sonu sıcaklıkları ve basınçları;

$$-64159 + 25.41 \times t_z + 0.0021 \times (t_z^2)_{LPG_HOMOJEN} = 0$$

$$-66999 + 25.6 \times t_z + 0.0021 \times (t_z^2)_{CNG_HOMOJEN} = 0$$

$$(t_z)_{LPG_HOMOJEN} = 2150 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(t_z)_{CNG_homojen} = 2210 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(T_z)_{LPG_HOMOJEN} = 2150 + 273 = 2423 \text{ K}$$

$$(T_z)_{CNG_HOMOJEN} = 2210 + 273 = 2483 \text{ K}$$

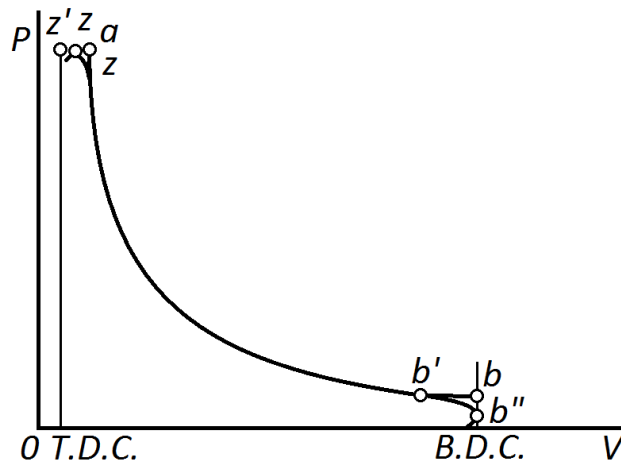
$$P_z = \mu_1 \times P_c \times (T_z/T_c] \quad (3.97)$$

$$(P_z)_{LPG_HOMOJEN} = (\mu_1)_{LPG} \times P_c \times (T_z)_{LPG_HOMOJEN}/T_c = 11.73 \text{ [MPa]}$$

$$(P_z)_{CNG_HOMOJEN} = (\mu_1)_{CNG} \times P_c \times (T_z)_{CNG_HOMOJEN}/T_c = 12.18 \text{ [MPa]}$$

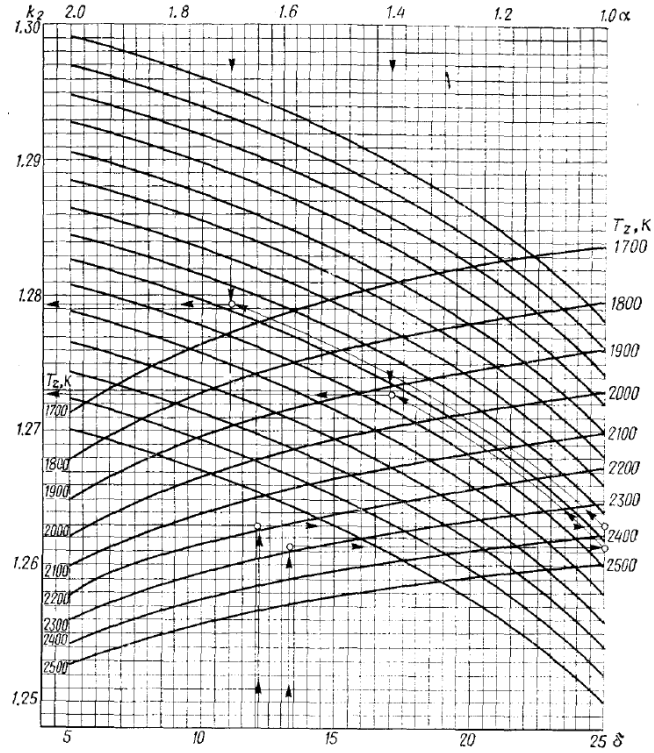
3.3.4 Genişleme süreci

Yanma ile gerçekleşen basınç ve sıcaklık artışı nedeni ile piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru itilerek yanma odasının hacmi büyür. Genişleme sürecinin gösterildiği P-V diyagramı şekil 3.5'te verilmiştir. Bu diyagramda genişleme süreci $z_a b' b''$ eğrisini takip eder.



Şekil 3.5 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorun genişleme sürecinin P-V diyagramı üzerinde gösterimi [10].

Sıkıştırma sürecinde hesapları kolaylaştırmak için yapılan kabul gibi genişleme sürecinde de adyabatik üs aşağıdaki nomograf kullanılarak politropik üsten yola çıkılarak hesaplanmıştır. Buna göre adyabatik üs politropik üsten 0.01-0.02 daha azdır.



Şekil 3.6 : Genişleme adyabatik üssünün (k_1) bulunması için kullanılan nomograf [10].

Genişleme politrop üssü bulunduktan sonra genişleme sonu basınç ve sıcaklıkları bulunabilir. Fakat dizel motorlarda daha önce genişleme oranını, δ , bulmak gerekmektedir.

$$\delta = \frac{V_b}{V_a} = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.28} = 13.82 \quad (3.98)$$

Genişleme sonu sıcaklığı ve basıncı;

$$(P_b)_{dizel} = \frac{P_a}{\delta^{n_2}} = \frac{8.83}{13.82^{1.26}} = 0.3227 \text{ [MPa]} \quad (3.99)$$

$$(T_b)_{dizel} = \frac{T_a}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2287}{13.82^{1.26-1}} = 1155 \text{ K} \quad (3.100)$$

olarak hesaplanmıştır. LPG ve CNG için ise;

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}} \quad (3.101)$$

$$(P_b)_{LPG} = \frac{12.75}{17^{1.25}} = 0.369 \text{ [MPa]}$$

$$(P_b)_{CNG} = \frac{13.14}{17^{1.25}} = 0.38 \text{ [MPa]}$$

$$(P_b)_{LPG_HOMOJEN} = \frac{11.73}{17^{1.25}} = 0.34 \text{ [MPa]}$$

$$(P_b)_{CNG_HOMOJEN} = \frac{12.18}{17^{1.25}} = 0.343 \text{ [MPa]}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (3.102)$$

$$(T_b)_{LPG} = \frac{2635}{17^{1.25-1}} = 1298 \text{ K}$$

$$(T_b)_{CNG} = \frac{2679}{17^{1.25-1}} = 1319 \text{ K}$$

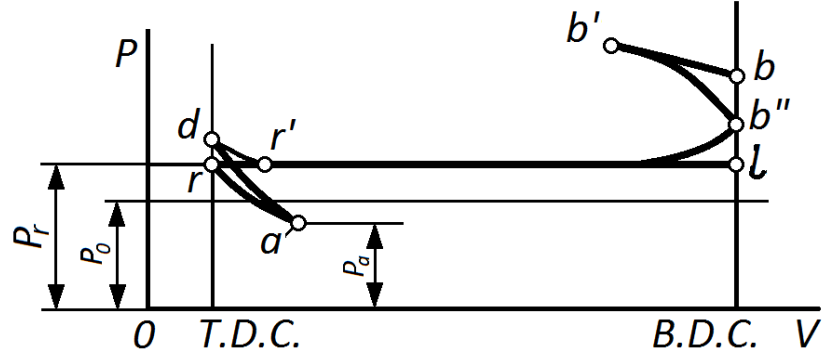
$$(T_b)_{LPG_HOMOJEN} = \frac{2423}{17^{1.25-1}} = 1193 \text{ K}$$

$$(T_b)_{CNG_HOMOJEN} = \frac{2483}{17^{1.25-1}} = 1189 \text{ K}$$

olarak hesaplanmıştır.

3.3.5 Egzoz süreci

Egzoz süreci, yanma ürünleri ve artık gazların genişleme süreci sonrasında pistonun alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareketi ve egzoz sübaplarının açılmasıyla başlayan ve emme sürecinin başlamasına kadar geçen süreçtir. Aşağıda verilen P-V diyagramında egzoz süreci $b'b''r'da'$ eğrisini takip eder.



Şekil 3.7 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorun egzoz sürecinin P-V diyagramı üzerinde gösterimi [10].

Hesabın başlangıcında deneysel elde edilen egzoz gazı sıcaklık ve basıncını genişleme sonu sıcaklık ve basıncına bağlı olarak tekrar hesaplamak gerekmektedir. Sonradan hesaplanan egzoz gazı sıcaklığı ile ilk bulunan değer arasındaki fark % 5'ten fazla ise genişleme sonrası bulunan egzoz gazı sıcaklığı hesaba başlarken bulunan değer yerine konular ve fark % 5'in altına düşene kadar bu işlem tekrar edilir.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}} \quad (3.103)$$

$$(T_r)_{dizel} = \frac{1160}{\sqrt[3]{0.3227/0.1125}} = 813.14 \text{ K}$$

$$(T_r)_{LPG} = \frac{1298}{\sqrt[3]{0.369/0.1125}} = 873 \text{ K}$$

$$(T_r)_{CNG} = \frac{1319}{\sqrt[3]{0.38/0.1125}} = 879 \text{ K}$$

$$(T_r)_{LPG_HOMOJEN} = \frac{1193}{\sqrt[3]{0.34/0.1125}} = 826 \text{ K}$$

$$(T_r)_{CNG_HOMOJEN} = \frac{1189}{\sqrt[3]{0.343/0.1125}} = 820 \text{ K}$$

Hesabın başında egzoz gazı sıcaklığı bütün durumlar için 704.14 K olarak bulunmuştu. Bütün hesaplamalar için aradaki farka bakıldığında;

$$\Delta = 100 \times \frac{(T_r)_{yeni} - T_r}{T_r} \quad (3.104)$$

$$(\Delta)_{dizel} = 100 \times \frac{813.14 - 704.14}{704.14} = 15.5$$

$$(\Delta)_{LPG} = 100 \times \frac{873 - 704.14}{704.14} = 24$$

$$(\Delta)_{CNG} = 100 \times \frac{879 - 704.14}{704.14} = 25$$

$$(\Delta)_{LPG_HOMOJEN} = 100 \times \frac{826 - 704.14}{704.14} = 17.2$$

$$(\Delta)_{CNG_HOMOJEN} = 100 \times \frac{820 - 704.14}{704.14} = 16.4$$

Her durum için bir iterasyon yapıldığında hata %5'in altına düşmüştür. İterasyon sonrası bulunan değerler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3.2 : Termodinamik hesap sonuçları.

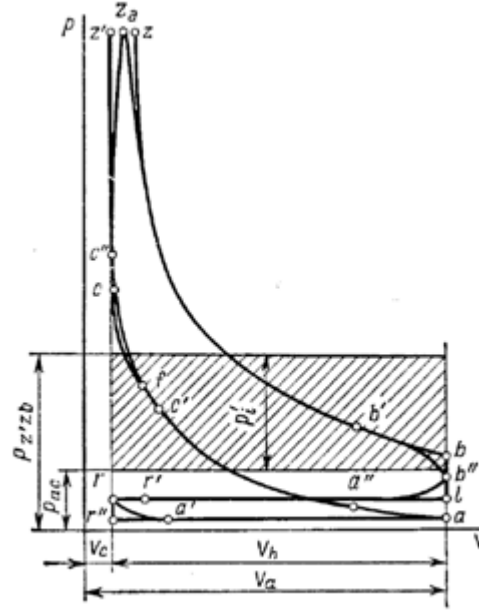
Sembol	Dizel	LPG Kademeli	CNG Kademeli	LPG Homojen	CNG Homojen
l_0	14.45	16.48	15.95	16.48	15.95
L_0	0.4994	29.79	9.616	29.79	9.616
M_1	0.704	41.7	13.46	41.7	13.46
M_2	0.731	44.12	14.44	44.12	14.44
P_r	0.1125	0.1125	0.1125	0.1125	0.1125
T_r	813	873	879	826	820
P_c	4.22	4.22	4.22	4.22	4.22
T_c	925	927	928	925	925
P_z	8.83	12.7	13.1	11.7	12.2
T_z	2297	2644	2688	2433	2493
<i>Hata</i>	0.43	0.44	0.45	0.45	0.42

3.4 Motorun İndike Parametreleri

Motorun indike parametreleri; ortalama indike basıncı P_i , indike gücü N_i , indike verimi η_i ve indike özgül yakıt tüketimi g_i' dir.

3.4.1 Ortalama indike basınç

Çevrim boyunca yanma odasında üretilen basıncın ortalama değeridir. Aşağıda bir dizel motorunun P-V diyagramı verilmiştir. Ortalama indike basınç bulunurken önce sıkıştırma süreci sonundaki ortalama basınç değeri bulunur (P_{ac}). Daha sonra $z'zb$ eğrisinin altında kalan alan yani genişleme boyunca yapılan iş ve genişleme basıncı $P_{z'zb}$ bulunur. Ortalama indike basınç (P'_i) bu iki basınç arasındaki farktır.



Şekil 3.8 : Benzinli (sol) ve dizel (sağ) motorun şematik indikatör diyagramı [10].

Ortalama indike basıncın teorik değeri dizel için ($V=const$ ve $p = sabit$ teorik çevrimde);

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\alpha \times (\rho - 1) + \frac{\alpha \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.105)$$

LPG ve CNG için;

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\frac{P_z/P_c}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.106)$$

formülleriyle hesaplanmıştır. Daha önce bulunan değerler yerine konduğunda;

$$(P'_i)_{dizel} = 0.956 [MPa]$$

$$(P'_i)_{LPG} = 1.151 [MPa]$$

$$(P'_i)_{CNG} = 1.2 [MPa]$$

$$(P'_i)_{LPG_HOMOJEN} = 1.02 [MPa]$$

$$(P'_i)_{CNG_HOMOJEN} = 1.06 [MPa]$$

olarak bulunmuştur. Emme ve egzoz süresince popalama kayıplarının ortalama basıncı aşağıdaki formül ile bulunur ve bütün hesaplar için ortaktır;

$$\Delta P_i = P_r - P_a = 0.1125 - 0.0868 = 0.0257 [MPa] \quad (3.107)$$

Pompalama kayıpların ortalama basıncı da hesaba katılarak gerçek çevrimin ortalama indike basıncı bulunur. Burada ν yuvarlatma katsayısıdır ve P-V diyagramında geçiş noktalarının yuvarlatılarak gerçek çevrime yaklaşmak için kullanılır. Yapılan hesapta $\nu=0.97$ alınmıştır. Buna göre ortalama indike basınç;

$$P_i = \nu \times P'_i - \Delta P_i \quad (3.108)$$

$$(P_i)_{dizel} = 0.90 [MPa]$$

$$(P_i)_{LPG} = 1.09 [MPa]$$

$$(P_i)_{CNG} = 1.14 [MPa]$$

$$(P_i)_{LPG_HOMOJEN} = 0.97 [MPa]$$

$$(P_i)_{CNG_HOMOJEN} = 1.0 [MPa]$$

olarak hesaplanır.

3.4.2 İndike güç

İndike güç birim zamanda silindir içindeki gazların yaptığı iştir. Çok silindirli motorlarda indike güç aşağıdaki formül ile hesaplanır. Burada τ motor zamanı, i silindir sayısıdır. Buna göre;

$$N_i = \frac{P_i \times V_h \times i \times n}{30 \times \tau} \quad (3.109)$$

$$V_h = \frac{\pi \times D^2}{4} \times S \quad (3.110)$$

$$(N_i)_{dizel} = 73.4 \text{ kW}$$

$$(N_i)_{LPG} = 88.8 \text{ kW}$$

$$(N_i)_{CNG} = 92.6 \text{ kW}$$

$$(N_i)_{LPG_HOMOJEN} = 78.8 \text{ kW}$$

$$(N_i)_{CNG_HOMOJEN} = 81.8 \text{ kW}$$

3.4.3 İndike verim

İndike verim, silindirde faydalı iş yapan ısının, bir çevrimdeki yakıtın ısıl değerine oranıdır. Sıvı yakıtlar için;

$$\eta_i = \frac{P_i \times l_0 \times \lambda}{H_u \times \rho_0 \times \eta_v} \quad (3.111)$$

formülüyle hesaplanırken gaz yakıtlar için;

$$\eta_i = 371.2 \times \frac{P_i \times T_0 \times M_1}{H_u \times P_0 \times \eta_v \times 10^6} \quad (3.112)$$

ile hesaplanır. Buna göre indike verim;

$$(\eta_i)_{dizel} = 0.446$$

$$(\eta_i)_{LPG} = 0.59$$

$$(\eta_i)_{CNG} = 0.588$$

$$(\eta_i)_{LPG_HOMOJEN} = 0.528$$

$$(\eta_i)_{CNG_HOMOJEN} = 0.52$$

olarak bulunur.

3.4.4 İndike özgül yakıt tüketimi

İndike verimin bulunmasıyla indike özgül yakıt tüketimi aşağıdaki gibi bulunur;

$$b_i = \frac{3600}{H_u \times \eta_i} \quad (3.113)$$

$$(b_i)_{dizel} = 190 [g/kWh]$$

$$(b_i)_{LPG} = 59 [lt/kWh]$$

$$(b_i)_{CNG} = 175 [lt/kWh]$$

$$(b_i)_{LPG_HOMOJEN} = 66 [lt/kWh]$$

$$(b_i)_{CNG_HOMOJEN} = 198 [lt/kWh]$$

3.5 Efektif Parametreler

Mekanik dirençlerin, emme ve egzoz zamanlarında kullanılan faydalı işin de hesaba katıldığı motorun efektif parametreleri indike parametrelerden farklıdır. Mekanik kayıplar motordaki birçok direnci yenmek için harcanan ve birim yer değiştirmedeki mekanik güç kaybı olarak ifade edilir.

Motorun efektif parametreleri; ortalama efektif basınç P_e , efektif güç N_e , döndürme momenti M_e , mekanik verim η_m , efektif verim η_e ve özgül yakıt tüketimidir b_e .

3.5.1 Mekanik verim

Motorun mekanik verimi sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı, volümetrik verim, teorik hava miktarı ve yakıtın alt ısıl değerinin hesaba katıldığı 3 farklı denklem ile bulunabilir. İlk önce motorun termik verimi bulunur. Termik verim bütün hesaplar için aynıdır. Buna göre termik verim;

$$\eta_t = \frac{\varepsilon - 1}{0.01 \times \varepsilon^2 + 1.5 \times \varepsilon + 5} \times \frac{15 \times \lambda}{0.09 \times (\lambda - 1) + 10 \times \lambda + 5} \quad (3.114)$$

$$\eta_t = 0.5286$$

şeklinde bulunur. Daha sonra mekanik verim iki aşamada hesaplanır. Aşağıdaki formüllerde K silindirlerin yerleştirilmesine göre değişir ve yapılan hesapta silindirler tek sıra halinde yerleştirildiği için 0.1523'tir.

$$\eta_{mo} = 1 - 67.5 \times \frac{K \times w_p \times l_0}{0.2342 \times H_u \times \rho_0 \times \eta_v} \quad (3.115)$$

$$(\eta_{mo})_{dizel} = 0.852$$

$$(\eta_{mo})_{LPG} = 0.85$$

$$(\eta_{mo})_{CNG} = 0.8574$$

$$(\eta_{mo})_{LPG_HOMOJEN} = 0.85$$

$$(\eta_{mo})_{CNG_HOMOJEN} = 0.8574$$

$$\eta_m = 1 - \frac{0.024 \times \lambda \times (\varepsilon + 8.5) \times (1 - \eta_{mo})}{\eta_t} \quad (3.116)$$

$$(\eta_m)_{dizel} = 0.76$$

$$(\eta_m)_{LPG} = 0.756$$

$$(\eta_m)_{CNG} = 0.769$$

$$(\eta_m)_{LPG_HOMOJEN} = 0.756$$

$$(\eta_m)_{CNG_HOMOJEN} = 0.769$$

3.5.2 Ortalama efektif basınç

Ortalama efektif basınç, yer değiştirmeden bağımsız olarak motorun iş yapabilme kapasitesini gösteren niceliktir ve mekanik verim ile ortalama indike basıncın çarpılmasıyla bulunur.

$$P_e = \eta_m \times P_i \quad (3.117)$$

$$(P_e)_{dizel} = 0.67 [MPa]$$

$$(P_e)_{LPG} = 0.824 [MPa]$$

$$(P_e)_{CNG} = 0.85 [MPa]$$

$$(P_e)_{LPG_HOMOJEN} = 0.731 [MPa]$$

$$(P_e)_{CNG_HOMOJEN} = 0.773 [MPa]$$

3.5.3 Efektif güç

Motor milinden alınan faydalı iştir ve mekanik verim ve indike güce bağlıdır. Buna göre;

$$N_e = \eta_m \times N_i \quad (3.118)$$

$$(N_e)_{dizel} = 55 \text{ kW} = 74.8 \text{ BG}$$

$$(N_e)_{LPG} = 67 \text{ kW} = 91.2 \text{ BG}$$

$$(N_e)_{CNG} = 71 \text{ kW} = 97 \text{ BG}$$

$$(N_e)_{LPG_HOMOJEN} = 59.5 \text{ kW} = 81 \text{ BG}$$

$$(N_e)_{CNG_HOMOJEN} = 63 \text{ kW} = 85.5 \text{ BG}$$

3.5.4 Döndürme momenti

$$M_e = \frac{30 \times 10^3}{\pi} \times \frac{N_e}{n} \quad (3.119)$$

$$(M_e)_{dizel} = 208 \text{ [Nm]}$$

$$(M_e)_{LPG} = 256 \text{ [Nm]}$$

$$(M_e)_{CNG} = 272 \text{ [Nm]}$$

$$(M_e)_{LPG_HOMOJEN} = 227 \text{ [Nm]}$$

$$(M_e)_{CNG_HOMOJEN} = 240 \text{ [Nm]}$$

3.5.5 Efektif verim

$$\eta_e = \eta_m \times \eta_i \quad (3.120)$$

$$(\eta_e)_{dizel} = 0.33$$

$$(\eta_e)_{LPG} = 0.45$$

$$(\eta_e)_{CNG} = 0.452$$

$$(\eta_e)_{LPG_HOMOJEN} = 0.4$$

$$(\eta_e)_{CNG_HOMOJEN} = 0.4$$

3.5.6 Efektif özgül yakıt tüketimi

$$b_e = \frac{3600}{H_u \times \eta_e} \quad (3.121)$$

$$(b_e)_{dizel} = 255 \text{ [g/kWh]}$$

$$(b_e)_{LPG} = 0.078 \text{ [m}^3\text{/kWh]} = 167 \text{ [g/kWh]}$$

$$(b_e)_{CNG} = 0.228 \text{ [m}^3\text{/kWh]} = 163 \text{ [g/kWh]}$$

$$(b_e)_{LPG_HOMOJEN} = 0.088 \text{ [m}^3\text{/kWh]} = 189 \text{ [g/kWh]}$$

$$(b_e)_{CNG_HOMOJEN} = 0.258 \text{ [m}^3\text{/kWh]} = 185 \text{ [g/kWh]}$$

4. MOTORUN GERÇEK ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK HESAP METODUNUN DOĞRULANMASI VE TEORİK İNCELEMELER

“MR-Process” Yanma Mekanizması ile çalışan motorun gerçek çevriminin termodinamik hesap metodu MATLAB Bilgisayar Hesap Programında yazılarak LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorların silindir içi proseslerin, indike ve efektif parametrelerin değerleri hesaplanmış, sıkıştırma oranı, volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısının bu parametrelere etkisi incelenerek, optimum değerleri belirlenmiştir. Hesaplamalarda kullanılan LPG ve CNG yakıtlarının teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : LPG ve CNG yakıtlarının teknik özellikleri.

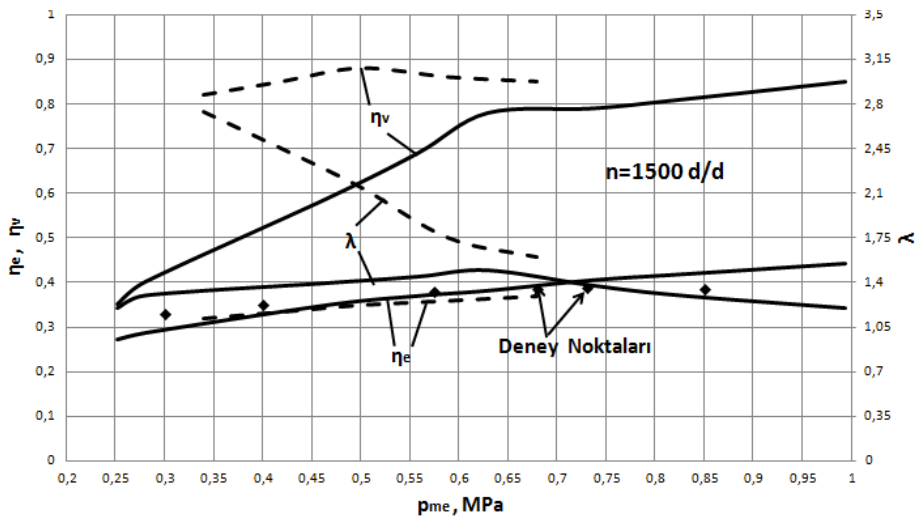
Özellikler	Birim	Sembol	LPG	CNG
Bileşim Oranı (Kütlesel)	-	-	% 16 Propan, %84 Bütan	% 100 Metan
Al ısı Değer	MJ/m ³	H _u	102,5	35
Al ısı Değer	MJ/kg	H _u	47,6	48,82
Yakıtın Yoğunluğu	kg/m ³	ρ_y	2,15	0,717
Teorik Hava Miktarı (Kütlesel)	kg hava/kg yakıt	l_0	16,48	15,95
Teorik Hava Miktarı (Hacimsel)	m ³ hava/m ³ yakıt	L ₀	29,79	9,62

4.1 Hesap Metodunun Doğrulanması

Hesap metodunun doğrulanması Çift Döngülü MR-2/P Yanma Odalı 8 supaplı motorun LPG ile çalıştığına elde edilen test sonuçlarına dayanarak yapılmıştır. Şekil 4.1’de bu motorun MR-1/V2 YO kullanılarak dizel prensibi ($\epsilon=17$) ile çalıştığına

deneysel olarak çıkartılan ve MR-2/P YO ($\epsilon=14$) kullanılarak LPG ile çalıştığında hesapla belirlenen yük karakteristiklerinin grafikleri karşılaştırılmıştır. Çizelge 4.2’de bu karakteristiklere uygun parametrelerin değerleri verilmiştir. LPG’li motorun efektif veriminin η_e deneysel ve teorik değerlerinin karşılaştırılması bu çizelgede ayrıca bir sütun halinde gösterilmiştir. Şekil 4.1’de η_e ’nin grafiğinde deneysel veriler noktalarla gösterilmiştir. Bu karşılaştırılmadan anlaşıldığı gibi, hesapla elde edilen değerler deney verileri ile yaklaşık %6 farkla örtüşmektedir. Başka deney verileri ile de teorik veriler karşılaştırılarak hesap metodu doğrulanmış ve geliştirilen metodun deney öncesi motor parametrelerinin teorik değerlerinin bulunmasında faydalı olacağı ispatlanmıştır.

Şekil 4.1 ve Çizelge 4.2’den görüldüğü gibi, sıkıştırma oranının bir miktar düşük olmasına rağmen ($\epsilon=17$ ’ye karşın 14), dizelle mukayesede LPG ile çalışan motor aynı yük rejiminde (veya aynı ortalama efektif basınçta p_{me}) daha ekonomik iş sergilemektedir. Örneğin, $p_{me}=0,73$ MPa yük rejiminde Dizel motorunda $\eta_e =0,37$, LPG ile çalışan motorda ise $\eta_e =0,39$ (teorik değeri $\eta_e =0,41$) civarındadır. Bunun esas sebebi LPG yakıldığında İs ve PM oluşmadığı için yanma veriminin yüksek olmasıdır. Bundan başka, LPG’nin alt ısıl değerinin dizel yakıtinkine nispeten yüksek olması da ($H_u=47,6$ ’ya karşın 42,5 MJ/kg) ısı kullanım katsayısının artışına neden olan faktörlerdendir.



Şekil 4.1 : Dizel prensibi (kesikli çizgi) ve LPG (düz çizgi) ile çalışan motorun yük karakteristiği.

Çizelge 4.2 : Dizel ve LPG yakıtları ile çalışan motor parametrelerinin karşılaştırılması.

n=1500 d/d								
Yük	Dizel, $\epsilon=17$			LPG, $\epsilon=14$				
p_{me} , MPa	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

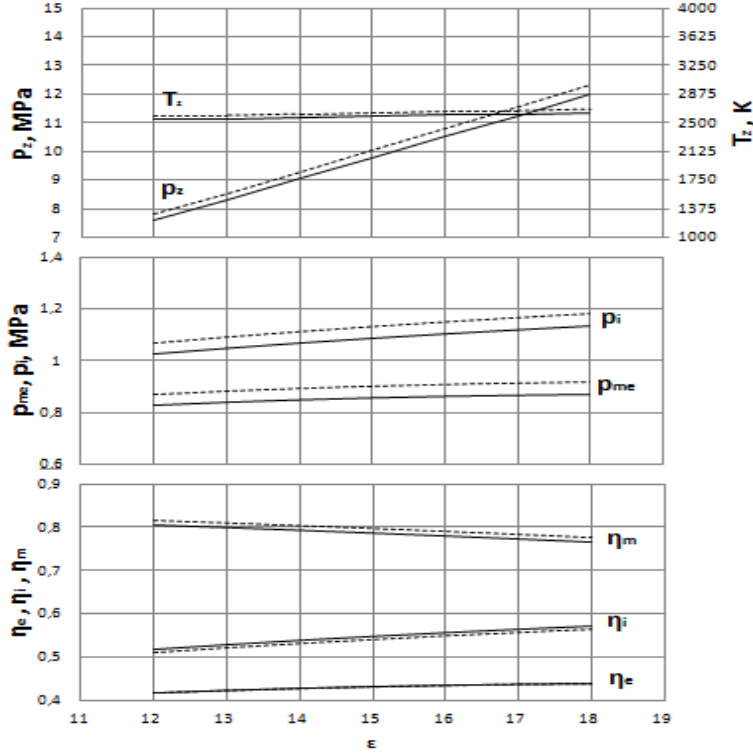
Görüldüğü gibi, deneysel ve teorik veriler yüksek seviyede örtüştüğü için geliştirilen hesap metodu ile LPG veya CNG yakıtına dönüştürülmüş motorun performans ve verimliliğine ϵ ve λ 'nın etkisinin incelenmesi ve bu parametrelerin yük ve hıza bağlı olarak optimum değerlerinin gerçekçi bir şekilde belirlenmesi mümkündür.

4.2 Termodinamik model üzerinde yapılan incelemeler

Sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı ve volümetrik verimin motor parametreleri üzerindeki etkisi LPG ve CNG yakıtlarının kademeli yanma durumu için incelenmiştir.

4.2.1 Sıkıştırma oranının motor parametreleri üzerindeki etkisi

Şekil 4.2'de LPG ve CNG ile çalışan motorların gerçek çevrim parametrelerinin $n=2500$, $\lambda=1,36$ ve $\eta_v=0,85$ 'in sabit değerlerinde sıkıştırma oranına ϵ bağlı olarak değişim grafikleri, Çizelge 4.3'te ise bu grafiklerin rakamsal değerleri gösterilmiştir. Bu hesap sonuçlarından görüldüğü gibi, sıkıştırma oranı $\epsilon=12$ 'den 18'e dek artırıldığında LPG ile çalışacak motorda yanma basıncı $p_z=7,59$ 'dan 12,01 MPa'a dek (%58), yanma sıcaklığı ise $T_z=2537$ 'den 2631'e dek (%3,7) artacak, indike verimi $\eta_i=0,52$ 'den 0,57'ye dek artsa bile (%10), mekanik verim $\eta_m=0,80$ 'den 0,76 dek azaldığından dolayı efektif verim sadece $\eta_e=0,42$ 'den 0,44'e dek (%4,7) artmış olacaktır. Buradan anlaşılır ki, yanma basıncının fazla artmasıyla motorun dayanıklılık kalitesini kötüleştirmemek, yanma sıcaklığının artışıyla ise NO_x emisyonunu artırmamak için ϵ 'nu mümkün olduğu kadar 12'ye yakın bir değere ayarlamak daha avantajlıdır.



Şekil 4.2 : LPG (düz çizgi) ve CNG (kesikli çizgi) ile çalışan motorların gerçek çevrim parametrelerinin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişme grafikleri ($n=2500$, $\lambda=1.36$, $\eta_v=0.85$).

Çizelge 4.3 : LPG ve CNG ile çalışacak motor parametrelerine ϵ 'nin etkisi.

$n=2500, \lambda=1,36, \eta_v=0,85$										
	LPG					CNG				
ϵ	p_z [Mpa]	T_z [K]	η_m	η_i	η_e	p_z [Mpa]	T_z [K]	η_m	η_i	η_e
12,00	7,59	2537	0,80	0,52	0,42	7,80	2580	0,82	0,51	0,42
13,00	8,31	2555	0,80	0,53	0,42	8,54	2597	0,81	0,52	0,42
14,00	9,04	2571	0,79	0,54	0,43	9,29	2613	0,80	0,53	0,43
15,00	9,77	2587	0,79	0,55	0,43	10,05	2629	0,80	0,54	0,43
16,00	10,51	2602	0,78	0,56	0,43	10,81	2644	0,79	0,55	0,43
17,00	11,26	2617	0,77	0,57	0,44	11,58	2658	0,78	0,56	0,44
18,00	12,01	2631	0,76	0,57	0,44	12,35	2672	0,78	0,56	0,44

Şekil 4.2 ve Çizelge 4.3'ten görüldüğü gibi, CNG yakıtıyla çalışacak motorda sıkıştırma oranının etkisiyle elde edilen hesap sonuçları, LPG ile elde edilen sonuçlarla yaklaşık aynıdır. Burada sadece bir husus dikkat çekmektedir; ortalama indike ve efektif basınç değerleri (p_i ve p_e) CNG kullanıldığında bir miktar yüksektir.

Bunun esas nedeni CNG'nin alt ısısal değerinin LPG'ye göre yüksek olmasıdır ($H_u=48,82$ 'ye karşın $47,6$ MJ/kg).

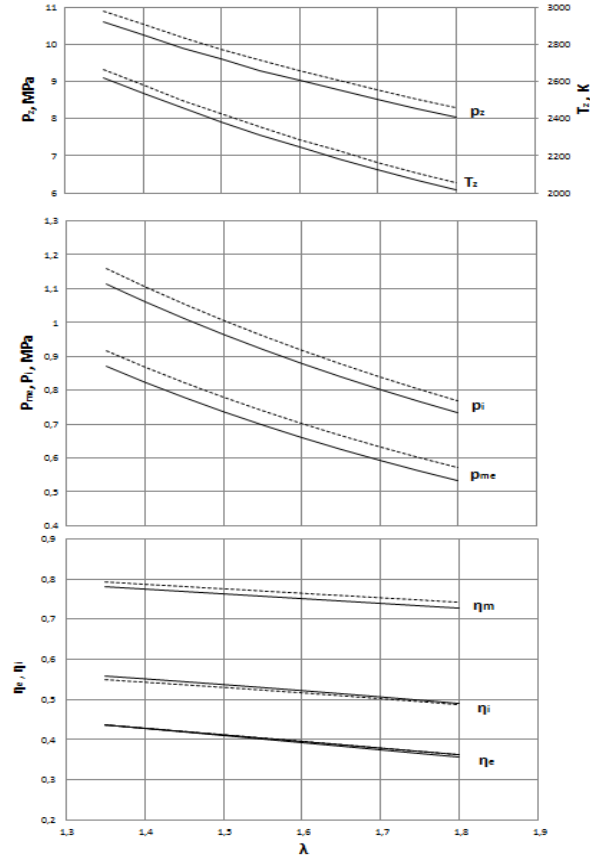
Böylece, sıkıştırma oranının etkisini açığa çıkartan hesap sonuçlarının analizinden böyle bir kanata varmak olur ki, gaz yakıtları ile çalışmaya adapte edilecek dizel motorunun mevcut sıkıştırma oranını ya muhafaza etmek lazım, ya da soğuk sıcaklık şartlarında motorun marş kolaylığını sağlayan önlemler alınmışsa, sıkıştırma oranını $\epsilon=16$ 'nı aşmayacak değerlere ayarlamak daha faydalıdır. Bu yüzden bir sonraki incelemelerde kullanılan sonuçlar sıkıştırma oranının $\epsilon=16$ değeri sabit tutularak yapılan hesaplardan alınmıştır.

4.2.2 HFK'nın motor parametreleri üzerindeki etkisi

Çizelge 4.4 ve Şekil 4.3'te LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorlarda çevrim parametrelerinin HFK'ya bağlı olarak değişmesinin rakamsal değerleri ve grafikleri gösterilmiştir. İlk değerlendirme test sonuçlarına dayanarak belirlenmiştir ki, LPG ile çalışan motorda performans ve emisyon açısından optimum değerler elde etmek için HFK'nın maksimum yüke uygun gelen değerleri $\lambda \geq 1,35$, yani fakir karışımların kullanılması, tüm yük rejimlerinde ise $\lambda=1,35-1,65$ aralığında değiştirilmesi gerekmektedir.

Çizelge ve Şekilden görüldüğü gibi, λ 'nın bu aralıkta fakirleşmesi LPG ile çalışacak motorda yanma basıncını $p_z=10,59$ 'dan $8,76$ MPa dek (%21), yanma sıcaklığını ise $T_z=2619$ 'dan 2186 K dek (%20) düşürecektir. Bu durumda doğal olarak indike verim $\eta_i =0,56$ 'dan $0,52$ 'ye dek (%7), mekanik verim $\eta_m=0,78$ 'den $0,73$ 'e dek (%7), efektif verim ise $\eta_e=0,44$ 'den $0,38$ 'e dek (%16) düşecektir. η_e 'nin daha fazla düşüşünün nedeni, Şekil 4.3'den de görüldüğü gibi, ortalama efektif basıncın p_{me} (gücün) hızla düşmesiyle η_m 'in azalmasıdır.

CNG yakıtı kullanıldığında da elde edilen sonuçlar LPG'li motorun sonuçları ile benzerdir. Fakat CNG ile çalışacak motorda yakıtın alt ısısal değeri (H_u) yüksek olduğundan dolayı aynı HFK'da efektif basınç p_{me} (veya güç) daha yüksek değerler sergilemektedir (Şekil 4.3).



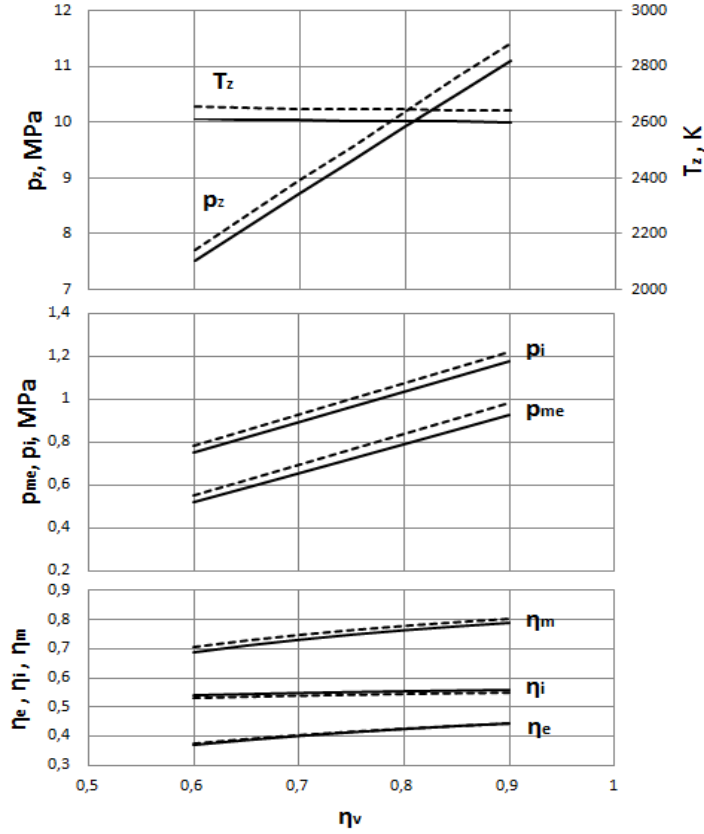
Şekil 4.3 : LPG (düz çizgi) ve CNG (kesikli çizgi) ile çalışan motorların gerçek çevrim parametrelerinin HFK'ya bağlı olarak değişim grafikleri.

Çizelge 4.4 : LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorlarda çevrim parametrelerinin HFK'ya bağlı olarak değişmesi.

n=2500, ε=16, η_v=0,85										
	LPG					CNG				
λ	p_z [MPa]	T_z [K]	η_m	η_i	η_e	p_z [MPa]	T_z [K]	η_m	η_i	η_e
1,35	10,59	2619	0,78	0,56	0,44	10,88	2661	0,79	0,55	0,44
1,40	10,23	2536	0,77	0,55	0,43	10,52	2578	0,79	0,54	0,43
1,45	9,90	2458	0,77	0,55	0,42	10,19	2500	0,78	0,54	0,42
1,50	9,59	2385	0,76	0,54	0,41	9,87	2426	0,78	0,53	0,41
1,55	9,30	2315	0,76	0,53	0,40	9,57	2355	0,77	0,52	0,40
1,60	9,02	2249	0,75	0,52	0,39	9,29	2289	0,76	0,52	0,40
1,65	8,76	2186	0,74	0,52	0,38	9,02	2226	0,76	0,51	0,39
1,70	8,51	2126	0,74	0,51	0,37	8,77	2165	0,75	0,50	0,38
1,75	8,28	2069	0,73	0,50	0,37	8,53	2108	0,75	0,50	0,37

4.2.3 Volümetrik verimin motor parametreleri üzerindeki etkisi

“MR-Process” Yanma Mekanizması ile çalışan motorda kısmi yük rejimlerine uygun gelen gücün elde edilmesi için, dizel motorlarından farklı olarak, hem dolguyu fakirleştirmek, hem de kelebeğin yardımıyla volümetrik verimi düşürmekle yapılmaktadır.



Şekil 4.4 : LPG (düz çizgi) ve CNG (kesikli çizgi) ile çalışan motorların gerçek çevrim parametrelerinin volümetrik verime bağlı olarak değişim grafikleri.

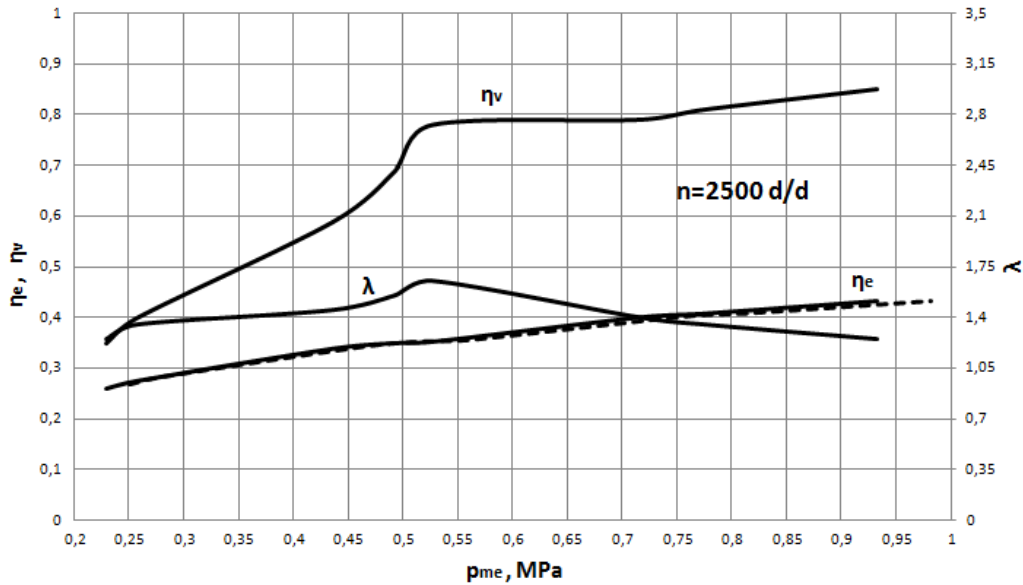
Çizelge 4.5 ve Şekil 4.4’te volümetrik verimin LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorun gerçek çevrim parametrelerine etkisi gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, volümetrik verimin $\eta_v=0,60-0,90$ aralığında değiştirilmesi ile (kelebeğin açılmasıyla) yanma sıcaklığı T_z ve indike verimin η_i küçük değerlerle değişmesine rağmen, yanma basıncı p_z yaklaşık %48 civarında artmıştır. Bundan dolayı motorun gücü de LPG kullanıldığında %75’e dek ($p_{me}=0,53$ ’e karşın 0,93 MPa), CNG kullanıldığında ise %78’e dek ($p_{me}=0,55$ ’e karşın 0,98 MPa) yükselmiştir (Şekil 18). p_{me} ’in yükselişi mekanik verimi η_m artırdığı için efektif verim de η_e yükselerek motorun daha ekonomik çalışmasına neden olmuştur.

Çizelge 4.5 : LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorlarda çevrim parametrelerinin volümetrik verime bağlı olarak değişmesi.

n=2500, λ=1,36, ε=16										
	LPG					CNG				
η _v	p _z [MPa]	T _z [K]	η _m	η _i	η _e	p _z [MPa]	T _z [K]	η _m	η _i	η _e
0,60	7,52	2615	0,69	0,54	0,37	7,72	2656	0,70	0,53	0,37
0,65	8,12	2611	0,71	0,54	0,39	8,34	2653	0,73	0,54	0,39
0,70	8,72	2609	0,73	0,55	0,40	8,96	2650	0,75	0,54	0,40
0,75	9,32	2606	0,75	0,55	0,41	9,58	2648	0,76	0,54	0,41
0,80	9,91	2604	0,77	0,55	0,42	10,19	2646	0,78	0,55	0,42
0,85	10,51	2602	0,78	0,56	0,43	10,81	2644	0,79	0,55	0,43
0,90	11,11	2601	0,79	0,56	0,44	11,43	2642	0,80	0,55	0,44

4.2.4 LPG ve CNG ile çalışacak motorun teorik yük karakteristiğinin belirlenmesi

Volumetrik verim ve HFK'nın motor parametrelerine etkisi ile elde edilmiş hesap sonuçlarının analizi gösterir ki, η_v ve λ'nın değerleri ile oynayarak motorun dayanıklılık (yanma basıncı p_z ile değerlendirilecek), emisyon (yanma sıcaklığı T_z ile değerlendirilecek) ve verim (η_e ile değerlendirilecek) açısından optimum yük ve hız karakteristiğini teorik olarak belirlemek mümkündür.



Şekil 4.5 : LPG (düz çizgi) ve CNG (kesik çizgili) yakıtları ile çalışacak motorun teorik yük karakteristikleri.

LPG ile çalışacak motorun 1500 d/dak hız rejiminde bu yolla belirlenen ve Şekil 4.1'de gösterilen yük karakteristiği hakkında yukarıda bahsedilmiştir. Motorun LPG

ve CNG yakıtları ile 2500 d/dak hız rejiminde benzer yolla belirlenen teorik yük karakteristikleri Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Bu karakteristiklerin λ ve η_v 'ye bağlı olarak rakamsal değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 4.6'da gösterilmiştir. Burada 4 silindirli TUMOSAN motorunun ($V_{hi}=3,908$ lt) aynı λ ve η_v değerlerinde farklı yakıtlarla verebileceği gücün (N_e) BG cinsinden değerleri de gösterilmiştir. Eğer gaz yakıtlarına dönüştürülen motorun Elektronik Kontrol Ünitesinin yazılımında kelebeğin konumuna bağlı olarak λ ve η_v 'in Çizelge 4.6'da verilmiş değerleri sağlanırsa, motor dayanıklılık, verim ve emisyon açısından optimum yük karakteristiği sergileyecektir. Şekil 4.4'ten görüldüğü gibi, motor gücünü maksimumdan yaklaşık %50-%55 değerine dek ($p_{me}=0,78$ 'den 0,23 MPa dek) düşürdükçe volumetrik verim yaklaşık sabit değerlerde kalarak, başka bir deyişle, kelebek tam açık konumunda kalarak, yükün azaltılması dolgunun fakirleştirilmesiyle ($\lambda=1,35-1,65$ aralığında değiştirilmesiyle) elde edilir. Kelebeğin sonraki kapanma konumlarında η_v azaldıkça λ 'yı da azaltarak karışımı zenginleştirmek ($\lambda=1,65$ 'ten 1,25'e dek düşürmek) gerekecektir.

Çizelge 4.6 : LPG ve CNG yakıtları ile çalışacak motorun teorik yük karakteristiklerinin λ ve η_v 'ye bağlı olarak rakamsal değerlerinin karşılaştırılması.

n=2500 d/d, $\epsilon=14$							
Ortak Parametreler		LPG			CNG		
λ	η_v	p_{me} , MPa	η_e	N_e , BG	p_{me} , MPa	η_e	N_e , BG
1,25	0,35	0,23	0,26	25,40	0,25	0,27	27,88
1,35	0,40	0,26	0,27	28,40	0,28	0,28	31,00
1,45	0,59	0,44	0,34	48,30	0,47	0,34	51,64
1,55	0,69	0,49	0,35	54,50	0,53	0,35	58,20
1,65	0,78	0,53	0,35	58,40	0,56	0,36	62,30
1,40	0,79	0,72	0,40	79,20	0,76	0,40	83,85
1,35	0,81	0,78	0,41	86,00	0,82	0,41	91,00

Şekil 4.4'te verilen hesap sonuçlarından anlaşılır ki, kelebeğin tam açık konumunda aynı $\eta_v=0,81$ ve $\lambda=1,35$ değerlerinde CNG ile çalışacak motorun gücü yaklaşık %6 civarında ($N_e=91$ 'e karşın 86 BG) daha yüksek olacaktır, çünkü CNG yakıtının alt ısıl değeri daha yüksektir.

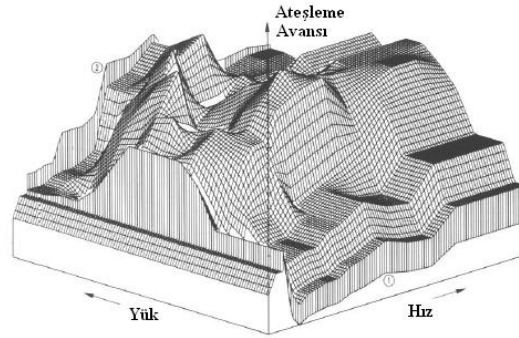
5. AR-GE AMAÇLI TEK SİLİNDİRLİ MOTORUN VE DENEY DÜZENEĞİNİN YAPILANDIRILMASI

Motor Deney Odası Otomasyon Sistemi Kurulumu” projesi kapsamında tek silindirli deney motorunun yapılandırılması, dinamometrelerin modernizasyonu, hava debisi ölçümü, su ve yağ şartlandırma sistemleri, egzoz sistemi, havalandırma sistemi, emisyon ölçüm sistemi, kontrol ve veri toplama sistemi üzerinde kapsamlı piyasa araştırması yapılmış ve deney odasında kullanılması olası motorların kapasitelerine uygun tüm sistemlere karar verilmiştir.

5.1 Ar-Ge Amaçlı Tek Silindirli Deney Motoru

LPG yakıtına dönüştürülmüş 4 silindirli motorun yukarıda gösterilen karakteristikleri Elektronik Üniteye (EKÜ) manüel müdahale edilerek çıkarılmıştır. Ön değerlendirme için çıkarılan bu karakteristikler performans ve emisyon açısından dizel motorların gaz yakıtları ile çalıştırılmasının faydalı olacağını kanıtlamaktadır. Fakat motorun istenilen performans ve emisyon karakteristiklerini elde etmek için EKÜ yazılımı hafızasına kelebeğin konumuna bağlı olarak motorun optimum yük ve hız karakteristiklerini oluşturan hava/yakıt oranını ($HFK - \lambda$) ve ateşleme avansının (θ) uygun değerlerini buldurmalıdır. Bu değerleri motorun elektronik kontrol ünitesi hafızasına yüklemek için motorun yük ve hızına bağlı olarak λ ve θ 'nın optimum değişim haritası belirlenmelidir. Bir örnek olarak Şekil 20’de buji ateşlemeli bir benzinli motorun ateşleme avansının yük ve hıza bağlı olarak optimum değişim haritası gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, yeterince karmaşık olan bu haritayı elde etmek için bir dizi deney noktalarını belirlemek gerekmektedir. Aynı, buna bezer başka bir haritanın çıkarılması da Yakıt/Hava oranının değişmesini belirlemelidir. Böylece uzun süre içerisinde oldukça hassas cihaz ve ölçüm aletleri ile donatılmış Ar-Ge Amaçlı bir deney düzeneği kullanılarak bir dizi testlerin yapılması ve sonuçları inceleyerek haritanın belirlenmesi Projenin en önemli bir bölümü gibi meydana çıkmaktadır. Bu bölümü yeterli hassasiyet, nispeten az zaman

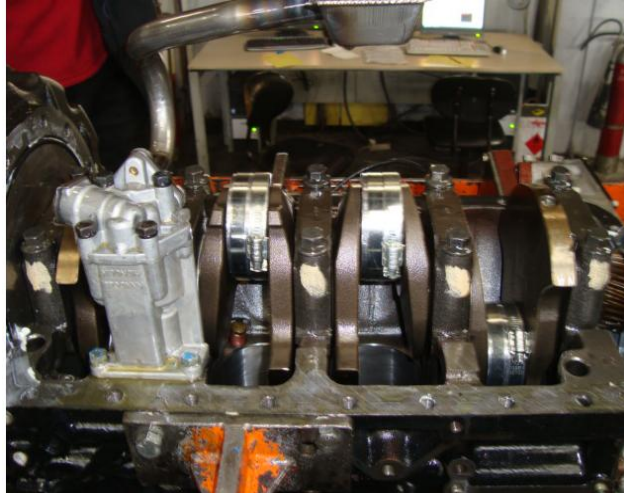
ve maliyetle icra etmek sadece Ar-Ge amaçlı Tek Silindirli Model Deney Motorunun yapılandırılması ile mümkündür.



Şekil 5.1 : Ateşleme avansın motor yük ve hızına bağlı olarak değişim haritası (örnek).

Bellidir ki, sıfırdan yeni bir motorun geliştirilmesi ve hatta mevcut motorun modernizasyonu konusunda çalışan çoğu firma, geliştirilmesi düşünülen motorun silindir sayısı ne olursa olsun, ilk ön çalışmalarını tek silindirli motorlar ile yürütmektedirler. Deneysel çalışmalar için motor üzerinde bir çok değişiklik ve ölçümün yapılması gerektiğinden, ancak tek silindirli bir motor üzerinde yapılan testlerin sonuçları daha güvenlidir ve teorik hesap sonuçları ile uyum içinde olup olmamasını doğru olarak değerlendirmek, motorun geliştirilme yöntemini çabuklaştırmak ve optimum parametrelerini elde etmek mümkündür. Geliştirilmesi öngörülen çok silindirli motor kullanılarak deneysel çalışmalar sırasında bir dizi ölçüm, konstrüksiyon değişimleri yapmak, optimum parametreleri ayarlamak, dayanıklı malzemeleri, motorun yakıt püskürtme sistemini, soğutma ve yağlama sistemlerini seçmek ve ayarlamak gibi çok miktarda deneysel çalışmaları yapmak hem teknik açıdan zor, hem de uzun zaman ve yüksek maddi katkı gerektirmektedir. Dolayısıyla deney çalışmaları için çok silindirli bir motor yerine tek silindirli model motorlar kullanılmaktadır. Günümüzde “Single Cylinder Research Engine (SCRE)” olarak isimlendirilen bu tip araştırma motorları FEV (Almanya), BASF (Almanya), AVL (Avusturya), Ricardo (İngiltere), Cussons (İngiltere) ve CFR (ABD) gibi firmalar tarafından üretilmekte ve motor üretici firmalara ve araştırma merkezlerine satılmaktadır. 1,2-1,5 Milyon Euro değerinde olan bu model motordan Projenin

hedef ve amaçlarına ulaşmak açısından hiç de geri kalmayan, fakat maliyeti daha uygun olan başka bir yöntemden yararlanmağa üstünlük verilmiştir. Bu yöntem LPG ve CNG yakıtlarına dönüştürülmesi öngörülen 4 Silindirli 75 BG Doğal Emişli TÛMOSAN Dizel motorunun birinci üç silindirini devre dışı bırakarak (piston ve biyelerinin çıkartılarak), motoru Tek Silindirli hale getirmeği öngörmektedir. Bu durumda motorun dengesinin bozulmaması için devre dışı bırakılan silindirlerin krank mili biyel muylularına özel hesapla belirlenen karşı ağırlıklar bağlamak gerekmektedir. Böyle bir deney düzeneğinin TÛMOSAN Konya fabrikasında yapılandırılma imkânları olmadığı için T.C. Sanayi Bakanlığının onaylamış olduğu 00768–STZ.2011-1 kodlu SAN-TEZ Projesi kapsamında İTÜ'nün Motorlar ve Taşıtlar Laboratuvarında mevcut uzaktan kumanda ve test odaları, dinamometre ve birçok şartlandırma, yakıt ölçme cihazları ve vb. sistemlerden yararlanması uygun görülmüştür. 01 Eylül 2011 tarihinden itibaren yürürlüğe giren SAN-TEZ Projesinin ilk aşamasında yukarıda anılan LPG'ye dönüştürülmüş dört silindirli TÛMOSAN motorunun üç silindirinin devre dışı bırakılarak İTÜ'ye teslim edilmiş ve model deney düzeneğinin yapılandırılmasına başlanmıştır.



Şekil 5 2 : Çıkarılan pistonların yerine bağlanan özel tasarım karşı ağırlıklar.

5.2 Motor Deney Laboratuvarının Yapılması

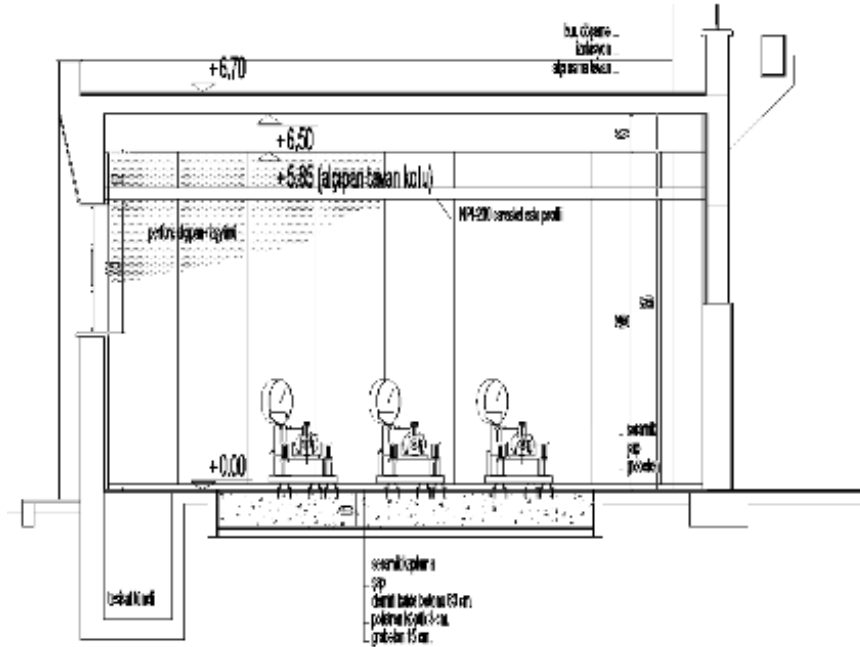
Akademik araştırmalara, eğitime ve Ar-Ge çalışmalarına yönelik deneyler için gerek çalışan araştırmacı ve teknik personel açısından gerekse de deney hassasiyeti yönünden daha sağlıklı ve daha uzun çalışma sürelerini karşılayabilecek bir ortam yaratmak için Y. Doç. Dr. Akın Kutlar hocamızın çabalarıyla bir motor deney laboratuvarı yapılmıştır. Amaç, var olan düzeneklerimizden de faydalanarak etkin ve

esnek kullanıma olanak sağlayan bir motor laboratuvarı altyapısı elde etmektir. Böylece Ar-Ge projeleri kapsamında alınan ölçüm ve donanım aletlerinin kullanımına elverişli bir ortam yaratılmıştır.

Motor deney laboratuvarı deney odası, kumanda odası, çalışma odası ve destek ve depo odasından olmak üzere toplamda 127 m²'lik bir alanı kapsamaktadır

Deney odası

Denenecek motor veya motor sisteminin ve motor freni veya diğer tür deney sistemlerinin yer aldığı odadır. Deney odasında yer alan fren veya deney sistemlerine ait temeller gürültü ve titreşim yalıtımı için uygun şekilde boyutlandırılmıştır. Deney odasında bulunması gereken her türlü tesisat üniteleri (su, ısıtma, soğutma, aydınlatma, elektrik, kontrol, ölçme, yakıt, hava, egzoz, yangın vb.) bir bütünlük oluşturacak şekilde kablo ve boru bağlantıları yapılarak yerleştirilmiştir. Deney odasının konumu kumanda odasının bitişiğinde olup üç adet farklı uygulamalara elverişli fren veya deney sistemi bulunacak şekilde yapılmıştır. Böylece toplam üç adet deney ünitesi ile eş zamanlı iki deneyin yürütüm olanağı sağlanmıştır. Şekil 5.3 ve 5.4'te deney odası için hazırlanan mimari projeler gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Deney odasının yandan görünümü.



Şekil 5.6 : Asma tavana döşenen akustik alçı levhalar.

Motor deney odasının inşaatı tamamlandıktan sonra 2 adet Schenk marka eddy current tip 70 kW kapasitesine sahip dinamometre zemine bağlanmıştır. Temel üzerinde ileride gereksinim duyulabilecek üçüncü bir deney ünitesi içinde yer bırakılmıştır.



Şekil 5.7 : Motor freni ve motor bağlantı ayaklarının montajı.



Şekil 5.8 : Kumanda odası ve deney gözlem pencereleri.



Şekil 5.9 : Çalışma odası.

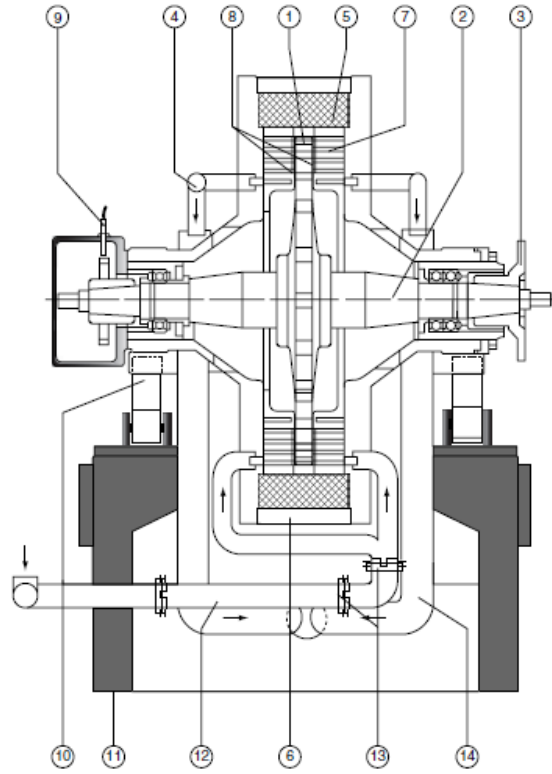
5.3 Schenck Eddy-Current Dinamometre

Test süresince motor tarafından üretilen tork motora bağlanan dinamometre ile ölçülür. Dinamometre ile ölçülen motor torku ve hızı test hücrelerinde yapılan bütün ölçümlerin temelini oluşturur.

Deney laboratuvarında 1977 yılında üretilen Schenck marka 70 kW'lık manyetik dinamometre bulunmaktadır. Bu makineler elektromanyetik endüksiyon prensibini kullanarak tork üretilmesini ve gücün dağıtılmasını sağlarlar. Yüksek geçirgenliği olan çelik dişli bir rotor su ile soğutulan çelik plakalar arasında döner. İki dairesel bobin makine eksenine paralel bir manyetik alan oluşturur ve rotorun hareketi plakalar üzerindeki manyetik akı dağılımının değişmesini sağlar. Bu da indüksiyon

akımının dolaşmasının armasını ve gücün elektrik direnç kaybı şeklinde sarf edilmesini sağlar. Enerji ısı formunda plakalar arasında dolaşan soğutma suyuna transfer edilirken bir kısım soğutma rotor ve plakalar arasındaki boşlukta radyal olarak akan hava ile elde edilir.

Güç uyarılmış dairesel bobinlerden beslenen akımın değiştirilmesiyle kontrol edilir ve hızlı yük değişikliği mümkündür. Eddy-current dinamometreler basit ve sağlamdır. Sistemin kontrolü basittir ve oldukça düşük hızlarda önemli ölçüde fren torku geliştirebilme yeteneğine sahiptirler. Şekil 5.9'da Schenck marka bir eddy-current dinamometrenin şeması gösterilmiştir.



Şekil 5.10 : Schenck eddy-current dinamometre şeması (1-rotor, 2-rotor şaftı, 3 bağlantı flanşı, 4-termostatlı su çıkışı, 5-bobin, 6-dinamometre mahfazası, 7-soğutma bölmesi, 8-hava boşluğu, 9-enkoder, 10-bükülme desteği, 11-temel, 12-su girişi, 13-birleşme noktası, 14-su çıkış borusu) [13].

5.3.1 Dinamometre kontrol modları

Her motorun kendine özgü tork-hız karakteristiği ve buna benzer olarak her dinamometrenin kendine özgü tork-hız eğrisi vardır. Bu iki karakteristik arasındaki etkileşim, motor dinamometre kombinasyonunun stabilitesini belirler.

Çizelge 5.1: Dinamometre kontrol modları.

Hız	n
Pozisyon	α
Tork	Tork

Motor veya gaz kelebeği kontrolü üç farklı şekilde manipüle edilebilir:

- sabit gaz kelebeği açıklığı (konum modu);
- sabit hız (hız modu);
- sabit tork (tork modu);

Dinamometre kontrolü 4 şekilde manipüle edilebilir:

- sabit kontrol ayarı (konum modu);
- sabit hız (hız modu);
- sabit tork (tork modu);
- belirli bir tork-hız karakteristiğinin oluşturulması (power law mode),

Genellikle motor modu/dinamometre modu olarak tanımlanan birçok farklı birleştirilmiş modu kullanmak mümkündür.

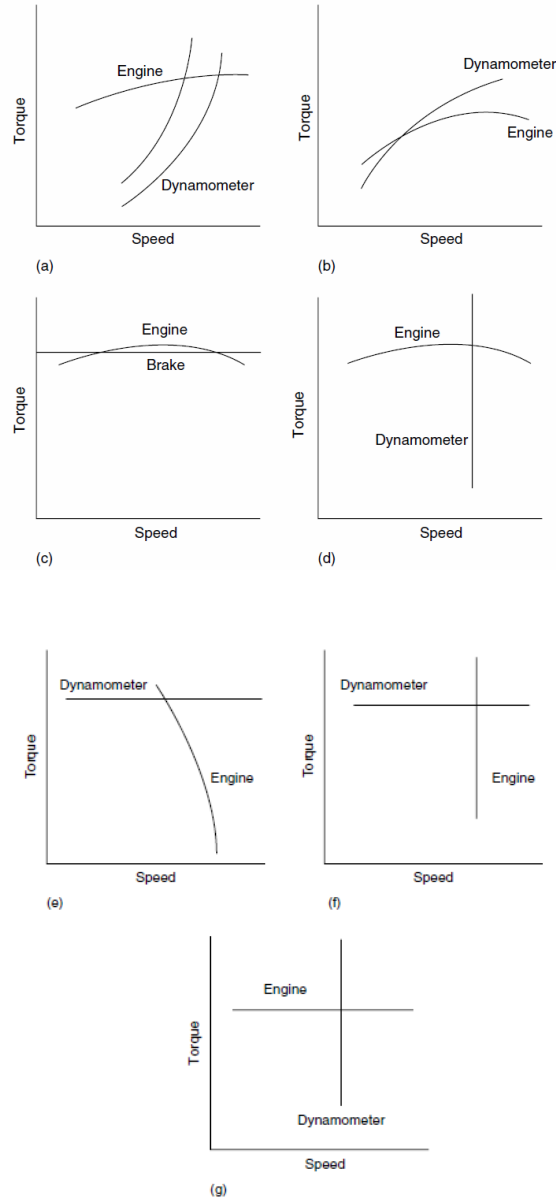
5.3.1.1 Pozisyon/posizyon modu

Bu mod, manüel olarak çalıştırılan klasik motor testini tanımlamaktadır. Gaz kelebeği sabit konumda ayarlanır ve buna benzer olarak dinamometre kontrolü de ayarlanır. Sistemin kararlı bir durumda çalışması beklenir. Sistemde herhangi bir geri besleme yoktur, açık döngü sistemidir. Şekil 5.10.a'da tipik bir dinamometre motor kombinasyonu gösterilmektedir. Buna göre motor sabit gaz kelebeği konumunda, oldukça düz tork-hız karakteristiğinde çalışırken, dinamometre torku hız arttıkça hızla artmaktadır. Bu karakteristik çoğu dinamometre için geçerli iken su dinamometreleri için geçerli değildir.

Dinamometrenin belli bazı değişken tasarım parametreleri, kısmi yüklerde kararsız olabilir ve bu da titremeye veya motorun dinamometre ile bağlantısında soruna neden

olabilir. Şekil 5.10.b.'de iki karakteristik keskin bir açıyla kesişirler. Şekil 5.10.c'de, sürtünmeli bir frenin verilen kontrol değerlerinde çalışması gösterilmiştir. Buna göre tork neredeyse hızdan bağımsız olarak artmaktadır ve konum modunda motorun yüklenmesi için uygun değildir.

Konum/konum modu, kontrol sisteminin etkisinden bağımsız olarak, dinamometrenin kendine özgü hatalarının bulunması açısından faydalı bir moddur.



Şekil 5.11: Motor ve dinamometre kontrol modları: (a) pozisyon modu stabil hidrotik dinamometre; (b) pozisyon modu stabil olmayan hidrolik dinamometre; (c) pozisyon modu, sürtünme freni; (d) pozisyon/hız modu; (e) pozisyon/tork modu; (f) hız/tork modu; (g) tork/hız modu [12].

5.3.1.2 Pozisyon ve güç yasası modu

Bu, konum modundaki bir varyasyondur. Buna göre dinamometre kumandası aşağıdaki tork-hız karakteristiği formunu verebilmesi için manipüle edilir.

$$\text{Fren torku} = \text{sabit} \times \text{hız}^n \quad (5.1)$$

$n=2$ olduğu durumda, bu bir deniz pervanesinin tork karakteristiğine benzemektedir. Bu nedenle bu mod deniz motorlarının testi için faydalıdır. Bu ayrıca güvenli bir moddur, eğer test hücresinde operatör gaz kelebeğini açarsa, motorun dinamometreden ayrılmasını önlenir.

5.3.1.3 Pozisyon ve hız modu

Bu modda, gaz kelebeği konumu yine manüel olarak ayarlanmakta, fakat dinamometre kontrolü için otomatik bir kontrolör ile donatılmıştır. Bu kontrolör motor tarafından absorbe edilen torku ayarlayarak, motor gücü ve gaz kelebeği konumu ne olursa olsun, hızın sabit kalmasını sağlamaktadır. Bu durum Şekil 5.10.d'de gösterilmektedir. Bu mod oldukça stabildir ve genellikle gaz kelebeği konumunun tam ve kısmen açık olduğu durumlarda, motor tork-hız eğrilerinin çizimi için kullanılmaktadır.

5.3.1.4 Pozisyon ve motor momenti modu

Frenlenen motor sabit bir tork-hız karakteristiğine sahiptir ve genellikle tork arttıkça hız çok az azalır. Dolayısıyla bu mod hız modunda dinamometre motor akuplesi için uygun değildir. Fakat dinamometrenin tork modu için uygundur. Bu modda dinamometre üzerindeki otomatik kontrolör motor tarafında absorbe edilen torku istenilen değere göre ayarlar ve bu durum Şekil 5.10.e 'de gösterilmiştir. Kontrol oldukça stabildir.

5.3.1.5 Hız ve motor momenti modu

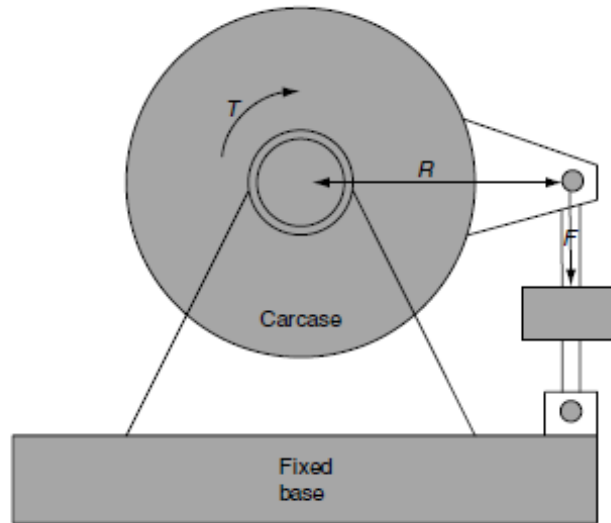
Bu mod, yeni bir motorun çok fazla yük uygulanmadan çalışması için uygundur. İç sürtünmeler azaldıkça motor daha fazla güç üretir ve dolayısıyla tork, hız arttıkça dinamometre tarafından sabit tutulur. Bu motor hız kontrolörü tarafından algılanır (Şekil 5.10.f).

5.3.1.6 Motor momenti ve hız modu

Bu mod taşıt motorunun bir tepeyi tırmanırken performansını simule etmek için kullanılabilir. Dinamometre hızı sabit tutulurken motor kontrol ünitesi gaz kelebeğini gittikçe açarak belirlenen hızdaki torku arttırır (Şekil 5.10.g).

5.3.2 Schenck eddy-current dinamometrenin modernizasyonu

Modern muylu bağlantılı dinamometrelerde, Şekil 5.11, strengçeç tibi bir güç transdüseri ile birlikte uygun köprü devresi ve yükseltici kullanılır. Strengçeç transdüser veya “load cell” son derece bükülmez olma özelliğine sahiptir ve dolayısıyla herhangi bir pozisyon ayarlamasına gerek yoktur. Fakat çok sayıda yük uygulaması yapıldığında sonlu bir yorulma ömrüne sahip olma gibi bir dezavantaja sahiptir. Transdüserin montajında karkas ve taban arasındaki boşluk ve sürtünme oldukça önemlidir.



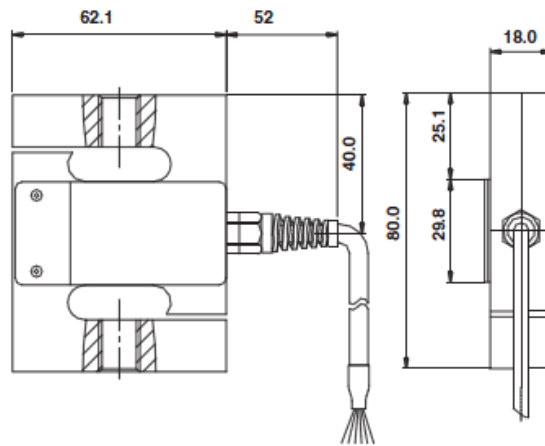
Şekil 5.12 : Muylu bağlantılı dinamometre ile tork ölçümü için “load cell” uygulaması [12].

Proje kapsamında mevcut olan dinamometrenin tıkalı olan su kanallarını açmak için kapalı devre bir pompa sistemi kurularak, dinamometre içinde *Descaler Powder* ve *Alcalin* gibi özel kimyasallar belli bir süre boyunca dolaştırılmıştır.



Şekil 5.13 : Dinamometre bakım çalışması.

Mevcut dinamometreyi elektronik olarak kontrole uygun hale getirmek için mekanik dinamometre göstergesi çıkarılarak uygun “load cell” takılmıştır. Seçilen “load cell” 616 model gerilme/sıkıştırma tipinde, kapasitesi 50-1000 kg olan paslanmaz çelikten yapılmış Tede-Huntleigh markadır. Bu cihazın özelliği neme dayanıklı kaplamaya sahip olması ve korumalı kabloları sayesinde sert çevre koşullarına çalışma özellikleri değişmeden dayanabilmesidir.



Şekil 5.14 : “Load cell” boyutları.



Şekil 5.15 : “Load cell”-dinamometre bağlantısı.

5.4 Hava Tüketimi, Şartlandırma ve Motor Performansı

İçten yanmalı motor, havanın içinde çalıştığı ve yakıtın görevinin ısı vermek olduğu bir “hava motoru”dur. Nadiren de olsa çalışan silindirlere içine yeterli yakıt alınmasında teknik zorluklar yaşansa da ulaşılabilen çıkış gücü büyük ölçüde emilebilen hava miktarı ile sınırlandırılmıştır.

En yüksek volümetrik verimin elde edilmesi yüksek performans motorlarının gelişiminde, emme ve egzoz sistemlerinin tasarımında önemli bir hedeftir. Subap ve silindir girişleri bu amaç için gelişim programının önemli bir kısmını temsil eder.

Motora giren havanın durumu aşağıdaki parametrelerin bir fonksiyonudur.

- Basınç
- Sıcaklık
- Nem içeriği
- Kirlilik

5.4.1 Atmosferik basınç

Bir motorun volümetrik verimi, büyük ölçüde temin edilen hava basıncından bağımsız olduğundan harcanan hava kütlesi yoğunlukla doğrudan değişir ve diğer koşullar sabit iken yoğunluk mutlak basınçla doğru orantılıdır. Standart atmosfer basıncı 1 bar olduğundan, test odasındaki hava yoğunluğu;

$$\rho_t = \rho_n \cdot P \quad (5.2)$$

şeklinde yazılabilir. Burada; ρ_t : test koşullardaki yoğunluk (kg/m³), ρ_n : standart koşullardaki yoğunluk (kg/m³), P: test koşullarındaki atmosferik basınçtır.

%1'lik ya da 7,5 mmHg'lık bir değişim, motora alınan hava kütlelerinde %1'lik bir değişime karşılık gelir. Deniz seviyesinde yılın çoğu gününde atmosferik basınç 750 mmHg \pm %3 sınırlarında yani 775 mmHg ve 730 mmHg aralığında uzanacaktır. Bu durum hava kütlesi dolgusunda %6'lık bir varyasyona denk gelir. Basınç yüksekliğin 1000m artmasıyla yaklaşık 86mmHg (11.5 kPa) düşer. Bu durum, yanma için kullanılan hava kütlelerinin 90m (300 feet) bir yükseklik artışı ile %1 civarında düşeceğini gösterir.

Dolgu havası basıncındaki varyasyonun “vuruntu” üzerinde önemli bir etkisi vardır. Silindir içindeki sıkıştırma başlangıcı basıncı genel olarak alınan hava basıncıyla değişir. Aynı şekilde sıkıştırma sonu basıncı da aynı oranda değişecektir. Bu durumun yanma süreci üzerinde çok önemli bir etkisi vardır [12].

5.4.2 Hava sıcaklığı

İçeri alınan hava sıcaklığındaki varyasyonlar test düzeneğinde barometrik basınç değişimleri kadar etkilidir. Havanın yoğunluğu, havanın mutlak sıcaklığı ile ters orantılıdır.

$$\rho_t = \rho_n \cdot \frac{298}{t_t + 273} \quad (5.3)$$

t_t : Test sıcaklığı

Ancak, sıkıştırmanın sonundaki sıcaklık sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklığa bağlıdır. Emme havasını 25°C'de temin eden 16:1 sıkıştırma oranına sahip doğal emişli bir dizel motorunda, sıkıştırma başlangıcındaki yük sıcaklığı tipik olarak 50°C civarındadır. Sıkıştırmanın sonunda sıcaklık 530°C'ye kadar çıkabilir ve bu değer eğer emme havası sıcaklığı 10°C daha yükseltirse 560°C civarına kadar artar. Bu sıcaklık seviyesinin maksimum yanma sıcaklığına çok duyarlı olan NO_x emisyonu gibi (egzoz içerikleri bakımından) bir takım faktörler üzerinde önemli bir etkisi vardır. Aynı etki genelde daha yüksek yanma sıcaklıklarına ulaşabilen aşırı doldurulmalı motorlarda da görülebilir.

Basınç ve sıcaklığın etkileriyle kıyaslandığında, emme havası bağıl neminin etkisi yüksek hava sıcaklıkları haricinde göreceli olarak daha azdır. Yanma havasının nem içeriği performans üzerinde bir dizi etki gösterir.

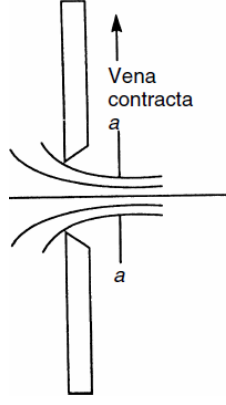
En önemli nokta şudur ki, nemli havanın birim hacmi, aynı sıcaklık ve basınç koşullarındaki aynı hacimdeki kuru havadan daha az oksijen içerir. Nemli hava, hava ve buharın bir karışımıdır: Buhar, oksijen ihtiva eder ve oksijen hidrojenle kimyasal olarak birleşir ve yanma için uygun değildir.

Yukarıda bahsedilen sebeplerden dolayı test odası basıncı, sıcaklığı ve nemi test sonuçlarının tutarlılığı açısından oldukça önemlidir. Dolayısıyla test odası basıncının, sıcaklığının ve neminin şartlandırılması gerekmektedir. İstanbul Teknik Üniversitesi'nde kurulan motor deney laboratuvarı yaklaşık olarak deniz seviyesinde olduğu için test odası basıncı 1 bar civarındadır. Test odası sıcaklığı, basıncı ve nemi hassas olarak ölçülecek ama şartlandırılmayacaktır. İlerde başka projeler ile finanse edildiğinde şartlandırma ünitesi de eklenecektir.

5.4.3 Hava tüketimi ölçümünde “airbox” (hava kutusu) metodu

Hava tüketimi ölçümünün daha basit metotları, havayı bir ölçüm orifisinden geçirmek ve orifis boyunca oluşan basınç düşüşünü ölçmeyi içerir. Uygulamada bu düşüşü 125 mm H_2O (1200 Pa)'dan daha fazla olamayacak şekilde sınırlamak gerekir. Bunun altındaki basınçlarda, hava sıkıştırılmaz bir akışkan gibi davranabilir ve bu durumda hava akışı hesaplaması daha da basitleştirilmiş olur.

Tipik olarak, hava akışı bir hava kutusunun yanına yataklanmış keskin kenarlı bir orifisle ölçülür. Bu hava deposu (kutusu) motorun emme girişine bağlanmıştır ve motora olan akış sırasında yaşanan kaçınılmaz çalkantıları sönmeyecek yeterli kapasiteye sahiptir. Bu çarpmalar 4 stroklu ve tek silindirli bir motorda çok daha şiddetlidir. Aşırı doldurmalı motorlarda ise emme havası akışı nispeten daha düzgündür ve dolayısıyla bir hava deposu olmaksızın iyi tasarlanmış bir nozıl tatmin edici sonuçlar verebilir. Keskin kenarlı bir orifisten geçen hava şekil 5.14'te gösterilmiştir.



Şekil 5.16 : Keskin kenarlı orifisten akış [12].

5.4.4 Vizkoz akış hava ölçer

1936'da Alcock ve Ricardo tarafından icat edilen viskoz akış hava ölçeri, hava debisinin ölçülmesinde hava deposu ve orifis metotlarına alternatif olarak yıllarca geniş ölçüde kullanılmıştır. Bu cihazda orifis yerine genelde üçgen şeklindeki çok sayıda küçük kanaldan oluşan bir malzeme vardır. Bu kanallardan geçen akım oldukça laminardır. Yani, malzeme boyunca olan basınç farkı, orifisle ölçümdeki gibi karesiyle orantılı değil de akış hızıyla yaklaşık olarak doğru orantılıdır.

Bu durumun iki avantajı vardır. İlk olarak ortalama akım, ortalama basınç farkıyla orantılıdır. Yani, ortalama basınç ölçümü herhangi bir düzenlemeye gerek kalmadan akış debisinin direkt hesaplanmasına olanak sağlar. İkinci avantajı ise kabul edilebilir ölçüm aralığının daha büyük olmasıdır. Debimetre, ölçüm yapan orifis gibi standart bir cihazla kalibre edilir.

5.4.5 Lucas-Dawe kütlelesel hava debisi ölçer

Bu cihazın çalışma prensibi, havanın aktığı kanalın eksenine boyunca elektrot çakışmasından kaynaklanan korona boşalmasıdır. Hava akımı, iyon akımını iki dairesel elektrotta doğru saptırır ve bu hava debisiyle orantılı olan akım dengesizliğini artırır.

Lucas – Dawe akış ölçerinin avantajı akış debisindeki değişimlere çabuk cevap verebilmesidir. Bu durum, cihazı süreksiz akış ölçümlerinde uygun hale getirir fakat bu debimetre havanın sıcaklığına ve nemine karşı duyarlıdır.

5.4.6 Sıcak tel veya sıcak film anemometre cihazları

Bu popüler cihazların çalışma prensibi, ısıtılmış bir tel veya film yüzeyi üzerinden gaz akışıyla oluşturulan soğutucu etki temeline dayanır. Isı kaybı doğrudan kütleli hava debisiyle orantılıdır ve bu durum cihaz boyunca akışı laminar yapar. Bu tasarımların avantajları güvenilirlikleri ve kirli hava akımlarına karşı olan toleransıdır. Bununla beraber, yerinde kalibrasyonu gerçekte imkânsızdır.

5.4.7 Pozitif yer değiştirmeli akış ölçer

Dönme hareketinden dolayı birbirini izleyen hava boşlukları akış ölçerin emme tarafından çıkış tarafına transfer edilir. Akış debisi, rotor hızıyla orantılıdır. Bu akış ölçerlerin bazıları “Roots” tipi cihazların prensibiyle çalışır. Pozitif yer değiştirmeli akış ölçerin avantajları; hassasiyeti, basitliği ve geniş ölçüm aralığına sahip olmasıdır. Dezavantajları; fiyatı, ebatları, göreceli olarak büyük basınç düşüşü ve akıştaki kirlenmeye olan duyarlılığıdır.

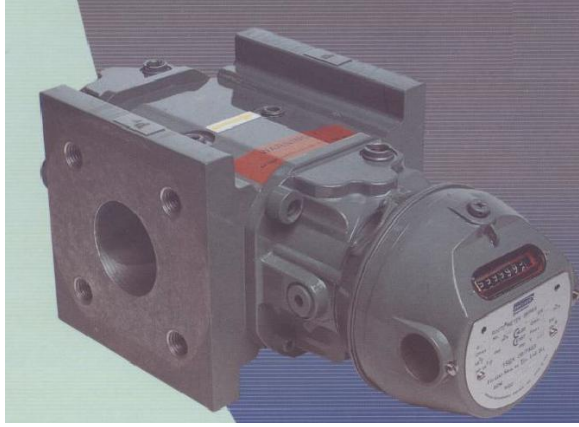
Motor deney laboratuvarında hava debisi ölçümü için Dresser marka döner yer değiştirmeli (roots tipi) sayaç bulunmaktadır. Bu sayaç, silindir duvarları içerisine yerleştirilmiş sabit bir ölçüm haznesi ile bunun içerisinde birbirinin tersi yönünde dönen 8 şeklindeki 2 adet çarktan meydana gelmektedir. Gaz tüketimi nedeniyle çıkış basıncı düşer ve çarklar, giriş ile çıkış basıncı arasındaki bu basınç farkı nedeniyle döner. Sonuçta ölçülmüş belli miktar gaz hacmi girişten çıkışa iletilir. Debimetrenin teknik özellikleri aşağıda verilmiştir.

- $P_{maks}=16$ bar
- $T_{gaz}=40$ °C +60 °C
- Maks. $Dp=350$ mbar/sn. (sayaç içindeki basınç değişim oranı)
- Kabul edilebilir aşırı kapasite; %125 Q_{maks} . (en fazla 30 dakika süreyle)
- Ölçüm yapılabilen gazlar; hava, argon, karbondioksit, karbonmonoksit, helyum, neon, nitrojen

Debimetre üzerinde 8 haneli bir numaratör bulunmaktadır. Bir uyum dişlisi ile ölçülen gaz birim olarak m^3 'e çevrilir. Numaratör çarklardan biri ile manetik kavrama yolu ile işletilir. Kapalı bir hazne içinde olan numaratör ve numaratör kapağının göstergesi kolay okuma için 355° döndürülebilir. Ayrıca debimetre

üzerinde bulunan yüksek frekans pulse verici ile ölçülen gaz hacmine oranlı olarak elektronik sinyal üretilir. Bu sayede akış debisi anlık olarak iletilebilir.

Ölçüm yapan parçalar termal genişleme özellikleri aynı olan alüminyum malzemeden yapılmıştır. Böylece genişleme durumunda silindir ve çarklar arasındaki boşluklar oldukça sabit kalır ve 40 °C ile +60 °C gibi geniş bir sıcaklık aralığında çalışabilir. Eş zamanlı dişlilerle bağlanan çarkların pozisyonları daima sabit kalır. Bu sayede çok düşük basınç farklılıklarında bile çok hassas bir ölçüm yapılabilir.

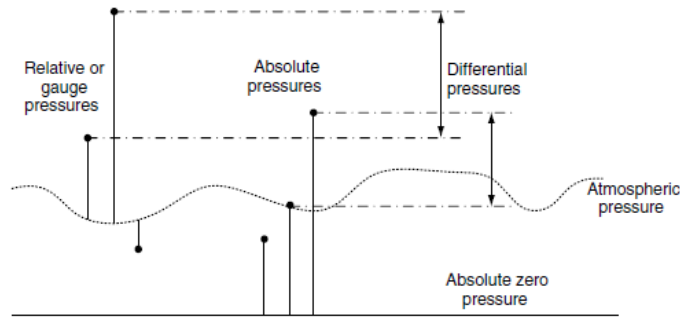


Şekil 5.17 : DRESSER marka roots tipi debimetre.

5.5 Deney Odası Sıcaklık, Basınç ve Nem Ölçümü

5.5.1 Basınç ölçümü

Mutlak, efektif (relative) ve diferansiyel olmak üzere üç basınç ölçüm modu vardır (Şekil 5.16).



Şekil 5.18 : Mutlak (absolute), efektif (relative) ve diferansiyel (differential) basınç diyagramı [12].

Dünya üzerindeki atmosferik basınç değişmekle birlikte yaklaşık olarak 10^5 Pa'dır. Bu basınç mutlak basınçtır çünkü sıfır basınca göre ifade edilmektedir. Çoğu motor

test aletleri basınç ölçümünü atmosferik basınca göre ifade etmek üzere tasarlanmıştır. Dolayısıyla bunlar atmosferik basıncı ölçtüklerinde sıfırı gösterirler. Efektif basınç ise mutlak basınç ile ortam basıncı arasındaki farkı gösterir. Atmosferik basınçtaki değişim nedeniyle test odasında barometrik basınç ölçümü yapılarak relativ basınç için referans değer hassas olarak takip edilmelidir. Bu nedenle kurulan deney laboratuvarında odanın basınç ölçümü için mutlak basınç ölçümü yapabilen sensör seçilmiştir.

Örneğin bir orifisten geçen akışın basınç ölçümü için giriş ve çıkış arasındaki basınç farkını ölçmek gerekmektedir. Bu durumda referans basıncının sıfır veya atmosferik basınç olması önemli değildir. Bu şekilde ölçülen basınca diferansiyel basınç denir.

Elektronik basınç transdüserleri

Motor testleri kullanımı için birçok çeşit strengeyç ve piezoelektrik basınç transdüserleri vardır. Basınç transdüserleri normal olarak paslanmaz çelikten üretilen bir metal silindirden oluşur. Bu silindirin hissedici tarafı dişli bağlantılıdır diğer tarafına ise sinyal kablosu eklenmiştir. Transdüser gövdesi hissedilen basıncı elektriksel outputa çevirmek için bazı cihazlar içerebilir. Sinyal analog milivolt, 4-20 mA veya CAN-bus seri haberleşme arayüzü vasıtasıyla iletilebilen dijital output formunda olabilir. Output kablosu ve bağlantı devresi transdüser tipine göre değişebilir. Bir tanesi elektrik beslemesi için kullanılan 4, 3 veya 2 kablo bağlantısı gerekebilir. Her transdüserin bir çalışma aralığı vardır dolayısıyla basınç sensörleri bu aralığa göre seçilmelidir. Örneğin düşük basınç aralığı için seçilen bir transdüser yüksek basınç uygulaması halinde tahrip olabilirken yüksek basınç ölçümü için seçilen sensör düşük basınç ölçümü için kullanıldığında etkisiz olabilir. Ayrıca basınç transdüserleri kullanılacağı ortama göre seçilmelidir.

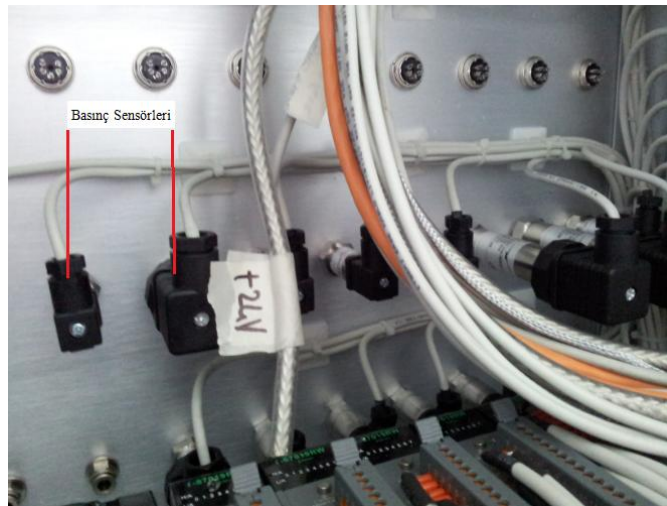
Motor test ortamı için kullanılan basınç sensörleri pahalı ve hassas olduklarından genelde transdüser kutusu içinde monte edilir. Bu kutu ile transdüserin ölçüm noktası arasında sızdırmaz olarak bağlanan esnek tüpler vardır.

Deney odasında 17 noktadan basınç ölçülecektir. Bunlardan test odası basıncı ve debimetre üzerinden ölçülecek motor emme havası basıncı için mutlak basınç ölçen sensörlere ihtiyaç vardır. Emme filtresindeki basınç farkını ölçmek için ise differansiyel ölçüm yapabilen sensör gerekmektedir. Geri kalan ölçüm noktaları için

efektif basınç ölçen sensörler seçilmiştir. Alınan bütün sensörler strengyeç tipi Keller markadır.

Çizelge 5.2 : Basınç ölçüm noktaları ve aralıkları.

Ölçüm yapılacak noktalar	Range	Birim	Hassasiyet	Çıkış
Test Odası Basıncı (mutlak basınç)	0 - 1400	mbar	2.8 mbar	4-20 mA
Motor Suyu Basıncı Giriş (maksimum sistem basıncı 5 bar)	0 - 2500	mbar	6.25 mbar	4-20 mA
Motor Yağ Basıncı Giriş (maksimum sistem basıncı 10 bar)	0 - 10	bar	25 mbar	4-20 mA
Motor Yakıt Basıncı Giriş	0 - 250	bar	0.5 bar	4-20 mA
Motor Yakıt Basıncı Dönüş	0 - 6	bar	0.015 bar	4-20 mA
Motor Emme Hava Basıncı Debimetre (mutlak basınç)	0 - 1400	mbar	2.8 mbar	4-20 mA
Fark Basıncı Algılayıcı (emme filtresindeki basınç kaybı için)	0 - 1	bar	4 mbar	4-20 mA
Motor Emme Hava Basıncı Kompresör Basıncı Giriş	-1 - 1	bar	5 mbar	4-20 mA
Motor Emme Hava Basıncı Kompresör Basıncı Çıkış	0 - 4	bar	0.010 bar	4-20 mA
Motor Emme Hava Basıncı Ara Soğutucu Basıncı Giriş	0 - 4	bar	0.010 bar	4-20 mA
Motor Emme Hava Basıncı Manifold Basıncı	0 - 4	bar	0.010 bar	4-20 mA
Motor Egzoz Gazı Türbin Basıncı Giriş	0 - 4	bar	0.010 bar	4-20 mA
Motor Egzoz Gazı Türbin Basıncı Çıkış	0 - 1.6	bar	0.006 bar	4-20 mA
Motor Egzoz Gazı Katalizatör Basıncı Giriş	1 - 1.6	bar	0.006 bar	4-20 mA
Motor Egzoz Gazı Katalizatör Basıncı Çıkış	2 - 1.6	bar	0.006 bar	4-20 mA
Motor Egzoz Gazı Karşı Basıncı	3 - 1.6	bar	0.006 bar	4-20 mA
Motor Egzoz Gazı Basıncı Yedek	0 - 4	bar	0.010 bar	4-20 mA



Şekil 5.19 : Basınç sensörlerinin panodaki yerleşimi.



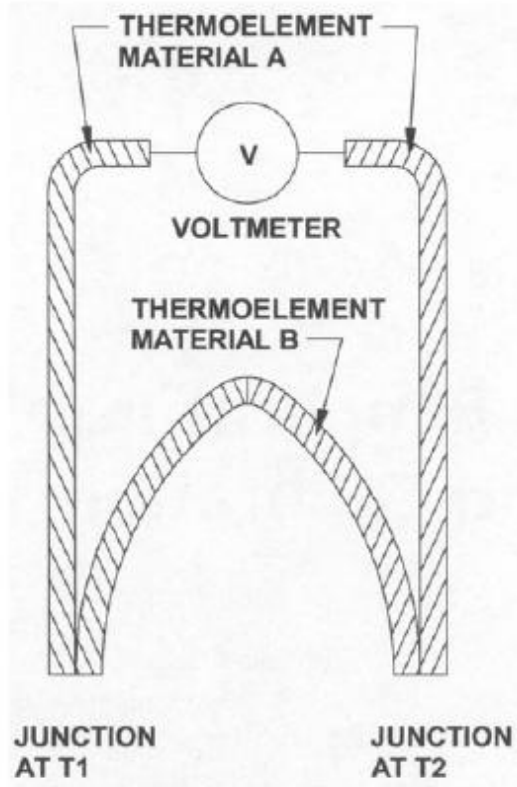
Şekil 5.20 : Sıcaklık (solda) ve nem sensörü (sağda).

5.5.2 Sıcaklık ölçümü

5.5.2.1 Isıl çift (termokupl) ile sıcaklık ölçümü

Bu sensörler mutlak sıcaklığı değil de iki nokta (sıcak nokta ile soğuk nokta) arasındaki sıcaklık farkını ölçen cihazlardır.

Bu cihazlar iki farklı malzemeden oluşan uçlarının kaynaklanması ile elde edilen ve bu uçlar arasındaki sıcaklık farkını ölçebilen bir sıcaklık ölçüm elemanıdır. Bu uçlardan açıkta kalan soğuk nokta, kaynatılan ise sıcak nokta olarak adlandırılır. Bu iki nokta arasındaki sıcaklık farkından dolayı ısıl çift üzerinde gerilim (EMF) üretilir (şekil 5.20). Sensör üzerinden sıcaklık farkı ölçüldüğü için bir noktadaki sıcaklık sabitken diğerinin sıcaklığı değiştirildiğinde sensör üzerinden ölçülen sıcaklık da değişecektir. Ölçülen değerleri standartlaştırmak için soğuk noktanın 0 °C'deki buzlu suya daldırıldığı ve soğuk nokta uçlarında bu sıcaklığa karşılık üretilen mV değeri alınır. Fakat günümüzde kullanılan en yaygın yöntem, referans bağlantı noktasındaki sıcaklığı doğrudan okuyan termistor veya diyot gibi termal duyarlı cihazlar kullanarak ölçmek ve daha sonra bu sıcaklığı soğuk nokta sıcaklığı olarak almaktır. Böylece, bilinen bir sıcaklıktaki gerilim simüle edilebilir ve uygun düzeltme uygulanır. Buna soğuk bağlantı dengelemesi denir. Termokupl'ların kullanılan metal alaşım, sıcaklık ölçüm aralığı ve hassasiyete göre K, E, J, N, B, R, S, T, C, M tipleri vardır.



Şekil 5.21 : Isıl çift devresi [13].

K tipi termokupl

Ucuz olmasından dolayı en yaygın kullanılan termokupl tipidir. Hassasiyeti yaklaşık olarak $41 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ 'dir. Kromel (+) ve alumel (-) alaşımları kullanılır. $-200-1350^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir. Bileşenlerden biri olan nikel manyetiktir. Manyetik malzeme ile yapılan termocouple'larda, manyetik malzeme Curie noktasına ulaştığında outputta bir sapma gerçekleşir. K tipi Termokupl'da bu 150°C civarında gerçekleşir.

E tipi termokupl

Kromel (+) ve konstantan (-) alaşımları kullanılır ve manyetik değildir. Hassasiyeti yaklaşık olarak $68 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ 'dir. $-200-900^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir.

J tipi termokupl

Demir (+) ve konstantan (-) alaşımları kullanılır. Hassasiyeti yaklaşık olarak $55 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ 'dir. $-40-750^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir. Bileşenlerden biri olan demir manyetiktir ve 770°C civarında demir Curie noktasına ulaşır. Bu noktada outputta ani bir değişiklik olur bu nedenle üst limit 750°C civarındadır.

N tipi termokupl

Nikrosil (+) ve nisil (-) alaşımları kullanılır ve bu tip termokupl'lar yüksek sıcaklıklardaki oksidasyonlara dayanıklı oldukları için çalışma sıcaklıkları daha yüksektir. -40-1200  C arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir. Hassasiyeti yaklaşık olarak 37  V/ C'dir.

B tipi termokupl

Her iki kondüktör platin-rodyum alaşımlarından oluşur. Bir kondüktör %30 rodyum içerirken diğeri %6 rodyumdan oluşur. 50-1800  C arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir.

R tipi termokupl

Her iki kondüktör platin-rodyum alaşımlarından oluşur. Bir kondüktör %13 rodyum içerirken diğeri saf platinden oluşur. 1600  C 'ye kadar sıcaklıklar ölçülebilir.

S tipi termokupl

Her iki kondüktör platin-rodyum alaşımlarından oluşur. Bir kondüktör (+) %90 rodyum içerirken diğeri (-) %100 platinyumdan oluşur. 0-1800  C arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir. Hassasiyeti yaklaşık olarak 12  V/ C'dir.

T tipi termokupl

Bakır (+) ve konstantan (-) alaşımları kullanılır. -200-350  C arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir. Hassasiyeti yaklaşık olarak 51  V/ C'dir.

C tipi termokupl

Her iki kondüktör tungsten-renyum alaşımlarından oluşur. Bir kondüktör (+) %5 renyum içerirken diğeri (-) %26 renyumdan oluşur. 0-2320  C arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir. Bu termocouple çok yüksek sıcaklıklarda vakum fırınları için uygundur. 260   C zerindeki sıcaklıklarda oksijen varlığında kesinlikle kullanılmamalıdır.

M tipi termokupl

Her iki kondüktör tungsten-renyum alaşımlarından oluşur. Bir kondüktör (+) %5 renyum içerirken diğeri (-) %26 renyumdan oluşur. 0-2320  C arasındaki sıcaklıklar ölçülebilir. Bu termocouple çok yüksek sıcaklıklarda vakum fırınları için uygundur. 260   C zerindeki sıcaklıklarda oksijen varlığında kesinlikle kullanılmamalıdır.

Motor deney odasında motor egzoz gazı türbini, katalizatör ve çeper sıcaklığı gibi yüksek sıcaklıkları ölçmek için 7 tane termokupla ihtiyaç vardır. Bunlardan 5 tanesi 0-

1200 °C arasındaki sıcaklıklar için diğer 2 tanesi ise 0-600 °C arasındaki sıcaklıkları ölçmek için kullanılacaktır. Çizelge 5.3'te ölçüm yapılacak noktalar, sıcaklık mertebeleri ve istenilen hassasiyet değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Termokulp ile ölçüm yapılacak noktalar ve sıcaklık aralıkları.

Ölçüm yapılacak noktalar	Aralık	Birim	Hassasiyet
Motor Egzoz Gazı Türbin Sıcaklığı Giriş	0-1200	°C	± 2 K
Motor Egzoz Gazı Türbin Sıcaklığı Çıkış	0-1200	°C	± 2 K
Motor Egzoz Gazı Katalizatör Sıcaklığı Giriş	0-1200	°C	± 2 K
Motor Egzoz Gazı Katalizatör Sıcaklığı Çıkış	0-1200	°C	± 2 K
Motor Egzoz Gazı Sıcaklığı Yedek	0-1200	°C	± 2 K
Motor Çeper Sıcaklığı 1	0-600	°C	± 2 K
Motor Çeper Sıcaklığı 2	0-600	°C	± 2 K

Tabloda verilen sıcaklıkları ölçmek için Elimko firmasından çok çeşitli alanlarda geniş uygulama imkânına sahip K tipi portatif termokupllar temin edilmiştir.

5.5.2.2 Rezistans termometre ile sıcaklık ölçümü

Rezistans termometreler -250 ile 850 °C gibi geniş bir aralıkta termometre direnci ile sıcaklığı ilişkilendirerek ölçüm yapabilen termokupllara göre daha hassas olan sensörlerdir. Bu cihazların çoğu seramik veya cam çekirdek etrafında sarılmış ince sarmal telden oluşur. Rezistans termometreler farklı sıcaklıklarda rezistansları bilinen saf malzemenin oluşurlar. Malzemenin sıcaklık değiştikçe direnç değişimi tahmin edilerek buna göre sıcaklık değişimi belirlenebilir. Bu cihazda hassas bir akım kaynağını gerekmektedir. Böylece değerini bilinen bir akım geçirilerek üzerinde oluşan gerilim değişimi analog olarak okunur ve denklemlerle ya da taramalı tablolarla sıcaklık ölçümü yapılır. 0 °C sıcaklıktaki dirence sınıflandırılan bu cihazların PT100 ve PT1000 olmak üzere iki çeşidi vardır. PT100 tipi termo rezistansın direnci 0 °C sıcaklıkta 100 ohm iken PT1000 termorezistansta 0 °C'deki nominal direnç değeri 1000 ohm'dur. PT100'un boyutları PT1000'e göre biraz daha büyüktür. Hassasiyet PT1000'de biraz daha fazladır.

Motor deney odasında termokulp ile ölçülecek sıcaklıklara göre daha düşük olan test odası, emme havası, motor suyu ve yağı gibi sıcaklıklarının ölçümü içi vardır. Çizelge 5.4'te ölçüm yapılacak noktalar, sıcaklık mertebeleri ve istenilen hassasiyet değerleri verilmiştir. Bu sıcaklıkları ölçmek için *Elimko* firmasından PT100 tipi termorezistanslar temin edilmiştir [12].

Çizelge 5.4 : Termorezistans ile ölçüm yapılacak noktalar ve sıcaklık aralıkları.

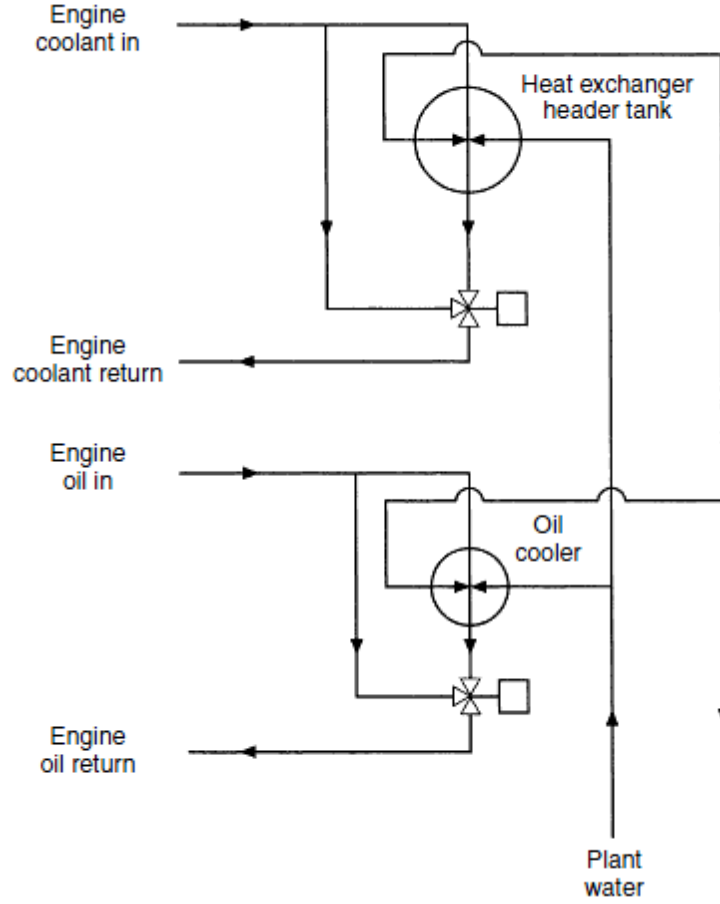
Ölçüm yapılacak noktalar	Aralık	Birim	Hassasiyet
Test Odası Sıcaklığı	0 - 150	°C	± 0.1 K
Motor Suyu Sıcaklığı Giriş	0 - 130	°C	± 1 K
Motor Suyu Sıcaklığı Çıkış	0 - 140	°C	± 1 K
Motor Yağ Sıcaklığı Çıkış (Karter)	0 - 200	°C	± 1 K
Motor Yakıt Sıcaklığı Giriş	15 - 80	°C	± 1 K
Motor Yakıt Sıcaklığı Dönüş	15 - 80	°C	± 1 K
Motor Emme Hava Sıcaklığı Debimetre Üzerinden	15 - 80	°C	± 1 K
Motor Emme Hava Sıcaklığı Kompresör Sıcaklığı Giriş	0 - 60	°C	± 1 K
Motor Emme Hava Sıcaklığı Kompresör Sıcaklığı Çıkış	0 - 150	°C	± 1 K
Motor Emme Hava Sıcaklığı Ara Soğutucu Sıcaklığı Giriş	0 - 150	°C	± 1 K
Motor Emme Hava Sıcaklığı Ara Soğutucu Sıcaklığı Çıkış	0 - 60	°C	± 1 K
Motor Sıcaklığı Yedek RTD	0 - 150	°C	± 1 K

5.5.3 Motor suyu ve yağı şartlandırma üniteleri

İçten yanmalı motorların termodinamik ve mekanik çalışma davranışı motor suyunun ve yağının sıcaklığından büyük ölçüde etkilenir. Tekrarlanabilir testlerin yapılması bu testlerin üzerinde analiz çalışmalarının yapılabilmesi, farklı test sonuçlarının karşılaştırılması ve aynı zamanda verimli testlerin yapılabilmesi ancak motor suyu ve yağı sıcaklıklarının kontrolü ile gerçekleşebilir.

Soğutma ünitesi tasarlanırken motorun termal karakteristikleri dikkate alınmalıdır aksi halde motor suyu ve yağı sıcaklığının hassas kontrolü mümkün değildir. Kısmi yüklerde, soğutma ünitesi motorun termal özelliklerine göre dizayn edilse de sıcaklık hassas olarak kontrol edilemeyebilir.

Motor soğutma ünitesinden çok küçük olması durumunda sıcaklık kontrolündeki dengesizlik artar. Isı değiştiricisinin (eşanjör) kapasitesi en önemli tasarım parametresidir. Şekil 5.21’de soğutma ünitesinin basitleştirilmiş şeması gösterilmiştir. Soğutma sistemlerinde kullanılan en yaygın sistem, sıcaklığı kontrol etmek için termostatik olarak kontrol edilen 3 yollu karıştırma valfi kullanmaktır.



Şekil 5.22 : Soğutma ünitesi şeması [12].

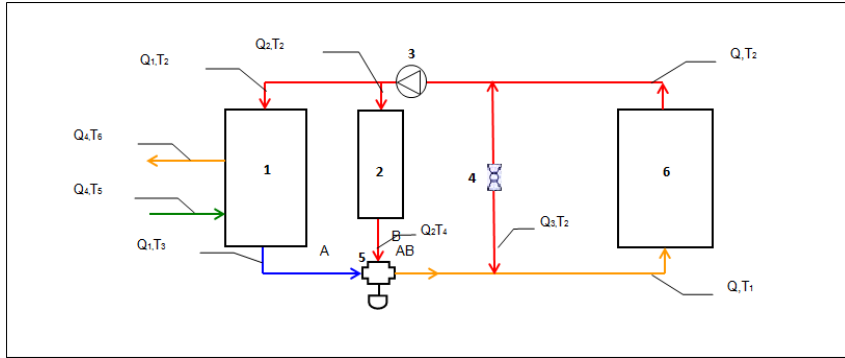
Kısa süreli sıcaklıkların çok hassas kontrolü gerekli olduğunda, motora yakın yerleştirilen ayrı bir palete monte edilmiş soğutma ünitesi kullanımı gerekebilir; aksi takdirde çoğu motor testinde kalıcı olarak yerleştirilen, yağ ve su soğutma modülleri en iyi çözümü sunar.

Bir genel pozisyon, her iki üniteyi de dinamometrenin arkasına yerleştirmektir. Böylece her iki sistem harici su soğutma sisteminden beslenir ve motor bağlantı hortumları dinamometrenin altından geçerek şafta yakın bir noktada bağlanabilir.

Soğutma sisteminde PID (oransal-integral-türev) kontrol genellikle tatmin edici sonuçlar verir. Fakat termostatik valf doğru ölçülendirilmelidir. Örneğin akış hızı seçilen valfin kapasitesinin çok altında ise sistem tatmin edici çalışmaz.

5.5.3.1 Motor suyu şartlandırma ünitesi

Motor deney odasında birincil devre kontrollü 90 kW kapasiteye sahip motor suyu sıcaklığı şartlandırma ünitesi hazırlanmıştır. Bu sistemde kontrol yanıt süresini kısaltmak için birincil devre yani motor tarafı kontrol edilmektedir. Sistemde 3 yollu karıştırma vanası oransal olarak, sirkülasyon pompası ise kademeli olarak kontrol edilmekte motor giriş ve çıkış suyu sıcaklığı ölçülmektedir. Şekil 5.22’de şartlandırma ünitesinin basit şeması, Çizelge 5.5’te sistem elemanları verilmiştir.



Şekil 5.23 : Motor suyu şartlandırma sistemi şematik gösterimi.

Motor giriş suyu sıcaklığı 3 yollu karıştırma vanası ile, motor çıkış suyu sıcaklığı ise motor yüküne bağlı olarak sirkülasyon pompasının debisinin ayarlanmasıyla kontrol edilir. Motor giriş suyu ve çıkış suyu sıcaklıkları ölçülerek motorun sisteme verdiği ısı yükü belirlenir ve 3 yollu karıştırıcı vananın kontrolüyle ısı değiştirici üzerinden gerektiği kadar su debisi geçirilir.

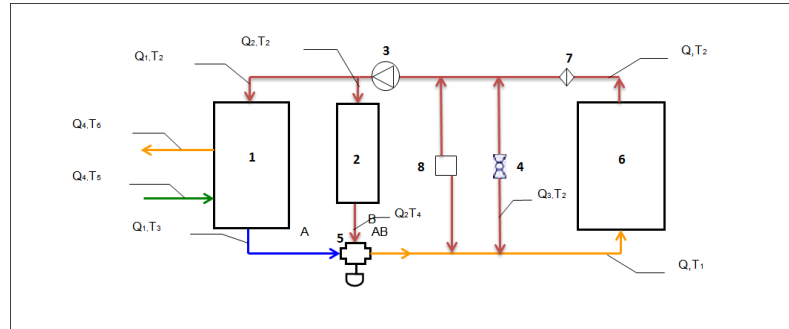
Benzer şekilde sıcaklık ölçerlerden alınan sinyalle sirkülasyon pompasının debisi kontrol edilerek motor çıkış suyu sıcaklığı istenilen değerde ayarlanır. Hazırlanan sistemde motor suyu sıcaklığı ± 1 K hassasiyet ile 40-130 °C arasında kontrol edilebilmektedir.

Çizelge 5.5 : Sistem elemanları.

1	Isı Değiştirici
2	Elektrikli Isıtıcı
3	Pompa
4	By-Pass Valfi
5	3 Yollu Karıştırıcı Vana
6	Motor

5.5.3.2 Motor yağı şartlandırma ünitesi

Motor yağı şartlandırması için yapılan sistem su şartlandırma ünitesine ile aynı prensipte çalışmaktadır fakat kapasitesi 10 kW'dur ve ek olarak basınç kontrol valfi eklenmiştir. Su şartlandırma ünitesi gibi 3 yollu karıştırma vanası oransal olarak, sirkülasyon pompası ise kademeli olarak kontrol edilmekte motor yağının giriş ve çıkış sıcaklığı ölçülmektedir. Aşağıda şeması verilen sistemde statik kontrol hassasiyeti ± 1 K'dir ve motor yağı sıcaklığı 150 °C'ye kadar kontrol edilebilmektedir.



Şekil 5.24 : Motor yağı şartlandırma sistemi şematik gösterimi.

Çizelge 5.6 : Sistem elemanları.

1	Isı Değiştirici
2	Elektrikli Isıtıcı
3	Pompa
4	By-Pass Valfi
5	3 Yollu Karıştırıcı Vana
6	Motor
7	Yağ Filtresi
8	Basınç Kontrol Valfi

Motor suyu ve yağı sıcaklığı şartlandırma üniteleri az yer kaplaması için üstte yağ şartlandır altta ise su şartlandırma olmak üzere tek parça halinde yapılmıştır (Şekil 5.24).



Şekil 5.25 : Motor suyu (solda) ve yağı (sağda) şartlandırma sistemleri.



Şekil 5.26 : Motor suyu ve yağı şartlandırma sistemlerinin genel görünümü.

5.5.4 Yakıt tüketimi ölçüm ve şartlandırma sistemi

5.5.4.1 Test odası yakıt sistemi

Test odası yakıt sisteminin karmaşıklığı büyük ölçüde değişkendir. Bazı durumlarda yakıt sistemi tek bir yakıt hattıyla motorun yakıt pompasına bağlanır ama özel amaçlı test hücrelerinde birden fazla yakıt, yakıt sıcaklığını kontrol eden ve yakıt tüketimini ölçen cihazdan geçebilir.

Çok sık yapılmayan testlerde, dıştan takma motorlar için kullanılan, kapasitesi 10 litreden fazla olmayan basit bir yakıt tankı yeterli olabilir. Bu yakıt tankları teknelerin kullandığı, yakıt depolama ve yakıt temini güvenilirliği sertifikalı olan depolardır. Bundan başka depoların kullanılması güvenli değildir ve kullanıldığı yerin güvenliğini tehlikeye atar.

Hücre içi sistemler planlanırken aşağıdaki noktalar dikkate alınmalıdır:

- Bir hücre için birden fazla yakıt besleme hattı gerekebilir: örneğin dizel için bir, benzin için iki (standart ve süper yakıt için) tane yakıt hattı olabilir. Hücre içinde yakıt sisteminin kapasitesi, yakıt filtresi gibi öğeler de dâhil olmak üzere, minimum tutulmalıdır. İstenilen yakıtın beslenmesi, sızdırmazlık konektörü ile bağlanmış esnek bir hat ile ortak hattan sağlanır.

- Genel denetim için, her yakıt hattında kümülatif bir yakıt metre olmalıdır.
- Hava kabarcığı ve yakıt buharlaşmasını önlemek test hücresi yakıt sistemi için problemdir. Sistemin en yüksek noktasına havayı elimine eden bir valf yerleştirilmelidir, bunun hücre dışındaki atmosfere açılan bir havalandırma ile uygun yükseklikte ve yakıt kaçıışını engelleyen pozisyonda olması gerekmektedir.
- Yakıt sızıntısını önlemek için yakıt hatlarındaki kırılmadan mümkün olduğunca kaçınılmalıdır. Bunun için, kontrol elemanlarını duvardaki sabit bir panoya monte edilebilir veya kilitli özel bir panel kullanılabilir. Esnek yakıt hattı operatör erişimine engel olmamalıdır. Bunun için yakıt hattı yukarıdan geçmelidir. Sızdırmazlık elemanları motor ve diğer sık kırılan bağlantılar için kullanılmalıdır.
- Tahliye hattında yakıtın alev almaması için tahliye bağlantılarına yakıt tutucular yerleştirilmelidir.
- Normal koşullarda yakıt hattındaki yakıtın akış hızı 0.2-1 m/s olmalıdır [12].

5.5.4.2 Motor yakıt basıncı kontrolü

Test odası tasarımı için yakıt basıncı ile alakalı 3 tane önemli problem vardır.

- Yakıt şartlandırma ve yakıt tüketimini ölçen aletin besleme basıncı. Örneğin AVL Fuel Balance'te giriş basıncı maksimum 0.8 bardır; pompa kullanılan sistemlerde, yakıt şartlandırma ve yakıt tüketimini ölçen aletten önce basıncı düşüren bir regülatör kullanımı gerekebilir.
- Motor besleme hattındaki basınç. Normal bir test hücresinde, motor besleme hattındaki basınç 0.05-4 bar arasında ayarlanabilir.
- Motor geri dönüş hattındaki yakıt basıncı. Yakıt şartlandırma ve yakıt ölçüm cihazı kullanıldığında, yakıt geri dönüş hattındaki basınç gerekenden fazla olabilir. Taşıtta geri dönüş hattındaki basınç 0-0.5 bar arasında iken, test hücresinde yakıtı şartlandırma ünitesine götürmek ve motor ve araçlar arasında statik kafa farklılıkların üstesinden gelmek için 1.5 barın üzerinde olması gerekebilir. Dolayısıyla basınç düşürücü bir devre içeren pompa ile yakıt besleme ve yakıt dönüş hattındaki basıncı birbirinden bağımsız olarak ayarlanmalıdır. Buhar kabarcıklarının oluşumunu önlemek için devrenin tasarımı özenle yapılmalıdır [12].

5.5.4.3 Motor yakıt sıcaklığı kontrolü

Yakıt sıcaklığını kontrol etmek için kullanılan parçaların, örneğin ısı değiştiricileri, borular ve sızdırmazlık malzemelerinin, kullanılacak tüm yakıtlar için uygunluğu kontrol edilmelidir.

Kalite kontrol hücrelerinde olduğu gibi eğer yakıt motora standart bir sıcaklıkta besleniyorsa, basit bir kontrol sistemi ile sıcak suyun ısı değiştiricisinde dolaştırılmasıyla, yakıt istenilen sıcaklığa getirilir. Böyle bir sistemle yakıt debisi değişken olmasına rağmen iyi bir sıcaklık kontrolü sağlanabilir.

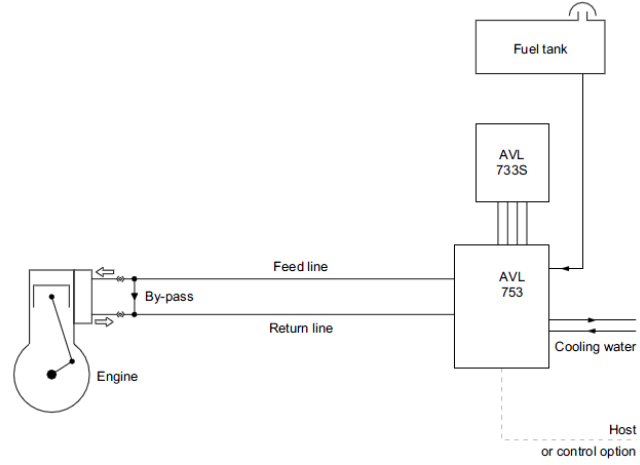
Sıcaklığı kontrol eden cihaz ile motor arasındaki mesafeyi minimize etmek gerekir böylece motor minimum gecikme ile istenilen sıcaklıkta yakıt alır.

Ortam sıcaklığı altındaki sıcaklık kontrolünün stabilitesi, bağımsız bir kontrol ünitesine sahip soğutulmuş su hattındaki stabiliteye bağlıdır.

Doğru bir yakıt tüketimi ölçümü için deney boyunca sabit bir yakıt sıcaklığı gerekmektedir. Özellikle düşük yüklerde, yakıt ölçüm devresindeki sıcaklık değişimi, yakıt tüketimi ve yakıt tüketimi ölçümünde önemli etkiye sahiptir.

Motor deney laboratuvarında AVL marka, 733S/753CL model çok hassas yakıt tüketimi ölçümü ve şartlandırması yapabilen, maksimum yakıt tüketimi 150 kg/saat olan test sistemlerinde kullanılabilen bir cihaz bulunmaktadır. Motor deneyleri için çok önemli olan yakıt tüketimi gravimetrik ölçüm prensibine göre çalışır. Yakıt tüketimi, birim zamanda yakıt tankı ağırlığındaki azalmanın kapasitif algılayıcı ile ölçülmesiyle doğrudan belirlenir.

Motor yakıt sıcaklığı 10-80 °C arasındaki herhangi bir sıcaklığa 0.12 °C hassasiyetle ayarlanabilir. Yakıt besleme basıncı 0-6 bar arasında dönüş basıncı ise 0-0.5 bar arasında kontrol edilebilir. Benzin, dizel, bio-dizel ve %100'e kadar alkol yakıtlarının ölçümü ve şartlandırılması için kullanılabilir. Şekil 5.26'da sistemin şematik görünümü verilmiştir.



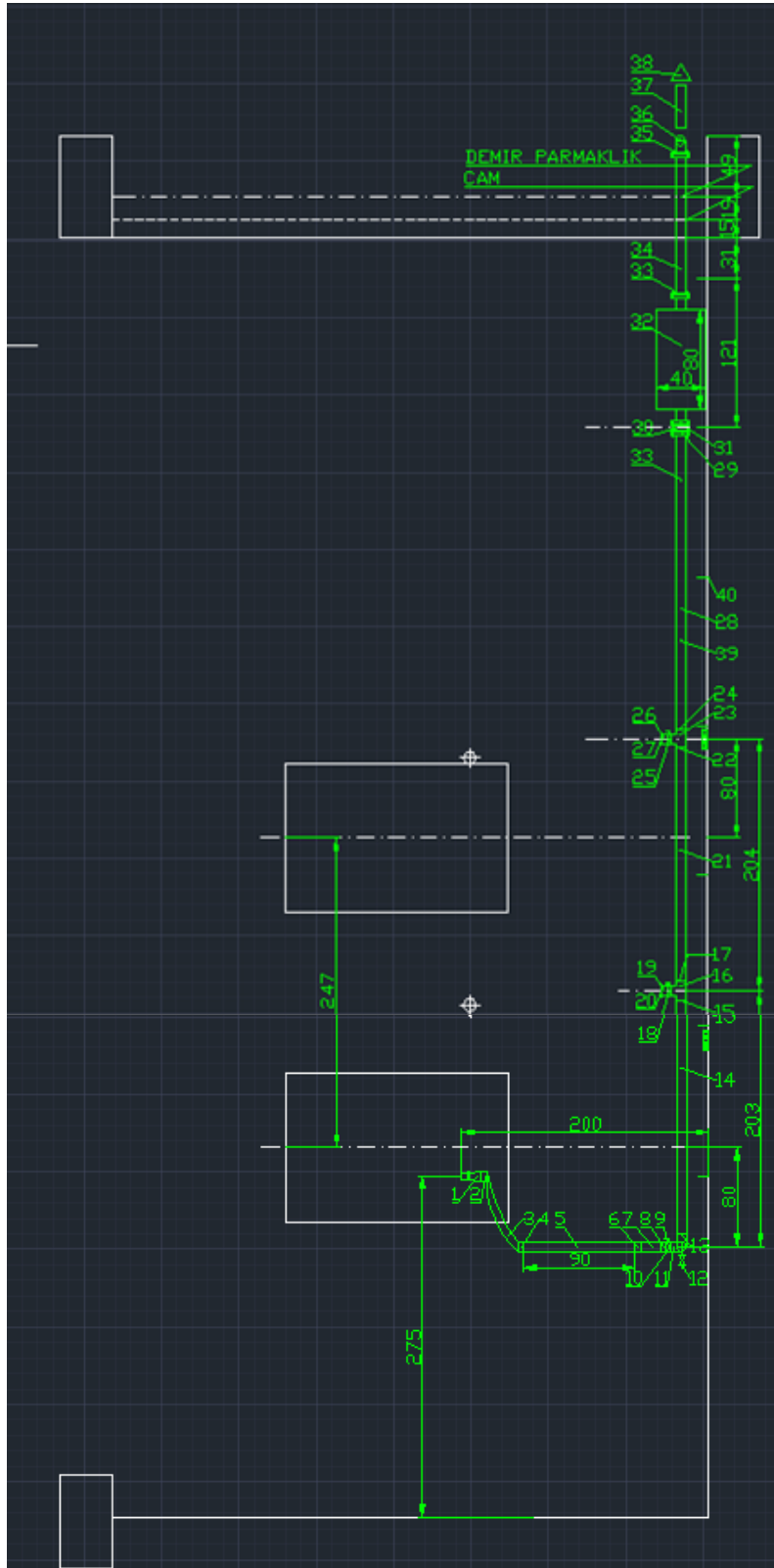
Şekil 5.27 : AVL 733S/753CL yakıt ölçüm ve şartlandırma sisteminin şematik görünümü.

AVL yakıt ölçüm ve şartlandırma sistemi için uygun şase üretilip cihazın motor için en uygun yere montajı yapılmıştır (Şekil 5.27). Şase üzerinde biri dizel diğeri benzin için kullanılmak üzere 2 adet her biri 15'er litrelik yakıt deposunun yerleşimine uygun tasarlanmıştır. Motora yakıt besleme, havalandırma ve su hatları ise yapım aşamasındadır.



Şekil 5.28 : AVL 733S/753CL yakıt ölçüm ve şartlandırma sistemi.

5.5.5 Egzoz tahliye sistemi



Şekil 5.29 : Egzoz sistemi çizimi.

Motor deney laboratuvarında yapılması planlanan egzoz tahliye hattının çizimi Şekil 5.28'de, kullanılacak elemanlar Çizelge 5.7'de verilmiştir. Yüksekliği 120 cm, çapı 45 mm olan motor egzoz manifoldu paslanmaz çelik spiral (esnek) boru ile egzoz emisyon ölçümü yapılacak, yerden yüksekliği 210 cm çapı 76 mm olan düz boruya bağlanmıştır. Spiral borunun her iki tarafına uygun flaşlar üretilerek kaynatılmış ve spiral-düz boru bağlantısı kelepçe ile sızdırmaz bir şekilde bağlanmıştır. Emisyon ölçümü yapılacak düz boru ile laboratuvar duvarındaki egzoz hattı bağlantısı yine spiral borularla yapılmaktadır.

Duvardaki egzoz hattı duvarlarda bulunan demirlere tespit edilmiştir. Motor deney laboratuvarında bulunan 2. dinamometre ileride kullanılabilmesine imkân sağlamak için, dinamometrenin merkez hizasında ikinci bir egzoz bağlantısı yapılmıştır. Ayrıca egzoz hattından kaynaklanan gürültüyü sönmölemek için bir egzoz susturucusu eklenmiştir

Egzoz karşı basıncı ise egzoz klapesinin bir servo motor yardımıyla otomatik olarak kontrol edilmesiyle ayarlanacaktır. Egzoz hattında soğumadan kaynaklanan su buharının yoğuşmasını önlemek için, egzoz hattı yalıtım yalzemesiyle kaplanacak ve olası yoğuşmalar egzoz hattının oda içine eğimli olması sayesinde bir drenaj ile tahliye edilecektir.



Şekil 5.30 : Egzoz klapesi kontrolü için kullanılacak servo motor.

Çizelge 5.7 : Egzoz sistemi elemanları.

1	Geçiş Ø45 > Ø76 mm
2	Kelepçe, Ø76 mm, Geçiş-Spiral
3	Spiral Boru, Ø76 mm X 100 cm
4	Kelepçe, Ø76 mm, Spiral-DüzBoru
5	Ölçüm Hattı, Ø76 mm X 100 cm, H=210 cm
6	Kelepçe, Ø76 mm, Düz Boru-Spiral
7	Spiral Boru, Ø76 mm X 200 cm
8	Kelepçe, Ø76 mm, Spiral-Vana
9	Küresel Vana, Ø76 mm
10	Kaynak Vana-Dirsek
11	Dirsek, Ø76 mm, 90°, Paslanmaz
12	Vana-Su Drenajı
13	Kaynak Dirsek-Düz Boru
14	Düz Boru, Ø76 mm X 186 cm, H=290cm (borunun alt hizası)
15	Kaynak Düz Boru-T
16	T Bağlantı, Ø76 mm, Paslanmaz
17	Kaynak T-Düz Boru
18	Küresel vana, Ø76 mm
19	Kelepçe, Ø76 mm, Spiral-Vana
20	Kapak
21	Düz Boru, Ø76 mm X 189 cm, H=290 cm (borunun alt hizası)
22	Kaynak Düz Boru-T
23	T Bağlantı, Ø76 mm, Paslanmaz
24	Kaynak T-Düz Boru
25	Küresel vana, Ø76 mm
26	Kelepçe, Ø76 mm, Spiral-Vana
27	Kapak
28	Düz Boru, Ø76 mm X 238 cm, H=290cm (borunun alt hizası)
29	Flanş Ø76> Ø100 mm (Egzoz Klapesi)
30	Egzoz Klapesi Ø100 mm, Kalınlık 40 mm
31	Flanş Ø76> Ø100 mm (Egzoz Klapesi)
32	Susturucu, Genişlik en fazla 40 cm olabilir
33	Flanş Ø118> Ø76 mm, Susturucu-DüzBoru
34	Düz Boru, Ø76 mm X 109 cm, H=290 cm (borunun alt hizası)
35	Flanş Ø76> Ø76 mm (Dirsek)
36	Dirsek, Ø76 mm, 90°
37	Düz Boru, Ø76 mm X Yaklaşık 300 cm
38	Kapak Yağmur Koruma

5.5.6 Egzoz emisyonu ölçüm sistemi

Motor deney odasında egzoz emisyonu ölçümü için deney odasının yanındaki odada bulunan OTAM'a ait Horiba MEXA 7500 kullanacaktır. Bu cihaz ile katalizatör önce ve sonrası, ham ve seyreltilmiş THC, CO, CO₂, O₂, NO/NO_x, HC, N₂O, SO₂, CH₄, ve EGR-CO₂ emisyonları ölçülebilir ve dizel, benzin, LPG ve CNG kullanan motorlar için kullanılabilir. Bu cihazı motor deney odası sistemine entegre etmek için ısıtılmış hattın ucu deney odasına kadar uzatılacak, yeni bir ethernet kablosu çekilerek motor deney odasından katalizörler kontrol edilebilecektir.



Şekil 5.31 : Horiba MEXA 7500 egzoz emisyon cihazı.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Yüksek verimli ve ultra düşük emisyonlu dizel motorlarının geliştirilmesi ve bu motorların hiçbir yapısal değişimler yapmadan çevreci ve ucuz olan LPG ve CNG yakıtlarına dönüştürülmesi amacıyla “MR-Process” yanma mekanizmasını gerçekleştirebilen Çift Döngülü MR-2 Yanma Odası geliştirilmiştir. Bu yanma odasının farklı tarafı, motorun pistonu üzerinde sekize benzer şekilde dizayn edilmiş yanma odası oyuğunda yanma işleminden önce birbiriyle aynı hızda ve ters yönde dönen çift hava döngüsünün meydana getirilmesidir. İki delikli enjektör yardımıyla düşük basınçta (150-250 *bar*) hava döngüsü yönünde teğetsel olarak püskürtülen yakıtın yaklaşık %95’i yanma odası duvarına sıvanarak, duvarın sıcaklığı sayesinde buharlaşmakta ve türbülanslı çift döngü ortamında optimum hızla yanmaktadır.

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 imkânı sağlamaktadır.

Tek silindirli model motorunun ve mevcut 4 silindirli traktör dizel motorunun LPG yakıtına dönüştürülmesi ile ilgili yapılan çalışmalarla tespit edilmiştir ki, “MR-Process” yanma mekanizmasının uygulanması ile dizel motorunun LPG yakıtıyla yüksek performanslı ve verimli çalıştırılmasının yanı sıra, hiçbir ek emisyon düşürücü sistemleri kullanmadan güncel standartlara cevap vermek mümkün olacaktır.

Yeni yanma odası için geliştirilen termodinamik hesap metodu deney sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve sonuçların büyük ölçüde örtüştüğü ispatlanmıştır. Bu termodinamik model deney öncesi HFK ve volümetrik verim gibi parametreler ile oynanarak motorun optimum hız ve yük karakteristiklerinin teorik olarak belirlenmesine olanak sağlamıştır.

Termodinamik model ile yapılan incelemelerde LPG ve CNG ile çalışacak motorun her durumda dizel motora göre daha verimli ve daha performanslı olacağı belirlenmiştir. LPG ve CNG'nin kademeli yanması homojen yanmaya göre daha iyi sonuçlar vermiştir. CNG'nin LPG'ye göre alt ısı değerinin daha yüksek olması nedeniyle CNG ile çalışacak motorun her durumda LPG'li motora göre daha güçlü olacağı belirlenmiştir.

LPG yakıtına dönüştürülmüş 4 silindirli dizel motorun bazında Tek Silindirli Model Deney motoru üretilerek (birinci üç silindirler devre dışı bırakılarak) İTÜ bünyesinde yapılandırılması öngörülen deney düzeneği için hazırlanmıştır. Düzenek İTÜ'ye mahsus uzaktan kumanda ve test odaları, mevcut dinamometre ve birçok şartlandırma, yakıt ölçme cihazları ve vb. sistemlerle donatılacaktır. SANTEZ projesi kapsamında bu motorun emisyon ve silindir içi ölçümü ile uzaktan kumanda ile testlerin yapılmasına ait özel bilgisayar donanımı ve yazılımı hazırlanmaya başlanmıştır. Kolaylık, zaman ve maliyet açısından avantajlı görülen Tek Silindirli Deney Düzeneği EKÜ yazılımı hafızasında kelebeğin konumuna bağlı olarak motorun optimum yük ve hız karakteristiklerini oluşturan Yakıt/Hava oranı (veya HFK - λ) ve Ateşleme Avansının (θ) değişme haritaları belirlenecek ve çok silindirli normal motorların EKÜ'sünü tasarlamak için gerekli bilgiler elde edilecektir.

KAYNAKÇA

- [1] **Heywood, J. B.** (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill.
- [2] **Aktaş, A., & Doğan, O.** (2010). Çift yakıtlı bir dizel motorda lpg yüzdesinin performans ve egzoz emisyonlarına etkisi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi* , 171-178.
- [3] **Dishy, A., hi, Y. T., Iwashiro, Y., Nakayama, S., Kihara, R., & Saito, T.** (1995). Controlling combustion and exhaust emissions in a direct-injection diesel engine dual-fueled with natural gas. *SAE Technical Paper Series* .
- [4] **Barata, J. M.** (1995). Performance and emissions of a dual fueled DI diesel engine. *SAE Technical Paper Series* .
- [5] **Bhale, P. V., Ardhapurka, P. M., & Deshpande, N. V.** (2005). Experimental Investigations to study the comparative effect of LPG and gasoline on performance and emissions of SI engine. *ASME 2005 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference* (s. 289-294). Chicago: Internal Combustion Engine Division .
- [6] **Mehdiyev, R., Kutlar, A., Arslan, H., & Özgür, C.** (2006). Dizel motorların geliştirmesinin alternatif bir yolu. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*. Bursa.
- [7] **Mehdiyev, R., Derbentli, T., Arslan, H., Özcan, E., & Potur, R. A.** (2009). Development of a turbo diesel engine by a new combustion process for heavy duty vehicles and tractors. *9th International Conference on Engine and Vehicle*. SAE International Papers.
- [8] **Mehdiyev, R., Wolanski, P., & Arslan, H.** (2000). Two-stage combustion mechanism for reduction of CO2 emissions with simultaneous rise of SI engine characteristics. *SAE Technical Papers* , 1-5.
- [9] **Mehdiyev, R., & Arslan, H.** (2009). *İçten yanmalı motorların hesabı ve geliştirilmesi hisse-I*. İstanbul : Ders notları.
- [10] **Kolchin, A., & Demidov, V.** (1984). *Design of automotive engines*. Moscow: Mir Publishers.
- [11] **Ergeneman, M., Soruşbay, C., Arslan, E., & Safgönül, B.** (2008). *İçten yanmalı motorlar*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- [12] **Martyr, A., & Plint, M.** (2007). *Engine testing theory and practice*. Oxford : Butterworth-Heinemann.

- [13] **Atkins, R. D.** (1940). *An introduction to engine testing and development*. Warrendale: SAE International.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Gökhan Keleş

Doğum Yeri ve Tarihi: Kilis - 01.02.1984

Adres: Derbent Mah. Akgün Cad. Yakamoz Sitesi B1 Blok
D:1 Sarıyer/İstanbul

Email : gkeles@itu.edu.tr

Lisans Üniversitesi: Sabancı Üniversitesi

Mekatronik Mühendisliği

Yayın Listesi:

- Mehdiyev, R., Ögün, K., Babaoğlu, O., Arslan, H., Özcan, **Keleş, G.**, Yıldız E. ve Teker, H. 2012. Yeni Nesil Kademeli Dolgulu Motor Geliştirilmesinin Alternatif Bir Yolu, 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi.