

T.C.

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ALTERNATİF YAKIT OLARAK BENZİNE LPG KATKISININ MOTOR
KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Uğur Baran TÜRKMEN

Haziran 2020

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Uğur Baran TÜRKMEN tarafından hazırlanan ALTERNATİF YAKIT OLARAK BENZİNE LPG KATKISININ MOTOR KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Yahya DOĞU

Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin **Yüksek Lisans Tezi** olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Yahya DOĞU

Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Ali ERİŞEN

Üye (Danışman) : Prof. Dr. Yahya DOĞU

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Ahmet Alper YONTAR

19 / 06 / 2020

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onaylamıştır.

Prof. Dr. Recep ÇALIN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

ALTERNATİF YAKIT OLARAK BENZİNE LPG KATKISININ MOTOR KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

TÜRKMEN, Uğur Baran

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Haziran 2020, 80 sayfa

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, çift buji ateşlemeli ticari bir otomobil motorunda benzine alternatif yakıt olarak LPG'nin (Liquid Petroleum Gas: Sıvı Petrol Gazı) ve LPG katkısının motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. İncelemede, 3B (3-boyutlu) silindir içi yanma HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizi kullanılmıştır. Böylece, bir alternatif yakıt karışımının özellikle sıralı çift buji ateşlemeli ticari motordaki etkileri değerlendirilmiştir.

Benzine katılan LPG'nin kütleli oranı %5, 10 ve 20 olarak alınmıştır. Benzin, LPG ve %5, 10 ve 20 kütleli LPG oranlı benzin-LPG karışımları olmak üzere toplam 5 adet yakıt incelenmiştir. HAD modeli oluşturulan ticari otomobil motoru, Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan Honda L13A4 i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli motordur. Hali hazırda bu motora ait bazı test ve analiz sonuçları bulunmaktadır ve karşılaştırmalar yapılmıştır. 3B silindir içi yanma HAD modeli Ansys-Forte v19.0 yazılımında oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır. Analizler, tam kelebek açıklığında ve motor kataloğunda maksimum tork devri olarak gösterilen 2800 d/dk hızda yapılmıştır. Analizlerde; stokiometrik yanma için hava fazlalık katsayısı bir alınmıştır.

Motorun silindirlerinden bir tanesinin 3B katı modeli tüm ilgili bileşenler (silindir, piston, silindir kafası, bujiler, emme-egzoz valfleri ve manifoldları) dahil edilerek SolidWorks yazılımında oluşturulmuştur. Bu katı model, HAD yazılımına alınarak mesh (çözüm ağı) oluşturulmuş ve piston ve valflerin motor çevrimi boyunca hareketleri tanımlanmıştır. HAD modelinde emme manifoldu ve egzoz manifoldu dahil olmak üzere yanma bölgesini içeren tüm geometrik bölge dikkate alınmıştır. HAD modelinde analizler yapılırken piston ve valf hareketlerine uygun olarak dinamik mesh yapısı kullanılmıştır. Sınır şartları, başlangıç şartları, yakıt tanımlaması, ateşleme zamanları, kimyasal yanma modeli, türbülans modeli gibi birçok gerekli analiz parametreleri tanımlanarak HAD modeli oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır.

3B silindir içi yanma HAD modelinde; yanma modeli olarak G-equation yanma modeli ve türbülans modeli olarak RANS RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. HAD modeli birçok karmaşık özelliği (piston hareketi, valflerin hareketi, yanma, geçici rejim, türbülanslı akış, ısı transferi) içermektedir. 3B silindir içi yanma HAD analizleri sonucunda motor performansı olarak tork, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt sarfıyatı hesaplanmıştır. Emisyonlar olarak ise; CO₂, CO, H₂O, O₂, N₂, HC, NO_x belirlenmiştir ve değerlendirilmiştir. Ayrıca, silindir içi yanmada alevin oluşumu ve yayılımı çift buji ateşlemesi için görselleştirilmiştir.

HAD analizleri sonuçlarına göre, LPG torku (115,1 Nm) benzin torkuna (121,5 Nm) göre %5,3 düşük hesaplanmıştır. Benzin-LPG karışımlarındaki tork, benzin ve LPG arasında gerçekleşmiştir. Sırasıyla %5-10-20 kütleli oranlarında LPG katkıları için tork değerleri 121,1-120,7-120,1 Nm olarak hesaplanmıştır ve sırasıyla benzinden %0,3-0,7-1,2 düşüktür. LPG katkısı torkta dikkate değer bir değişim oluşturmamıştır. Emisyonlarda ise benzin için CO₂, CO, O₂, N₂, HC emisyonları yüksek çıkmıştır. LPG için ise H₂O, NO_x emisyonları yüksek çıkmıştır. Benzin-LPG karışımları için emisyonlar benzin ve LPG arasında daha çok benzine yakın çıkmıştır. Özet olarak, benzinli motorda LPG kullanımı torku düşürmekle birlikte NO_x emisyonunu da artırmıştır. Bu açıdan LPG olumsuz etki yapmaktadır.

Anahtar Kelimeler: 3B silindir içi yanma HAD analizi, benzin, LPG, alternatif yakıt, karışımli yakıt

ABSTRACT

INVESTIGATION OF EFFECTS OF LPG ADDITION INTO GASOLINE AS AN ALTERNATIVE FUEL ON ENGINE CHARACTERISTICS

TÜRKMEN, Uğur Baran

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Master Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Yahya DOĞU

June 2020, 80 pages

In this M.Sc. thesis study, the effects of LPG (Liquid Petroleum Gas) and LPG addition into gasoline as an alternative fuel were investigated in terms of engine performance and emissions for a dual spark ignition commercial automobile engine. Investigation was performed by using the 3D (3-Dimensional) in-cylinder combustion CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses. Thus, the effects of using an alternative fuel mixture, especially in a sequential dual spark ignition commercial engine, were evaluated.

The mass ratio of LPG added to gasoline is taken as 5, 10 and 20%. A total of 5 fuels (gasoline, LPG and 5, 10 and 20% LPG mass added gasoline-LPG mixtures) were examined. The commercial car engine used in the CFD model is the Honda L13A4 i-DSI dual spark ignition engine in the Honda-Jazz 2004 model. Currently, there are some test and analysis results for this engine and comparisons have been made. The 3D in-cylinder internal combustion CFD model was formed in Ansys-Forte v19.0 software and analyzes were done. The analyzes were carried out at full throttle clearance and at a speed of 2800 rpm, which is shown as the maximum torque speed in the engine catalog. In the analyses, the air excess coefficient was set to be equal to one for stoichiometric combustion.

The 3D solid model of one of the engine's cylinders was drawn in the SolidWorks software, with all relevant components (cylinder, piston, cylinder head, spark plugs, intake-exhaust valves and manifolds). This solid model was taken into the CFD software and a mesh structure was generated by defining the movements of the pistons and valves along the motor cycle. In the CFD model, the entire geometric region including the combustion zone between intake and exhaust manifold was considered. Dynamic mesh structure was used for piston and valve movements in the CFD model. Many necessary analysis parameters such as boundary conditions, initial conditions, fuel definition, ignition times, chemical combustion model, turbulence model have been defined and the CFD model has been formed and run.

In the 3D in-cylinder combustion CFD model; G-equation combustion model and RANS RNG k-epsilon turbulence model are used. The CFD model includes many complex features (piston movement, movement of valves, combustion, transient regime, turbulent flow, heat transfer). As a result of 3D in-cylinder combustion CFD analyses; torque, average mean effective pressure, and specific fuel consumption were calculated as engine performance. As emissions; CO₂, CO, H₂O, O₂, N₂, HC, NO_x were determined and evaluated. In addition, flame formation and propagation in the cylinder was visualized for dual spark plug ignition.

CFD analyses results show that LPG torque (115.1 Nm) was calculated as 5.3% lower than gasoline torque (121.5 Nm). The torque in gasoline-LPG mixtures occurred between gasoline and LPG. Torque values for LPG additives at a mass ratio of 5-10-20% have been calculated as 121.1-120.7-120.1 Nm, respectively, and are 0.3-0.7-1.2% lower than gasoline, respectively. The LPG additive did not produce a noticeable change in torque. In emissions; CO₂, CO, O₂, N₂, HC emissions were high for gasoline. For LPG; H₂O, NO_x emissions were high. Emissions for gasoline-LPG mixtures were closer to gasoline between gasoline and LPG. In summary, the use of LPG in the gasoline engine not only reduces torque but also increases NO_x emissions. In this respect, LPG has a negative effect.

Keywords: 3D cylinder combustion CFD analysis, gasoline, LPG, alternative fuel, mixed fuel

TEŐEKKÖR

Bu tez alışmamın hazırlanması sırasında desteğini ve fedakarlığını her an gösteren, her zaman olduğu gibi yanımda olan kıymetli annem Ayten ERDOğAN’a, her zaman maddi ve manevi her tÖrlÖ destekleriyle yanımda olan aileme, bu çalışmanın yÖrÖtÖlmesi ve hazırlanmasında tecrÖbe ve bilgisiyle beni yÖnlendiren, katkı ve destek sağlayan danışmanım Sayın Prof. Dr. Yahya DOğU’ya, bilgi ve tecrÖbesini esirgemeyen Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ahmet Alper YONTAR’a, yardım ve desteklerini sunan arkadaşım Abdulkadir YALÇINKAYA’ya teőekkÖrlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET.....	ii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
TABLolar DİZİNİ.....	xi
SİMGELER DİZİNİ.....	xii
KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı.....	2
1.2 Literatür.....	4
2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR ve YANMA DENKLEMLERİ.....	14
2.1. İçten Yanmalı Motor Çeşitleri.....	14
2.2. Dört Zamanlı Otto Çevrimi.....	15
2.3. İçten Yanmalı Motor Karakteristiklerinin Hesapları.....	17
2.4. Yakıt Özellikleri ve Kütleli Oran Hesabı.....	19
3. SİLİNDİR İÇİ YANMANIN 3-BOYUTLU MODELİ.....	26
3.1. 3B Silindir İçi Yanma Katı Modelinin Oluşturulması.....	27
3.2. 3B Silindir İçi Yanma HAD Modelinin Oluşturulması.....	30
3.2.1. 3B Silindir İçi Yanma HAD Modelinin Mesh Yapısının Oluşturulması.....	31
3.2.2. 3B Silindir İçi Yanma HAD Modeli Sınır Şartları Tanımlaması...	35

3.2.3. Analiz Çalıştırılması ve Sonuç Değişkenlerinin Tanımlanması.....	39
3.3. HAD Analizinde Çözülen Korunum Denklemleri.....	41
3.4. HAD Modeli Mesh Sayıları	42
4. SONUÇLAR	44
5. GENEL DEĞERLENDİRMELER.....	65
KAYNAKLAR.....	68
EKLER.....	72



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. İdeal Otto çevrimi P-V ve T-S diyagramları.....	16
2.2. Silindir-piston sistemi şeması.....	17
2.3. Yakıtların kütleli oranlarının tanımlanma arayüzü.....	22
3.1. 3B silindir içi yanma HAD modeli oluşturulmasında takip edilen temel adımlar.....	26
3.2. Akışkan hacmi yöntemi ile oluşturulan HAD modeli bölgesi.....	29
3.3. Kabuk yüzey yöntemi ile oluşturulan HAD modeli bölgesi.....	30
3.4. Ansys-Workbench’de oluşturulan mesh yapısı.....	31
3.5. 3B silindir içi yanma model geometrisi.....	33
3.6. 3B ve kesitteki çeşitli KMA ’lardaki mesh görünümü.....	33
3.7. Emme ve egzoz valflerinin mesh görünümü.....	34
3.8. HAD modelinde tanımlanan sınır şartı yüzeyleri ve isimleri.....	36
3.9. Motor zamanları, ateşleme zamanları, emme ve egzoz zamanları.....	40
3.10. KMA’ya göre mesh sayıları.....	43
3.11. Mesh sayılarına göre sonuçlardaki değişimler.....	43
4.1. Silindir içi basınç.....	50
4.2. Silindir içi sıcaklık.....	51
4.3. Silindir içi basınç-hacim (indikatör) diyagramı.....	51
4.4. Tork ve ortalama efektif basınç.....	52
4.5. Özgül yakıt sarfıyatı.....	52

4.6.	Silindir içi CO ₂	56
4.7.	Silindir içi CO.....	57
4.8.	Silindir içi H ₂ O.....	57
4.9.	Silindir içi O ₂	58
4.10.	Silindir içi N ₂	58
4.11.	Silindir içi HC.....	59
4.12.	Silindir içi NO _x	59
4.13.	KMA 'ya göre silindir içi sıcaklık değişimi.....	61

TABLolar DİZİNİ

<u>TABLO</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. İnceleme matrisi.....	4
2.1. Yakıt özellikleri.....	21
2.2. Kullanılan tüm yakıtlar için stokiometrik yanma denklemindeki katsayılar.....	25
2.3. Kullanılan tüm yakıtlar için silindir içine alınan ve çıkan bileşen miktarları.....	25
3.1. HAD modelinde tanımlanan sınır şartları.....	37
3.2. Emme manifoldu girişinde tanımlanan bileşenler ve kütle oranları.....	37
4.1. İnceleme matrisi.....	45
4.2. Tüm yakıtlar için en yüksek silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri ve oluştukları KMA'ları.....	49
4.3. Giren yakıt miktarı, enerji ve bazı bileşiklerin el hesabı ve analiz karşılaştırması.....	53
4.4. Emisyon açısından yakıtların karşılaştırması.....	56

SİMGELER DİZİNİ

b_e	Özgöl Yakıt Sarfıyatı
$d_{silindir}$	Silindir Çapı
h	Uzunluk
H_u	Yakıt Alt Isıl Değeri
h_{strok}	Strok Uzunluğu
i	Çevrim Güç Oranı
$\dot{m}_{hava,gerçek}$	Gerçek Hava Kütlesi
$\dot{m}_{hava,teorik}$	Teorik Hava Kütlesi
$\dot{m}_{yakıt}$	Yakıt Kütlesi
n	Devir Sayısı
P_e	Efektif Güç
P_{me}	Ortalama Efektif Basınç
T	Tork
$V_{maksimum}$	Maksimum Hacim
$V_{minimum}$	Minimum Hacim
$V_{ölü}$	Ölü Hacim
V_{strok}	Strok Hacmi
W_e	Efektif İş
W_{net}	Net İş
$Q_{yakıt}$	Isıl Enerji

ε	Sıkıştırma Oranı
η_e	Efektif Verim
ρ	Yoğunluk
ρ_{hava}	Havanın Yoğunluğu
η_v	Volümetrik Verim
λ	Lambda (Hava Fazlalık Katsayısı)



KISALTMALAR DİZİNİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CH ₄	Metan
C ₃ H ₈	Propan
C ₈ H ₁₈	İzo-Oktan
CNG	Sıkıştırılmış Doğal Gaz (Compress Naturel Gas)
CO	Karbon monoksit
CO ₂	Karbon Dioksit
CMM	Koordinat Ölçüm Cihazı (Coordinate Measuring Mechine)
G100	%100 Benzin Yakıtı
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
H ₂ O	Su
KMA	Krank Mili Açısı
L10	%10 LPG %90 Benzin Karışımı
L100	%100 LPG Yakıtı
L20	%20 LPG %80 Benzin Karışımı
L5	%5 LPG %95 Benzin Karışımı
LNG	Sıvılaştırılmış Doğal Gaz (Liquid Naturel Gas)
LPG	Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (Liquid Petroleum Gas)
N ₂	Azot

NO _x	Azot Oksit
O ₂	Oksijen
P	Basınç
R	Gaz Sabiti
T	Sıcaklık
HC	Yanmamış Hidrokarbon (Unburnt Hydrocarbon)
ÜÖN	Üst Ölü Nokta



1. GİRİŞ

Günümüzdeki teknolojik gelişmelerdeki artan hız ile birlikte sürekli değişen ihtiyaçlar ve isterler, otomotiv sektörünün sürekli olarak yenilikler yapmasını zorunlu hale getirmektedir. Sektördeki üreticiler; Ar-Ge faaliyetleriyle ortaya koydukları yenilikler ve gelişmeler ile beklenen ihtiyaçları karşılayarak rekabetin yoğun olduğu sektördeki varlıklarını devam ettirebilmektedir. Otomotiv sektöründeki Ar-Ge çalışmaları; motor, araç yapısı, bilgisayar destekli kontrol sistemleri gibi birçok sahada kendini göstermektedir ve en yoğun baskı verimlilik ve emisyonlar üzerinde olmaktadır [1].

Motor teknolojisindeki gelişmeler, yeni alternatif yakıt arayışları ve bilinen yakıtların kullanımı ile ilgili net bilgilerin ortaya konması sürekli gündemde kalmakta ve önemini muhafaza etmektedir. Bu konularda yapılan zahmetli ve masraflı deneysel çalışmalar yanında modelleme yazılımlarındaki gelişmeler sayesinde birçok deneme, bilgisayar ortamındaki simülasyonlar ile yapılabilmektedir.

Otomotiv sektöründe içten yanmalı motorlar için alternatif yakıt ve yakıt katkılarının kullanımına olan ilgi giderek artmaktadır. Alternatif yakıtların ve yakıt katkılarının kullanımı ve motor tasarımının bu kullanıma göre yapılması sayesinde motordan alınan performansın artması ve emisyonların da iyileşmesi amaçlanmaktadır. Bunun yanı sıra, daha da önemlisi piyasada bulunan yüksek sayıdaki mevcut ticari motorlarda alternatif yakıtların ve yakıt katkılarının kullanımının incelenmesi ayrı bir öneme sahiptir.

Alternatif yakıtlar ile ilgili açık literatürde yoğun deneysel çalışmalar yanında sayısal modelleme çalışmaları da bulunmaktadır. Alternatif yakıtların ticari motorlarda benzine karışımli olarak kullanılması üzerine sayısal çalışmaların sayısı ise kısmen sınırlı kalmıştır ve giderek artmaktadır.

Bu tez çalışmasında, çift buji ateşlemeli benzinli motorda alternatif yakıt olarak ve katkı yakıtı olarak LPG'nin etkileri incelenmiştir.

1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tez kapsamında, alternatif yakıt olarak benzine LPG katkısının motor karakteristiklerine etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir. Benzine farklı kütleli oranlarda (%5, 10 ve 20) LPG katkı yakıtı olarak ilave edilmiştir. Benzin, LPG ve %5, 10 ve 20 kütleli LPG oranlı benzin-LPG karışımları olmak üzere toplam 5 adet yakıt incelenmiştir. Piyasada sadece benzin ve sadece LPG ile çalışan araçlar bulunmaktadır. Bu çalışmada, yaygın kullanılan ve farklı kimyasal ve yanma özelliklerine sahip olan benzin ve LPG yakıtlarının ve bu iki yakıtın karıştırılmasının oluşturacağı etki incelenmek istenmiştir.

Benzine göre LPG yakıtının motor performansı üzerinde olumsuz etki yaptığı bilinmektedir. LPG'nin oktan sayısı benzine göre daha yüksektir. LPG'nin yoğunluğu benzine göre çok düşük olduğu için birim hacim başına düşen enerji miktarı daha düşüktür. LPG yakıtı silindir içine gönderilirken gaz fazına geçtiği için benzin gibi buharlaşmaya ihtiyacı yoktur. Benzinin yoğunluğu 735 kg/m^3 (havanın yoğunluğu 1 olarak alınırsa benzin buharı yoğunluğu 3,09), alt ısı değeri 43500 kJ/kg ($3,20\text{E}+10 \text{ J/m}^3$), adyabatik alev sıcaklığı 2250 K 'dir. Propan'ın yoğunluğu $2,01 \text{ kg/m}^3$ (havanın yoğunluğu 1 olarak alınırsa propan yoğunluğu 1,6), alt ısı değeri 46500 kJ/kg ($9,30\text{E}+7 \text{ J/m}^3$), adyabatik alev sıcaklığı 2253 K 'dir. Dünya genelinde içten yanmalı motorlarda temel yakıt olarak benzin ve motorin kullanıldığı için LPG yakıtının araçlarda kullanılabilmesi için araca bir dönüşüm kiti uygulanması gerekmektedir. LPG yakıtının araçlarda depolanabilmesi için basınçlı bir tanka ihtiyaç duyulmaktadır. Benzine göre emisyonlarının daha iyi olduğu bilinmektedir ancak performansı benzine göre daha düşüktür. Oktan sayısı benzine göre daha yüksektir. Bu da içeriğindeki hidrokarbonlardan kaynaklanmaktadır. Oktan sayısını belirleyen ana etmen ise yakıtın içeriğindeki benzenik hidrokarbonların seviyesidir. LPG'nin yoğunluğu benzine göre çok düşük olduğu için birim hacim başına düşen enerji miktarı daha düşüktür [2,3,4,5].

Bu tez kapsamında, 3B silindir içi yanma HAD analizi Ansys-Forte v19.0 yazılımında yapılmıştır. Analizler, tam kelebek açıklığında ve motor kataloğunda maksimum tork devri olarak gösterilen 2800 d/dk hızda yapılmıştır. Analizlerde; stokiometrik yanma için hava fazlalık katsayısı bire eşit olacak şekilde ayarlanmıştır.

Benzin olarak izo-oktan (C_8H_{18}) ve LPG olarak ise propan (C_3H_8) kullanılmıştır. HAD modeli oluşturulan ticari otomobil motoru, Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan Honda L13A4 i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli motordur. Hali hazırda bu motora ait bazı test ve analiz sonuçları bulunduğu ve karşılaştırma yapılabileceğinden tercih edilmiştir [3].

3B silindir içi yanma HAD analizleri sonucunda motor performansı olarak tork, ortalama efektif basınç, güç ve özgül yakıt sarfıyatı hesaplanmıştır. Emisyonlar olarak ise; CO_2 , CO , H_2O , O_2 , N_2 , HC , NO_x belirlenmiştir ve değerlendirilmiştir. Ayrıca, silindir içi yanmada alevin oluşumu ve yayılımı çift buji ateşlemesi için görselleştirilmiştir.

Böylece, tez kapsamında, bir alternatif yakıt karışımının sıralı çift buji ateşlemeli ticari bir motorda kullanım etkinliği değerlendirilmiştir.

HAD modeli için, motorun silindirlerinden bir tanesinin 3B katı modeli tüm ilgili bileşenler (silindir, piston, silindir kafası, bujiler, emme-egzoz valfleri ve manifoldları) dahil edilerek SolidWorks yazılımında oluşturulmuştur. Bu katı model, HAD yazılımına alınarak mesh (çözüm ağı) oluşturulmuş ve piston ve valflerin motor çevrimi boyunca hareketleri tanımlanmıştır. HAD analizinde emme manifoldu ve egzoz manifoldu dahil olmak üzere yanma bölgesini içeren tüm geometrik bölge dikkate alınmıştır. HAD modelinde analizler yapılırken piston ve valf hareketlerine uygun olarak dinamik mesh yapısı kullanılmıştır. Sınır şartları, başlangıç şartları, yakıt tanımlaması, ateşleme zamanları, kimyasal yanma modeli, türbülans modeli gibi birçok gerekli analiz parametreleri tanımlanarak HAD modeli oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır.

3B silindir içi yanma HAD modelinde; yanma modeli olarak G-equation yanma modeli ve türbülans modeli olarak RANS RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. HAD modeli birçok karmaşık özelliği (piston hareketi, valflerin hareketi, yanma, geçici rejim, türbülanslı akış, ısı transferi) içermektedir.

HAD analizleri için inceleme matrisi Tablo 1.1’de gösterilmiştir. Öncelikle, motorun sadece benzin ile çalışması durumu için analiz yapılmıştır. Ardından, sadece LPG yakıtı kullanılarak analiz yapılmıştır. Daha sonra, benzine kütleli olarak %5, 10 ve 20 oranlarında LPG katkı yakıtı ilave edilerek analizler yapılmıştır. Elde edilen

sonuçlar, kendi arasında ve incelenen motor için daha önceden yapılan test ve analiz sonuçları ile [3] karşılaştırılmıştır.

Tablo 1.1. İnceleme matrisi.

			İncelenen Yakıt Karışımları (%)			
Analiz Sayısı	İnceleme Yöntemi	Lambda (λ)	Benzin	LPG	Devir Sayısı (d/dk)	Gaz Kelebeği Açıklığı (%)
Analiz 1	3B Model	1	100	-	2800	100
Analiz 2		1	-	100	2800	
Analiz 3		1	95	5	2800	
Analiz 4		1	90	10	2800	
Analiz 5		1	80	20	2800	

1.2. Literatür

Alternatif yakıtlar ve alternatif katkı yakıtları ile ilgili literatürde bugüne kadar gerçekleştirilen çalışmalar incelendiğinde özellikle deneysel olarak yapılmış çalışmalar bulunmaktadır. Son yıllarda giderek gelişen özellikleri sayesinde sayısal modelleme yazılımlarının etkin kullanımı artmaktadır. Tez çalışmasında HAD analizleri ile incelemesi yapılan benzine LPG katılması ile ilgili çalışmalar ise kısmen sınırlı sayıda kalmıştır. Tez konusu ile ilgili önemli görülen çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Dinler [6], buji ateşlemeli bir motorun silindir içerisindeki akışkan hareketini ve yanmayı sayısal olarak incelemiştir. Türbülanslı akış için k-epsilon türbülans modelini kullanmıştır. Laminer ve türbülanslı akışları incelerken devir sayısı, sıkıştırma oranının etkisi, yanmayı incelerken de hava fazlalık katsayısının etkisini incelemiştir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça yanma sıcaklığının azaldığını ve yanma süresinin uzamakta olduğunu gözlemiştir.

Gümüş [7], çok nokta ve ardışık gaz ile çalışan bir motorda hacimsel verimlilikteki değişimin farklı LPG kullanım seviyelerine göre emisyon değerlerindeki değişimi araştırmıştır. Bu amaçla 3800 d/dak ve farklı yük koşulları altında deneyler yapmıştır. Hacimsel verim, hava-yakıt oranı, fren ısı verimi, frene özgü yakıt tüketimi, frene özgü enerji tüketimi ve egzoz gazlarındaki değişiklikleri incelemiştir. Hacimsel verimin %25 LPG kullanımı durumunda önemli ölçüde azaldığını gözlemlemiştir. LPG kullanım seviyesindeki artış ile hava-yakıt oranının düşmekte ve minimum hava-yakıt oranını %100 LPG kullanımında elde etmiştir. Tüm LPG kullanım oranlarında egzoz emisyon değerlerinin önemli ölçüde azaldığını gözlemlemiştir. Egzoz emisyonları bakımından en iyi sonucun %100 LPG kullanıldığında elde edildiğini belirtmiştir.

Bayraktar ve Durgun [8] LPG'nin buji ateşlemeli motor yanması ve performansı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Motor devir sayısı ve yakıt-hava denkliği oranları üzerinde çalışmak için bir bilgisayar yazılımı hazırlamıştır. Farklı motor devirlerinde yapılan hesaplamalarda, yakıt ekonomisi ve yakıt tüketimi açısından gerçekçi karşılaştırmalar yapmak için her yakıt için aynı yakıt-hava eşdeğerlik oranının seçmiştir. LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorların, benzin yakıtlı buji ateşlemeli motorlarla aynı koşullarda çalıştırılması durumuna egzoz emisyonlarında önemli iyileştirmelerin sağlanabileceğini belirtmiştir. Çeşitli motor performans parametrelerindeki değişikliklerin ve motor yapısal elemanlarındaki etkilerinin önemli iyileştirmeler oluşturmadığını gözlemlemiştir. Buji ateşlemeli motorlarda LPG kullanılması durumunda yakıtın yanma hızının arttığını ve yanma süresinin kısaldığını gözlemlemiştir. LPG için maksimum silindir içi basıncın ve sıcaklığın öngörülenden daha yüksek olduğunu ve bu durumun motorun yapısal elemanlarında hasara neden olabileceğini belirtmiştir. LPG kullanımında egzoz gazlarında bulunan CO ve NO emisyonlarının mol oranlarının azaldığını gözlemlemiştir.

Migita ve arkadaşları [9], Honda L13A4 i-DSI motoru için performans ve emisyon parametrelerini incelemiştir. 2000 yılında üretilen motora göre emisyon değerlerinde %50'lik bir iyileşme gözlemlemiştir. Yeni tasarlanan giriş portunun ve yanma odası çift buji ateşlemesinin, 10.8 sıkıştırma oranına izin veren hızlı yanmayı gerçekleştirdiğini gözlemlemiştir. Sürtünme azaltması ile yakıt tüketiminin %16

azaldığını gözlemlemiştir. Çift buji ateşlemesinin motor hızı ve yük durumuna göre hassas bir şekilde kontrol edilmesi, çıkış performansının yakıt ekonomisi ile dengelenmesini mümkün hale getirdiğini gözlemlemiştir.

Rakopolus ve arkadaşları [10], HAD analizi ile hidrojen yakıtının buji ateşlemeli bir motordaki yanma simülasyonunu incelemişlerdir. Analizlerinde RHG k-epsilon türbülans modelini kullanmıştır. NO_x emisyonunu, silindir basınç ve sıcaklığı çeşitli yüklerde inceleyip karşılaştırmasını yapmıştır. Yanıcı gazın önceden tanımlanmış bir zaman aşamasında kimyasal dengesine ulaşımını belirleyen türbülans süresini, reaksiyon hızlarının hesaplanması için bir karakteristik ölçü yöntemiyle incelemiştir.

Nayak ve arkadaşları [11], LPG-benzin karışımlı yakıt kullanılan buji ateşlemeli bir motorun yanma kararlılığını analiz etmiştir. Devir sayısı olarak 3000 d/dk kullandıkları analizlerde %0- %100 LPG katkısını deneysel olarak incelemiştir. Ortalama efektif basıncın maksimum olduğu oranı %50 olarak gözlemlemiştir. Yanma kararsızlığının %100 LPG yakıtında daha fazla olduğunu gözlemlemiştir. Bu nedenle %50 LPG katkılı yakıt durumunun daha iyi yanma özellikleri sağlayacağını belirtmiştir.

Ravi ve arkadaşları [12], LPG yakıtlı bir buji ateşlemeli motorda piston geometrisinin silindir içindeki besleme davranışını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Yanma odası geometrisinde pistonun taşlama alanının yanma odası içindeki yük değişimlerine büyük bir etkisi olduğunu gözlemlemiştir. Piston geometrisini optimize etmek için piston üstündeki kavis alanını %25-%40 değerleri arasında incelemiştir ve bu inceleme için Star-CD yazılımı yardımıyla HAD analizlerini yapmıştır. %30 kavis alanının performansı ve yanma özelliklerini artırdığını gözlemlemiştir.

Kacem ve arkadaşları [13] yaptıkları çalışmada hidrojen zenginleştirmesinin LPG yakıtlı motor üzerindeki etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca giriş sistemi geometrisinin silindir içi karışım davranışı üzerindeki etkisini de incelemiştir. Tork, özgül yakıt sarfiyatı ile NO_x ve CO emisyonlarının gösterdiği değişimlerini benzin, LPG ve LPG-Hidrojen yakıt durumları için incelemiştir. Hidrojen karışım oranlarını %0, %10 ve %20 olarak değerlendirmiştir. CO

emisyoununun hidrojen ilavesi ile azaldığını gözlemlemiştir. NO_x emisyonları hidrojen ilavesi ile benzin ve LPG yakıtlarına göre sırasıyla %3,25 ve %1,89 düşüş göstermiştir. Simülasyon ve deney sonuçlarının hidrojen zenginleştirmesinin silindir içi akış karakteristikleri ve motor performansı üzerindeki faydalarını gözlemlemiştir.

Jemni ve arkadaşları [14] yaptıkları çalışmada LPG yakıtı kullanılan bir dizel otobüs motorunun emme manifoldu tasarımının silindir içi akış ve motor performanslarına etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Altı silindirli, ağır hizmet tipi bir Iveco motoru kullanılmıştır. İki ayrı manifold için de HAD analizleri yapmıştır. FloWorks yazılımı kullanılarak k-epsilon türbülans modeli ile birlikte simülasyonlar yapmıştır. Yapılan simülasyon ve deney sonuçları optimize edilmiş manifoldun silindir içi akış ve motor performansına faydasını gözlemlemiştir.

Masi [15] yaptığı çalışmada benzine LPG katkısını buji ateşlemeli bir motor için motor performansına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Benzin ve LPG ile beslenen bir binek araç motorunun efektif performansını incelemiştir. Stok haldeki motorun çift yakıtla çalışması için üçüncü nesil bir kit eklentisi yapmıştır. LPG kullanımındaki performans düşüşlerini hem kararlı hem de geçici durumlarda değerlendirmiştir.

Jemni ve arkadaşları [16], hidrojen zenginleştirmesinin ve enjeksiyon yerinin LPG yakıtlı bir buji ateşlemeli motor için performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelemiştir. Hidrojen ilavesi emme manifolduna enjekte edilmiştir. Ayrıca LPG ve hidrojen iki girişli bir hava-yakıt karıştırıcısından birlikte silindire aktarılmıştır. Hidrojen enjeksiyon yerinin silindir içi akış karakteristikleri ve karışım homojenliği üzerindeki etkilerini 3 Boyutlu olarak SolidWorks Flow Simülatör yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Ayrıca bu simülasyonları doğrulamak için deneyler de yapmıştır. Hacimsel olarak %0, %5, %10, %15 ve %20 hidrojen katkısı oranlarını incelemiştir. Efektif gücün %20 hidrojen katkısı durumunda %17,5 oranında arttığını gözlemlemiştir. Maksimum motor tork devri olan 2500 d/dk da CO₂ emisyonunun %15,1 oranında azaldığını belirtmiştir.

Çınar ve arkadaşları [17] yaptıkları çalışmada benzin ve LPG yakıtları arasındaki valf kaldırma farkı ile performans ve egzoz emisyonlarına etkisini buji ateşlemeli bir motorda deneysel olarak incelemiştir. Kullanılacak motor LPG yakıtı ile

çalışacak şekilde dönüştürülmüştür. Motorun eksantrik mili farklı valf kaldırma durumları için yeniden tasarlanmıştır. Tork, g  ,  zg l yakıt tüketime ile HC, CO, CO₂, ve NO_x emisyonlarını incelemiştir. Deneyleri 1700 -3200 d/dk devir sayılarında gerçekleştirmiştir. 7mm valf kaldırması durumunda tork ve gücün azaldığını gözlemlemiştir. LPG kullanımı ile HC, CO azalırken NO_x emisyonunun arttığını belirtmiştir. Valf kaldırmasının 8 mm olduğuunda ise emisyonlarda iyileşme gözlemlemiştir.

Nayak ve arkadaşları [18], buji ateşlemeli bir motorda LPG kullanılarak yanma karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Saf benzin ve benzin-LPG yakıtı kullanılarak yapılmıştır. %25, %50, %75 ve %100 LPG katkısı durumlarında deneyleri gerçekleştirmiştir. 2500-4000 d/dk devir aralığında incelenmiştir. Ateşleme zamanı 5KMA olarak kullanılmıştır. LPG katkı oranının artmasıyla maksimum basıncın da arttığını gözlemlemiştir. LPG yakıtının benzine göre daha iyi yanma özelliklerine sahip olduğunu belirtmiştir.

Sayın ve arkadaşları [19], benzin-LPG yakıt kullanımının motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Dört silindirli bir motoru benzin-LPG yakıtına uygun şekilde modifiye etmiştir. Karb rat rden motora yakıt geçişini sınırlayan yakıt memeleri %10 oranında k   t l p eksik kalan yakıt LPG eklenerek yakıt nozulu ile sağlanmıştır. LPG nozul çapı ve basıncı, benzin ve benzin-LPG durumundaki motor gücünü aynı tutmak için hesaplanmıştır. Deneyleri iki sabit yük ve sekiz devir sayısında incelemiştir. Özgül yakıt tüketime %4, CO emisyonunda %13 ve HC emisyonunda %5 azalma sağlandığını gözlemlemiştir.

Gümüş [20]  ift yakıt enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motorda LPG kullanım oranının motor performans ve emisyonları üzerine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Dört silindirli buji ateşlemeli bir taşıt motoru çift yakıt ile çalışabilecek şekilde modifiye etmiştir. Çift yakıtlı çalışmada püskürtülen yakıt miktarlarını aynı ısıl değerlerin elde edilebilmesine göre hesaplamıştır. Deneyleri %0, %25, %50, %75 ve %100 LPG katkısında 3800 d/dk devir sayısında ve %5, %30, %60 ve %90 motor yük koşullarında uygulamıştır. Deneylerin tüm LPG katkı oranlarında egzoz emisyon değerleri ve yakıt ekonomisinde benzine göre olumlu sonuçlar verdiğini gözlemlemiştir. Motor performansı açısından ise sadece %25 LPG katkı durumunda olumlu sonuçlar elde ettiğini belirtmiştir.

Çelik ve Balki [21] yaptığı çalışmada düşük güçlü bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında LPG kullanımının motor performans ve emisyonlara etkisini deneysel olarak incelemiştir. Yaptığı çalışmada motorun sıkıştırma oranını 5:1' den 9:1' e artırmıştır ve LPG kullanımı ile performansı artıma olanaklarını incelemiştir. Standart sıkıştırma oranında LPG kullanımı ile ciddi bir güç düşüşü olmadan, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarında azalma gözlemlemiştir. Maksimum sıkıştırma oranında ve LPG kullanımı durumunda benzine göre %32 güç artışı, %60 özgül yakıt sarfiyatı düşüşü, CO, HC ve CO₂ emisyonlarında sırasıyla %91, %23 ve %5 azalma gözlemlemiştir. Düşük güçlü motorda yüksek sıkıştırma oranında LPG kullanımının motor performansını artırırken emisyonları düşürdüğünü belirtmiştir.

İçingür ve Dost [22] buji ateşlemeli bir motorda propan ve farklı oranlarda propan-bütan kullanımının performansa ve emisyonlara etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deneyleri dört farklı propan-bütan oranlarına sahip LPG yakıtı kullanarak yapmıştır. Tam gaz keleşbeği açıklığı, stokiyometrik hava-yakıt oranı ve farklı devirler kullanmıştır. LPG karışımlarının kullanımı benzin kullanımına göre %3,6-7 oranlarında moment ve güç değerlerinde düşüş gözlemlemiştir. CO emisyonunda %42-62 ve HC emisyonunda %37-45 oranında iyileşme gözlemlemiştir. 1800 d/dk devir sayısında 3/7 propan/bütan oranında %1,3 daha yüksek güç ve tork elde edildiğini gözlemlemiştir. Ayrıca 2200 d/dk, 2400 d/dk ve 3200 d/dk devir sayıları için de inceleme yapmıştır.

Sayın ve arkadaşları [23] benzinli bir motorda benzin-LPG yakıt kullanımının motor performansı ve emisyonlarına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Kullanılan motoru çift yakıt ile çalışacak şekilde modifiye etmiştir. Kullanılan motor dört silindirli ve 1600 cc hacme sahiptir. Deneyleri sabit yük koşulu altında gerçekleştirmiştir. Efektif güç değişimi devir sayısı değişimiyle doğru orantılı olarak arttığını gözlemlemiştir. Özgül yakıt tüketiminde %4, CO emisyonunda %13 ve partikül değerinde %5 azalma olduğunu gözlemlemiştir.

Yontar ve Doğu [24], sıralı çift ateşlemeli bir benzin motorunda CNG kullanımı için ateşleme avansı etkilerini silindir içi yanma HAD analizi ile incelemiştir. Motorun bir silindirinin HAD modelini yanma odası ile ilgili tüm bileşenlerini dikkate alarak CNG kullanımı için Star-CD yazılımında oluşturulmuştur. 10,8:1 sıkıştırma oranı, 3000 d/dak ve 1,2 hava fazlalık katsayısı değerlerini sabit

tutarak en uygun ateşleme avansını belirlemiştir. Yapılan analizlerde k-epsilon RNG türbülans modelini, Angelberger duvar yaklaşımını ve G-equation yanma modelini kullanmıştır. Yapılan çalışmada CNG kullanımı için incelendiği şartlarda motor performansı ve emisyonlar açısından en uygun ateşleme avansını belirlemiştir. CNG için ateşleme avansının benzine göre daha büyük olduğu gözlenmiştir.

Yontar ve Doğu [25], benzin ve LNG (Liquid Naturel Gas) yakıtlı buji ateşlemeli bir motoru 1-Boyutlu olarak Ricardo-Wave yazılımında incelemiştir. Benzin ve LNG'nin motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri değerlendirmek için 1500d/dk ile 4500 d/dk arasında değişen farklı devir sayıları incelenmiştir. LNG'nin özellikle yüksek hızlarda motor performansını ve emisyonları azalttığı gözlenmiştir.

Yontar ve Doğu [26] CNG katkısının motor performans ve emisyonlarına etkisini çift buji ateşlemeli bir motor için HAD analizleri ile incelemiştir. Star-CD/es-ice yazılımı kullanılmıştır. G-equation yanma modeli ve k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. Motorun sıkıştırma oranı 10.8:1 dir. CNG kullanımında buji ateşlemeli bir motor için yüksek özgül güç, vuruş direnci ve CO₂ emisyonunun düşmesi gibi birçok avantaj sağladığı gözlenmiştir.

Yontar [27], çift ve sıralı buji ateşlemeli bir motorda hidrojen bakımından zenginleştirilmiş bütan kullanımı için egzoz emisyonlarını HAD analizi ile incelemiştir. HAD analizlerini Star-CD simülasyon yazılımında gerçekleştirmiştir. Angelberger duvar yaklaşımı RNG k-epsilon türbülans modeli ve G-equation yanma modeli kullanmıştır. Analizler 10.8:1 sıkıştırma oranında 2800 d/dk devir sayısında, 0,0010 m alev başlangıç çapında yapılmıştır. Emisyon ve motor performansı için en uygun ateşleme avansının üst ölü noktadan 50 KMA olduğu gözlenmiştir. Ateşleme avansı arttıkça NO_x oluşumunda da artış gözlenmiştir.

Yontar ve Doğu [28], çift buji ateşlemeli bir motorda CNG ve benzin yakıtlarının motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. 1500 d/dk ile 4000 d/dk arasında 500 d/dk artışlarla testler yapılmıştır. Benzin ve CNG için tork, güç, özgül yakıt tüketimi, ortalama efektif basınç ve emisyonlar (O₂, CO₂, CO, HC, NO_x) incelenmiştir. Ayrıca 1-Boyutlu analiz programı olan Ricardo-Wave 'de de analizler yapılmıştır. Yapılan bu 3-Boyutlu ve 1-

Boyutlu analizler ile deneysel verilerin uyumluluk gösterdiği gözlenmiştir. CNG yakıtının torku, gücü, ortalama efektif basıncı, özgül yakıt tüketimini ve CO₂ emisyonunu düşürdüğü gözlenmiştir. HC emisyonunun ise benzine göre çok daha düşük olduğu gözlenmiştir. Ancak yüksek hızlarda NO_x emisyonunun benzine göre daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Yontar [29] sıralı buji ateşlemeli bir motorda alev yarıçapının etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Yanma odasına ilişkin tüm bileşenler dikkate alınarak Star-CD/es-ice yazılımında incelenmiştir. Sıkıştırma oranı 10.8:1, motor devri 3000d/dk, ateşleme süresi ise 30-25 KMA olarak değerlendirilmiştir. RNG k-epsilon türbülans modeli, Angelberger duvar modeli ve g-equation yanma modeli kullanılmıştır. Bu durumlara göre optimum alev yarıçapı belirlenmiştir. Alev yarıçapının etkilerini incelemek için üç ayrı analiz yapılmıştır. Yarıçaplar sırasıyla 0,0005m, 0,0010m ve 0,0020m olarak değerlendirilmiştir. Alev yarıçapının 0,0010m olduğunda en yüksek motor gücü ve basınç-hacim değerleri elde edildiği belirtilmiştir.

Yontar ve Doğu [30] düşük ve yüksek yük koşullarında benzin ve CNG kullanımını çift sıralı buji ateşlemeli bir motor üzerindeki etkilerini deneysel ve 1-Boyutlu model ile incelemişlerdir. 1- Boyutlu model için Ricardo-Wave yazılımı kullanılmıştır ve sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Düşük ve yüksek yük koşulları olarak tanımlanan %25 ve %75 gaz kolu kelebeği açıklıklarında değerlendirilmiştir. Honda L13A4 i-DSI motor kullanılmıştır. 1500d/dk ile 4000d/dk aralığı değerlendirilmiştir. Testler ile 1 Boyutlu model sonuçlarının oldukça uyumlu olduğunu gözlemlemiştir. CNG kullanımının NO_x emisyonu hariç tüm motor performans parametrelerini ve emisyonları azalttığı gözlenmiştir.

Yontar ve Doğu [31] alev yapılarının motor karakteristikleri ve alev gelişimi üzerindeki etkilerini çift buji ateşlemeli bir motorda sayısal olarak incelemiştir. Honda L13A4 i-DSI motorunun yanma odası ve manifoldları Star-CD/es-ice yazılımında modellenmiştir. Analizlerde 3000d/dk devir sayısı, 10.8:1 sıkıştırma oranı ve 0,9 hava fazlalık katsayısı kullanılmıştır. Angelberger duvar modeli, G-equation yanma modeli ve RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. Belirlenen çalışma koşulları için en yüksek gücün 0,0010m alev yarıçapı değerinde elde edildiği belirtilmiştir.

Yontar ve arkadaşları [32] ateşleme avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkilerini sayısal olarak incelemiştir. İzo-oktan yakıtlı buji ateşlemeli ve dört silindirli motorun yanma odası ile ilgili tüm bileşenleri HAD ile modellemiştir. Modelde ateşleme avansını belirleyen krank mili açısı değiştirilerek bu değişimin sıkıştırma ve genişleme zamanları üzerindeki etkileri incelemiştir. Analizlerde motorun devri sayısı, sıkıştırma oranı ve hava-yakıt karışım oranı sabit tutulmuştur. Kullanılan şartlar için en iyi sonuçların 670 KMA 'da gerçekleşen ateşleme ile ulaşıldığını belirtmiştir.

Yontar ve Doğu [33] buji ateşlemeli bir motorda 3/4 kelebek açıklığında motor performans ve emisyon parametrelerinin deneysel ve 1-boyutlu analiz ile incelemiştir. Çalışmada Honda L13A4 motorunu kullanmıştır. Analizler için Ricardo-Wave 1 Boyutlu analiz yazılımı kullanılmıştır. Devir sayısı 1500d/dk ile 4000d/dk arasında 500d/dk artışlarla değerlendirilmiştir. Deney sonuçları ve yapılan analiz sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğunu belirtmiştir. 3000d/dk devir sayısında CO₂, CO ile HC emisyonu oluşumlarında düşüş ve NO_x ile O₂ emisyonu oluşumunda artış olduğunu gözlemlemiştir. Ayrıca performans parametreleri de grafikler halinde incelenmiştir.

Yontar ve Doğu [34] çift buji ateşlemeli bir motorda G-equation ve ECFM-3Z-SPARK yanma modellerini incelemiştir. Çalışmada Honda L13A4 i-DSI motoru kullanılmıştır. 3 boyutlu silindir içi yanma HAD modeli Star-CD/es-ice yazılımında oluşturulmuştur. Sıkıştırma oranı 10,8:1, motor devri 2800d/dk, hava fazlalık katsayısı 0,96, silindir içi kalıntı gaz oranı %5 ateşleme avansı 30-25 KMA olarak kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak RNG k-epsilon kullanılmıştır. Silindir içindeki alev gelişimi, basınç, sıcaklık ve emisyonlar ile tork ve güç değerleri incelenmiştir. Bu incelemeler sonucuna G-equation yanma modelinin ECFM-3Z-Spark modeline göre buji ateşlemeli motorlarda silindir içi yanmayı daha iyi temsil ettiğini gözlemlemiştir.

Doğu ve arkadaşları [35] sıralı çift buji ateşlemeli motorda saf ve karışıklı alternatif yakıtların etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Katkı yakıtı olarak CNG, LPG, aseton, naftalin ve bor türevlerini incelenmiştir. Test için Honda L13A4 i-DSI motoru kullanılmıştır. Benzin, LPG ve CNG için saf yakıt kullanılarak deneyler yapılmıştır. Ve katkı olarak benzine %10 CNG ve %5 LPG katkısı yapılmıştır. Ayrıca benzine kütleli olarak %25 aseton, %50 aseton, %50 naftalin ilaveleri yapılmıştır.

Bor türevleri olarak boraks pentahidrat, susuz boraks ve borik asit katkıları kullanılmıştır. Testler 2800 d/dk devir sayısında ve tam gaz keleşbeği açıklığında gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları motor performans parametreleri için zğl yakıt sarfiyatı hariç olarak yapılan 11 farklı yakıt için kötüleştirdiği gözlemlenmiştir. CNG ve LPG'nin NO_x oluşumunu 4-5 kat artırması ve asetonun ise %25 katkı durumunda %13,6 ve %50 katkı durumunda %6,0 NO_x oluşumunu artırmıştır. Bunun haricinde test edilen yakıtların emisyonlar üzerinde pozitif yönde değişimler gösterdiğini gözlemlenmiştir.

Motor verimliği ve emisyonlar üzerindeki giderek artan baskıların yakıt alternatifleri konusundaki çalışmaları sürekli gündemde tutacağı açıktır. Literatürdeki gerek deneysel gerekse sayısal modelleme çalışmaları ile yakıt alternatifleri ve katkıları için motor performans ve emisyon değerleri belirlenmiştir.

Bu tez kapsamında benzine LPG katkısının etkileri 3B silindir içi yanma HAD analizi ile incelenmiştir. LPG katkısının etkilerinin incelenmesi ile ilgili literatürde deneysel [15, 18, 19, 20, 21, 22, 23] ve sayısal [3, 12, 14, 25]çalışmalar bulunmaktadır. Tezde yapılan inceleme bir silindirli bir laboratuvar test motorundan ziyade ticari bir motor içindir. LPG katkısının etkileri ticari bir motor için belirlenmiştir ve değerlendirilmiştir. Ayrıca, incelenen ticari motor, sıralı çift buji ateşlemeli bir motor olup literatürde incelenen bir buji ateşlemeli motorlardan farklıdır. Böylece, tez kapsamında, bir alternatif yakıt karışımının sıralı çift buji ateşlemeli ticari bir motorda kullanım etkinliği değerlendirilmiştir.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR ve YANMA DENKLEMLERİ

İçten yanmalı motorlar, yanma reaksiyonundan elde edilen ısı enerjisini mekanik enerjiye çeviren makineler grubundadır. Motorlar temel olarak içten yanmalı ve dıştan yanmalı motorlar olarak ikiye ayrılır. İçten yanmalı motorlar, bir silindir piston düzeneği içine gönderilen yakıtın yanması sonucunda elde edilen ısı enerjisiyle birlikte silindir içinde oluşan basıncın pistona etki etmesiyle pistona mekanik bir enerji aktarılması sonucu kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye çeviren makinalardır. Bu kimyasal enerji, yanma sonucunda pistonun hareket etmesiyle krank-biyel mekanizması yardımıyla hareket enerjisine dönüştürülür.

2.1. İçten Yanmalı Motor Çeşitleri

İçten yanmalı motorlar ateşleme sistemine göre buji ateşlemeli motorlar ve sıkıştırma ateşlemeli motorlar olarak ikiye ayrılırlar. Ardından zamanlarına göre iki zamanlı motorlar ve dört zamanlı motorlar olarak iki ana grupta incelenirler.

İçten yanmalı motorlar buji ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli olarak iki alt başlıkta sınıflandırılırlar. Buji ateşlemeli motorlarda silindir içine alınan yakıt-hava karışımı sıkıştırma prosesi sonunda buji adı verilen ve elektrik akımı ile bir kıvılcım oluşturan mekanizma yardımı ile ateşlenmiş olur. Bu şekilde yanma başlar. Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda ise silindir içine alınan hava sıkıştırılır ve enjektör adı verilen ve yakıtı uygun şekilde silindir içine püskürten bir mekanizma yardımıyla silindir içine yakıt püskürtülmesiyle ve sıkıştırma sonu oluşan yüksek sıcaklık ile yanma başlamış olur.

İki zamanlı motorların çalışma prensibinde emme-sıkıştırma prosesleri bir zaman güç-egzoz prosesleri de bir zaman olarak gerçekleşir. İki zamanlı motorlarda valf mekanizması yoktur. Emme ve egzoz prosesleri pistonun hareketiyle oluşan basınç farkı yardımıyla yapılır. İki zamanlı motorlarda bir silindirden güç elde edilmesi

360 KMA gerçekleşmektedir. Pistonun alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareketi ile yakıt piston içine alınmaya başlar ve içeri alınan yakıt-hava karışımı ya da hava sıkıştırılmaya başlar. Bu proses 180 KMA sürer. Yapılan emme ve sıkıştırma işleminden sonra bir buji yardımıyla sıkıştırılan yakıt-hava karışımı yanmaya başlar veya enjektörden yakıt püskürtülmeye başlanır. Yakıtın yanma işlemi gerçekleşirken oluşan yüksek sıcaklık ve basınç ile piston alt ölü noktaya doğru hareket etmeye başlar ve güç elde edilir. Ardından yanmış yakıttan elde edilen egzoz gazı da bu proseste dışarı atılmaya başlanır. Güç-egzoz prosesi de 180 KMA sürmektedir. Bu şekilde iki zamanlı motor bir çevrimini tamamlamış olur.

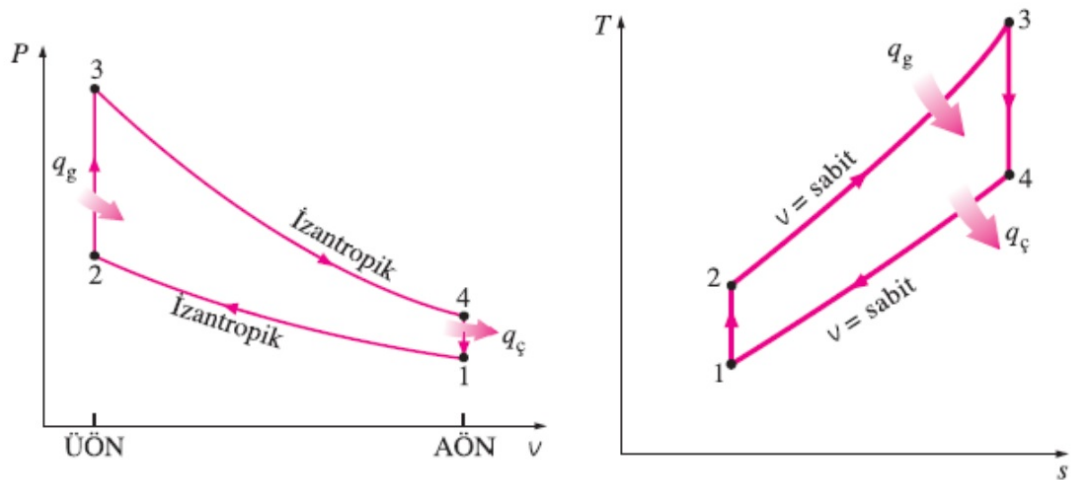
Dört zamanlı motorların çalışma prensibinde ise her bir proses bir zamanda yapılır. Her bir proses 180 KMA sürmektedir. Pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareketiyle silindir içerisinde bir vakum oluşur. Piston alt ölü noktaya doğru hareket ederken emme supabı açıktır ve silindir içine yakıt-hava karışımı veya hava alınmaya başlanır. Bu proses 180 KMA sürmektedir. Piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket eder ve içeri alınan yakıt-hava karışımını veya havayı sıkıştırır. Bu proseste valfler kapalıdır. Piston üst ölü noktaya varmak üzereyken bir buji yardımıyla ateşleme yapılarak veya bir enjektörden yakıt püskürtülerek yanma başlatılmış olur. Oluşan sıcaklık ve basıncın etkisiyle piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket etmeye başlar ve güç elde edilir. Piston alt ölü noktaya varmak üzereyken egzoz supabı açılır ve piston üst ölü noktaya doğru hareket eder. Piston üst ölü noktaya doğru hareket ederken silindir içinde oluşan egzoz gazını da egzoz supabından dışarı atar. Bu şekilde dört zamanlı bir motorun bir silindirinde bir çevrim tamamlanmış olur.

2.2. Dört-Zamanlı Otto Çevrimi

Dört zamanlı ideal Otto çevriminde silindir içerisinde bir iş akışkanı bulunur. Bu akışkan ideal çevrimde hava olarak kabul edilir. Hava ideal akışkan kabul edilir. Dört zamanlı ideal Otto çevriminde dört ayrı proses vardır. Bu proseslerden ikisi sabit

hacimde, diğer ikisi de izentropik halde meydana gelir. Sıkıştırma ve genleşme prosesleri sırasında sistem ile çevre arasında bir ısı alışverişi yoktur. Yani bu işlemler adyabatiktir. Güç ve egzoz işlemleri sırasında ise çevre ile bir ısı alışverişi söz konusudur.

Dört zamanlı Otto çevrimindeki basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları Şekil 2.1.'de [36] gösterilmiştir. Şekil 2.1.'de gösterilen diyagramlar açıklanacak olursa; 1-2 noktası arasında izentropik sıkıştırma yapılmaktadır. Bu proseste iş akışkanı silindir içinde sıkıştırılır yani piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket etmektedir. Bu sıkıştırma sayesinde akışkanın sıcaklığı ve basıncı artar. Sistem ile çevre arasında herhangi bir ısı alışverişi yoktur. Diyagramdan da görüldüğü üzere entropi sabit kalırken, basınç ve sıcaklık artar ancak hacim azalmaktadır. 2-3 noktaları arasında sabit hacimde sisteme ısı girişi olmaktadır. Isı girişi sayesinde akışkanın basınç, sıcaklık ve entropisi artmaktadır ancak hacim sabit kalmaktadır. Sıkıştırma işleminden bu ısı girişi sabit hacimde meydana gelmektedir. 3-4 noktaları arasında izentropik genişleme söz konusudur. Sisteme ısı girişi ya da çıkışı yoktur. Bu proseste hacim artmakta, basınç ve sıcaklık düşmekte ancak entropi sabit kalmaktadır. Bu proseste piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket ettiği için genişleme meydana gelmektedir. 4-1 noktaları arasında ise sistemden çevreye bir ısı geçişi meydana gelmektedir. Bu proseste hacim sabit kalırken basınç, sıcaklık ve entropi ısı geçişinden dolayı düşmektedir. Böylece ideal bir Otto çevrimi tamamlanmış olur.



Şekil 2.1. İdeal Otto çevrimi P-V ve T-s diyagramları

2.3. İçten Yanmalı Motor Karakteristiklerinin Hesapları

Silindir içi yanma HAD analizinde motor silindirlerinden bir tanesi modellenmiştir. Model oluşturmada da kullanılan bazı temel hesaplama denklemleri aşağıda gösterilmiştir [2, 4].

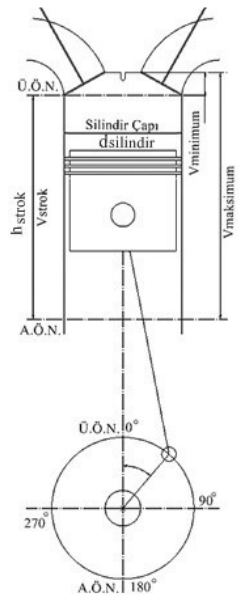
Tipik bir silindir piston sistemi ve geometrik ölçüler Şekil 2.2.'de gösterilmiştir.

Strok hacmi (V_{strok}); pistonun silindir içinde ÜÖN ile AÖN arasında süpürdüğü hacmdir ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$V_{strok} = \left(\frac{\pi * d_{silindir}^2}{4} \right) * h_{strok} \quad (2.1)$$

Sıkıştırma oranı (ε); piston AÖN'da iken piston üst yüzeyi ile silindir kafası arasında kalan hacmin ($V_{maksimum}$), piston ÜÖN'da iken piston üst yüzeyi ile silindir kafası arasında kalan mesafe ile oluşan hacme ($V_{minimum}$) oranıdır ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{V_{maksimum}}{V_{minimum}} = \frac{(V_{strok} + V_{ölü})}{V_{ölü}} = 1 + \frac{V_{strok}}{V_{ölü}} \quad (2.2)$$



Şekil 2.2. Silindir-piston sistemi şeması

Ortalama efektif basınç (P_{me}); çevrim sırasında net iş elde etmek için kullanılan ve bir strok mesafesi boyunca piston yüzeyine etki etmesi gereken ortalama basınç değeridir.

$$P_{me} = \frac{W_{net}}{(V_{maksimum} - V_{minimum})} \quad (2.3)$$

Efektif güç (P_e); motorun krank milinden elde edilen güçtür. Güç (P_e [W]), devir sayısı (n [d/dak]) ve tork (T [Nm]) kullanılarak hesaplanır.

$$P_e = \frac{T * 2 * \pi * n}{60} \quad (2.4)$$

Özgül yakıt tüketimi (b_e); motorun birim zamanda tükettiği yakıt kütlesi ($\dot{m}_{yakıt}$) ve efektif güç (P_e) olmak üzere, motorun 1 saatte 1 kW güç üretmek için kullanması gereken yakıt miktarıdır.

$$b_e = \frac{\dot{m}_{yakıt}}{P_e} \quad (2.5)$$

Efektif iş (W_e); bir çevrimden elde edilen efektif iş (W_e) ise strok hacmi (V_{strok}) ve ortalama efektif basınç (P_{me}) değerleri kullanılarak hesaplanır.

$$W_e = P_{me} * V_{strok} \quad (2.6)$$

Motora yakıtla giren ısı enerjisi ($Q_{yakıt}$); toplam yakıt tüketimi ($\dot{m}_{yakıt}$) ve yakıtın alt ısı değeri (H_u) çarpılarak hesaplanır.

$$Q_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} * H_u \quad (2.7)$$

Efektif verim (η_e); özgül yakıt sarfiyatı, efektif güç ve yakıtın ısı değeri kullanılarak aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\eta_e = \frac{P_e}{(H_u * \dot{m}_{yakıt})} \quad (2.8)$$

Teorik hava miktarı ($\dot{m}_{hava, teorik}$) havanın yoğunluğu (ρ_{hava}) toplam hacim ($V_{maksimum}$) çevrim güç oranı (i) ve devir sayısı (n) değerleri kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{m}_{hava,teorik} = \rho_{hava} * V_{maksimum} * i * n \quad (2.9)$$

Volumetrik verim (η_v); gerçekte silindire alınan havanın, silindire alınabilecek teorik havaya oranıdır.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{hava,gerçek}}{\dot{m}_{hava,teorik}} \quad (2.10)$$

Hava fazlalık katsayısı (λ); yakıtın yanmasında birim yakıt başına kullanılan havanın katsayısı (λ) lambda olarak ifade edilir. Lambda gerçekte silindir içine alınan hava-yakıt oranının teorikte silindir içine alınacak olan hava-yakıt oranına oranıdır. Hava fazlalık katsayısı; 1'den küçük olursa zengin karışım, 1'den büyük olursa fakir karışım olarak adlandırılır.

$$\lambda = \frac{(\dot{m}_{hava} / \dot{m}_{yakıt})_{gerçek}}{(\dot{m}_{hava} / \dot{m}_{yakıt})_{teorik}} \quad (2.11)$$

Bu denklemlerin bazı motor karakteristiklerinin hesaplanmasında kullanılan denklemlerdir ve bir kısmı el hesapları için kullanılmıştır.

2.4. Yakıt Özellikleri ve Kütlesel Oran Hesabı

İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtlar karbon ve hidrojen atomlarının birleşimlerinden meydana gelmektedir. İçten yanmalı motorlarda yakıt olarak çoğunlukla benzin, motorin, LPG ve CNG kullanılmaktadır. Bu yakıtların genel özellikleri Tablo 2.1'de listelenmiştir.

Benzin atmosfer şartlarında sıvı halde olan renksiz ham petrolden üretilen fosil bir yakıttır. Benzin hidrojen ve karbonlardan oluşmakla birlikte içeriğinde kükürt, azot vb. bulunmaktadır. Ham petrolün yüksek sıcaklık ve basınç altında

hidrokarbonların parçalanıp daha küçük hidrokarbon bileşiklerine dönüştürülmesiyle elde edilir. Benzinin vuruntuya karşı dirençli ve hidrokarbon oranının yüksek olması istenir. Vuruntu direnci arttıkça daha yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilir.

LPG yakıtı propan (C_3H_8) ve bütan (C_4H_{10}) gazlarından oluşmaktadır. Ham petrolün rafine edilmesiyle ve doğalgazın ayrıştırılması ile üretilen renksiz ve kokusuz bir gazdır. Hidrokarbonlardan oluşmaktadır. LPG ağırlıklı olarak propan gazı içermektedir. Tablo 2.1’deki yakıt özellikleri göz önünde bulundurularak modele LPG yakıtı olarak propan kullanılması durumunda propan+bütan kullanılması durumuna göre yakıtın yoğunluğu daha düşük ve adyabatik alev sıcaklığı da daha yüksek olacaktır. Ancak bu çalışmada LPG olarak propan gazı kullanılmıştır.

Dünya genelinde içten yanmalı motorlarda temel yakıt olarak benzin ve motorin kullanıldığı için LPG yakıtının araçlarda kullanılabilmesi için araca bir dönüşüm kiti uygulanması gerekmektedir. LPG yakıtının araçlarda depolanabilmesi için basınçlı bir tanka ihtiyaç duyulmaktadır. LPG yakıtında benzine göre motor performansı düşüktür. LPG’nin oktan sayısı benzine göre daha yüksektir. Bu da içeriğindeki hidrokarbonlardan kaynaklanmaktadır. Oktan sayısını belirleyen ana etmen ise yakıtın içeriğindeki benzenik hidrokarbonların seviyesidir. LPG’nin yoğunluğu benzine göre çok düşük olduğu için birim hacim başına düşen enerji miktarı daha düşüktür. LPG yakıtı silindir içine gönderilirken gaz fazına geçtiği için benzin gibi buharlaşmaya ihtiyacı yoktur [4].

Tablo 2.1. Yakıt özellikleri [2, 3, 4, 5, 22]

Yakıt	Benzin	Bütan	Propan
Kimyasal Formülü	C_8H_{18}	C_4H_{10}	C_3H_8
Yoğunluk (Sıvı)(kg/m ³)	735	-	-
Yoğunluk (Buhar)(kg/m ³)	-	2,48	2,01
Yoğunluk (Buhar)(hava=1)	3,9	2,1	1,6
Moleküler Ağırlığı (g/mol)	114	58,1	44
C/H Oranı	0,444	0,4	0,375
Alt Isıl Değer (kJ/kg)	43500	45460	46500
Alt Isıl Değer (J/m ³)	3,20E+10	1,13E+08	9,35E+07
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı (K)	530	710	730
Donma Noktası (K)	-	134,7	85,2
Kaynama Noktası (K)	303-498	272,5	230,7
Oluşum Entalpisi (kJ/kmol)	-224500	-126150	-103800
Isıl Kapasite (kJ/kgK)	2,08	2,47	2,54
Adyabatik Alev Sıcaklığı (K)	2250	2274	2253
Laminer Alev Hızı (m/s)	0,31	0,32	0,38
Oktan Sayısı	90	97	92
Fiziksel Hal (NŞA)	SIVI	gaz	gaz

Bu tez kapsamında tek yakıt olarak benzin, LPG ve karışımli yakıt olarak ise %5-10-20 kütleli LPG oranlarında benzin-LPG karışımları olmak üzere toplam 5 yakıt incelenmiştir. Benzin olarak izo-oktan (C_8H_{18}) ve LPG olarak ise propan (C_3H_8) kullanılmıştır. Her bir yakıt için stokiometrik oranlarda kimyasal yanma denklemleri ve benzin-LPG karışımli yakıtı için kütleli oran hesapları eklerde verilmiştir.

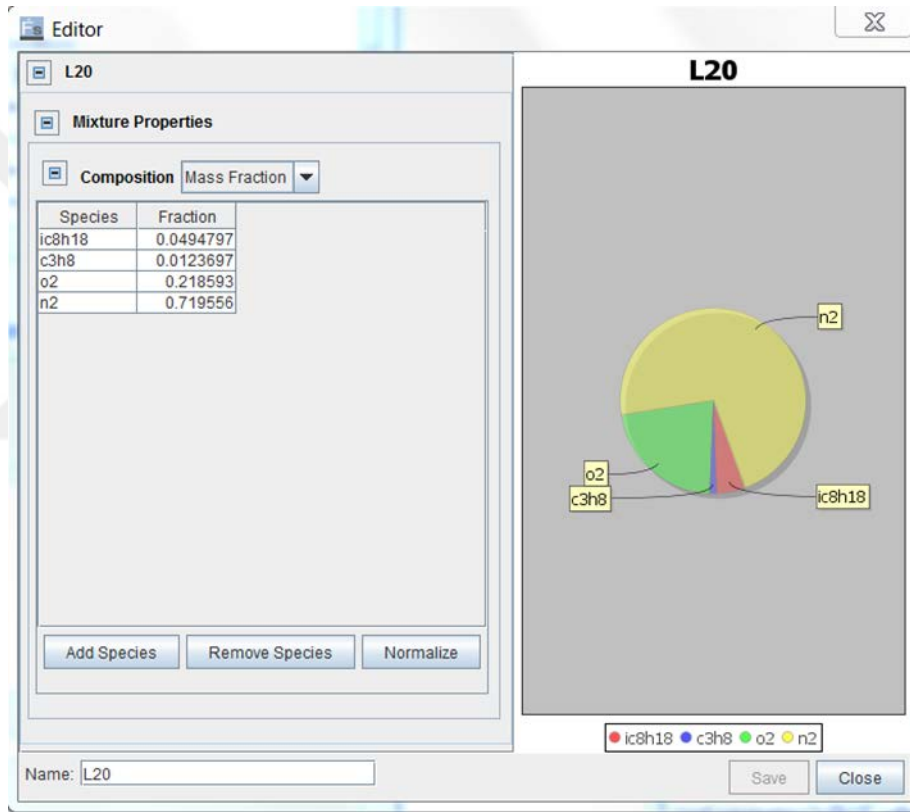
Benzin-LPG karışımının yanma denklemi:

Benzin-LPG karışımının hava ile stokiometrik yanma denklemi aşağıdaki şekilde gerçekleşmektedir.

$$aC_8H_{18} + bC_3H_8 + (12,5a + 5b)(O_2 + 3,762N_2) \rightarrow (8a + 3b)CO_2 + (9a + 4b)H_2O + [(3,762 * 12,5a) + (3,762 * 5b)]N_2 \quad (2.1)$$

Burada, benzinin hacimsel/molar oranını “a” katsayısı ve LPG’nin hacimsel/molar oranını “b” katsayısı göstermektedir.

HAD modelinde karışımdaki yakıtların oranlarının tanımlaması yapılırken, toplam yakıt içindeki her bir bileşenin kütle oranları verilmesi istenmektedir. Bu değerlerin tanımlandığı arayüz Şekil 2.3.’de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Yakıtların kütle oranlarının tanımlanma arayüzü

Kütle oranların hesaplanmasında ise stokiometrik yanma denklemini sağlayacak oranların belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla, benzin-LPG karışımındaki istenen %5-10-20 kütle oranları aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

- 1) Benzin-LPG karışımı stokiometrik yanma denklemi (Denklem 2.1) kullanılarak kimyasal reaksiyona giren ve çıkan bileşenlerin toplam mol sayıları aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\begin{aligned} V_{giren} &= a + b + (12,5a + 5b) + [3,762 * (12,5a + 5b)] = 60,525a + 24,81b [mol] \\ V_{çıkan} &= (8a + 3b) + (9a + 4b) + [(3,762 * 12,5a) + (3,762 * 5b)] = 64,025a + 25,81b [mol] \end{aligned} \quad (2.2)$$

- 2) Giren bileşenlerin yüzdesel olarak hacimsel oranları aşağıda hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken bütün bileşenler için payda kısmına, giren bileşenlerin toplam mol sayıları yazılmıştır. Tüm bu giren bileşenlerin yüzdesel olarak hesaplanan hacimsel oranlarının toplamı 1 (bir) olacaktır.

$$\begin{aligned} \%_{hacimsel} C_8H_{18} &= \frac{a}{(60,525a + 24,81b)} = X \\ \%_{hacimsel} C_3H_8 &= \frac{b}{(60,525a + 24,81b)} = Y \\ \%_{hacimsel} O_2 &= \frac{(12,5a + 2b)}{(60,525a + 24,81b)} = Z \\ \%_{hacimsel} N_2 &= \frac{[3,762 * (12,5a + 2b)]}{(60,525a + 24,81b)} = T \\ X + Y + Z + T &= 1 \end{aligned} \quad (2.3)$$

- 3) Giren bileşenlerin her birinin katsayıları kendi mol kütleleri ile çarpılır ve hepsi toplanarak giren bileşenlerin toplam kütlesi hesaplanır.

$$m_{toplam} = (a * 114) + (b * 44) + [(12,5a + 5b) * 32] + \{[3,762 * (12,5a + 5b)] * 28\} [kg] \quad (2.4)$$

- 4) Giren bileşenlerin yüzdesel olarak kütleli oranları aşağıda hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken bütün bileşenler için payda kısmına, giren bileşenlerin toplam kütlesi yazılmıştır. Bu kütleli oranların toplamı da 1 (bir) olacaktır.

$$\begin{aligned}
\%_{\text{kütlesel}} C_8H_{18} &= \frac{a * 114}{m_{\text{toplam}}} = K \\
\%_{\text{kütlesel}} C_3H_8 &= \frac{b * 44}{m_{\text{toplam}}} = L \\
\%_{\text{kütlesel}} O_2 &= \frac{(12,5a + 5b) * 32}{m_{\text{toplam}}} = M \\
\%_{\text{kütlesel}} N_2 &= \frac{[3,762 * (12,5a + 5b)] * 28}{m_{\text{toplam}}} = N \\
K + L + M + N &= 1
\end{aligned} \tag{2.5}$$

- 5) HAD modelinde karışımdaki yakıtların oranlarının tanımlaması yapılırken, toplam yakıt içindeki her bir bileşenin kütleli oranların verilmesi istenmektedir. Yani; benzin-LPG karışımındaki benzin ve LPG'nin kütleli oranları HAD modelinde tanımlanacaktır. Bu amaçla, öncelikle benzin-LPG karışımının toplam kütlesi; yanma denkleminin giren reaktantlar kısmındaki benzin ve LPG bileşenlerinin mol kütleleri ile katsayılarının çarpımı toplanarak hesaplanır. Bulunan bu toplam kütle değeri benzinin ve LPG'nin kütleli oranlarının hesaplanmasında payda kısmına yazılır. Böylece, HAD modeline tanımlanacak benzin ve LPG kütleli oranları aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$(a * 114)[kg] + (b * 44)[kg] = (114a + 44b)$$

$$\begin{aligned}
\rightarrow \frac{(a * 114)}{(114a + 44b)} &= [\text{programa tanımlanacak kütleli } C_8H_{18} \text{ oranı}] \\
\rightarrow \frac{(b * 44)}{(114a + 44b)} &= [\text{programa tanımlanacak kütleli } C_3H_8 \text{ oranı}]
\end{aligned} \tag{2.6}$$

- 6) İncelenen benzin, LPG ve %5-10-20 kütleli benzin-LPG karışımları için stokiometrik yanma denklemindeki katsayılar aşağıda Tablo 2.2'de listelenmiştir. Benzin, LPG ve benzin-LPG karışımları için silindir içine alınan ve çıkan bileşen miktarları Tablo 2.3'de verilmiştir.

Tablo 2.2. Kullanılan tüm yakıtlar için stokiometrik yanma denklemindeki katsayılar

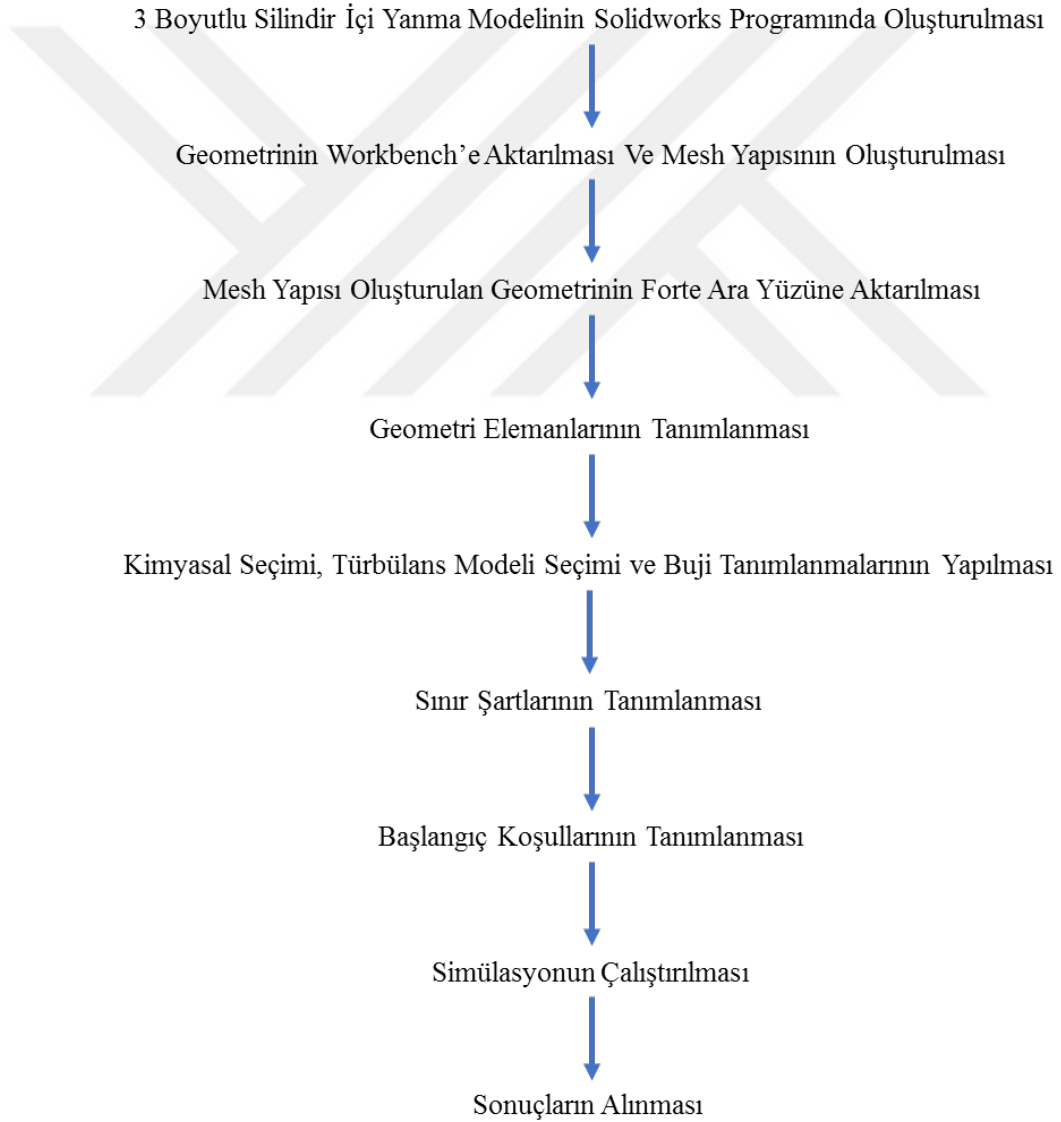
Kimyasal Denklem Katsayıları								
		Girenler				Çıkanlar		
		C_8H_{18}	C_3H_8	O_2	N_2	CO_2	H_2O	N_2
El Hesabı	G100	1	0	12,5	47,025	8	9	47,025
	L100	0	1	5	18,81	3	4	18,81
	L20	0,6069	0,3931	9,55175	35,93368	6,0345	7,0345	35,93368
	L10	0,776465	0,223535	10,82349	40,71796	6,882325	7,882325	40,71796
	L5	0,88	0,12	11,6	43,6392	7,4	8,4	43,6392

Tablo 2.3. Kullanılan tüm yakıtlar için silindir içine alınan ve çıkan bileşen miktarları

		Girenler				Çıkanlar			Enerji (j)
		C_8H_{18}	C_3H_8	O_2	N_2	CO_2	H_2O	N_2	
El Hesabı	G100 (g)	0,0236	0	0,0829	0,273	0,069	0,0318	0,2581	1028,19
	G100 (cm³)	5,53	0	69,15	260,15	41,84	47,07	245,93	1028,19
	L100 (g)	0	0,0223	0,0809	0,2664	0,0642	0,035	0,2561	1036,96
	L100 (cm³)	0	13,5	67,48	253,86	38,92	51,89	244,02	1036,96
	L20 (g)	0,0187	0,0047	0,0825	0,2716	0,068	0,0324	0,2577	1030,03
	L10 (g)	0,0211	0,0024	0,0827	0,2723	0,0685	0,0321	0,2579	1029,12
	L5 (g)	0,0224	0,0012	0,0828	0,2727	0,0687	0,0319	0,2580	1028,66
	L20 (cm³)	4,37	2,83	68,8	258,83	41,23	48,07	245,53	1030,03
	L10 (cm³)	4,95	1,43	68,97	259,48	41,53	47,57	245,73	1029,12
	L5 (cm³)	5,24	0,71	69,06	259,81	41,69	47,32	245,83	1028,66

3. SİLİNDİR İÇİ YANMANIN 3-BOYUTLU MODELİ

İçten yanmalı motorlarda silindir içi yanmanın 3B HAD modeli oluşturulması ve analizlerin yapılması oldukça zaman ve emek isteyen bir iştir. Bu amaçla yapılan çalışmalar aşağıda iki temel başlık altında açıklanmıştır. Bu temel başlıklar 3B geometrinin çizimi ve HAD modelinin oluşturulması şeklindedir. 3B model çiziminde SolidWorks yazılımı ve 3B silindir içi yanma HAD analizinde Ansys-Forte v.19.0 yazılımı kullanılmıştır. 3B silindir içi yanma HAD modeli oluşturmada takip edilen temel adımlar Şekil 3.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. 3B silindir içi yanma HAD modeli oluşturulmasında takip edilen temel adımlar

Öncelikle, HAD modeli için, motorun silindirlerinden bir tanesinin 3B katı modeli tüm bileşenleri dahil edilerek SolidWorks yazılımında oluşturulmuştur. Oluşturulan katı model geometrisi; silindir, piston, silindir kafası, bujiler, emme-egzoz valfleri ve manifoldları parçalarından oluşmaktadır. Bütün bu parçalar, motorun bir çevrim boyunca yanma ile ilgili tüm bölgelerini içermektedir. HAD analizinde emme manifoldu ve egzoz manifoldu dahil olmak üzere yanma bölgesini içeren tüm geometrik bölge dikkate alınmıştır. İncelemesi yapılan Honda-Jazz 2004 ticari modelinde bulunan Honda L13A4 i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli motorundaki bütün bu parçaların geometrik ölçüleri dikkate alınarak bir 3B katı model çizimi yapılmıştır [3]. Bu geometrik ölçüler CMM (Coordinate Measuring Machine) cihazı ile belirlenmiştir [3]. Alınan bu ölçüler yardımıyla SolidWorks yazılımında 3B CAD (Computational Aided Design) katı model geometrisi oluşturulmuştur.

Ardından; oluşturulan geometri dosyası parasolid (*.x_t) formatında, HAD analiz modelinin oluşturulması için ilk olarak Ansys-Workbench ara yüzüne aktarılmıştır. Bu ara yüzde başlangıç mesh yapısı oluşturulduktan sonra bu mesh dosyası (*.msh formatında) Ansys-Forte yazılımına aktarılmıştır.

Ansys-Forte yazılımında, aktarılan mesh yapısı üzerinde gerekli birçok tanımlama (geometrik tanımlamalar, sınır şartları, başlangıç sınır şartları, türbülans modeli, yanma modeli, ateşleme şartları) yapılarak analizler yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir.

3.1. 3B Silindir İçi Yanma Katı Modelinin Oluşturulması

Silindir içi yanma modeli için gerekli katı model SolidWorks [37] yazılımında oluşturulmuştur. Geometri oluşturulurken 2 farklı yöntem izlenebilir. Bu yöntemlerden ilki silindir içi akışkan hacminin modellenmesidir. İkinci yöntem ise silindir içi akışkan hacminin kabuk yüzeyler halinde modellenmesidir. Bu her iki yöntem de tez çalışmasında denenmiştir. Silindir içi yanma model geometrisi, Ansys-Forte yazılımındaki tanımlamalar gereği silindirin ÜÖN'daki pozisyonunda

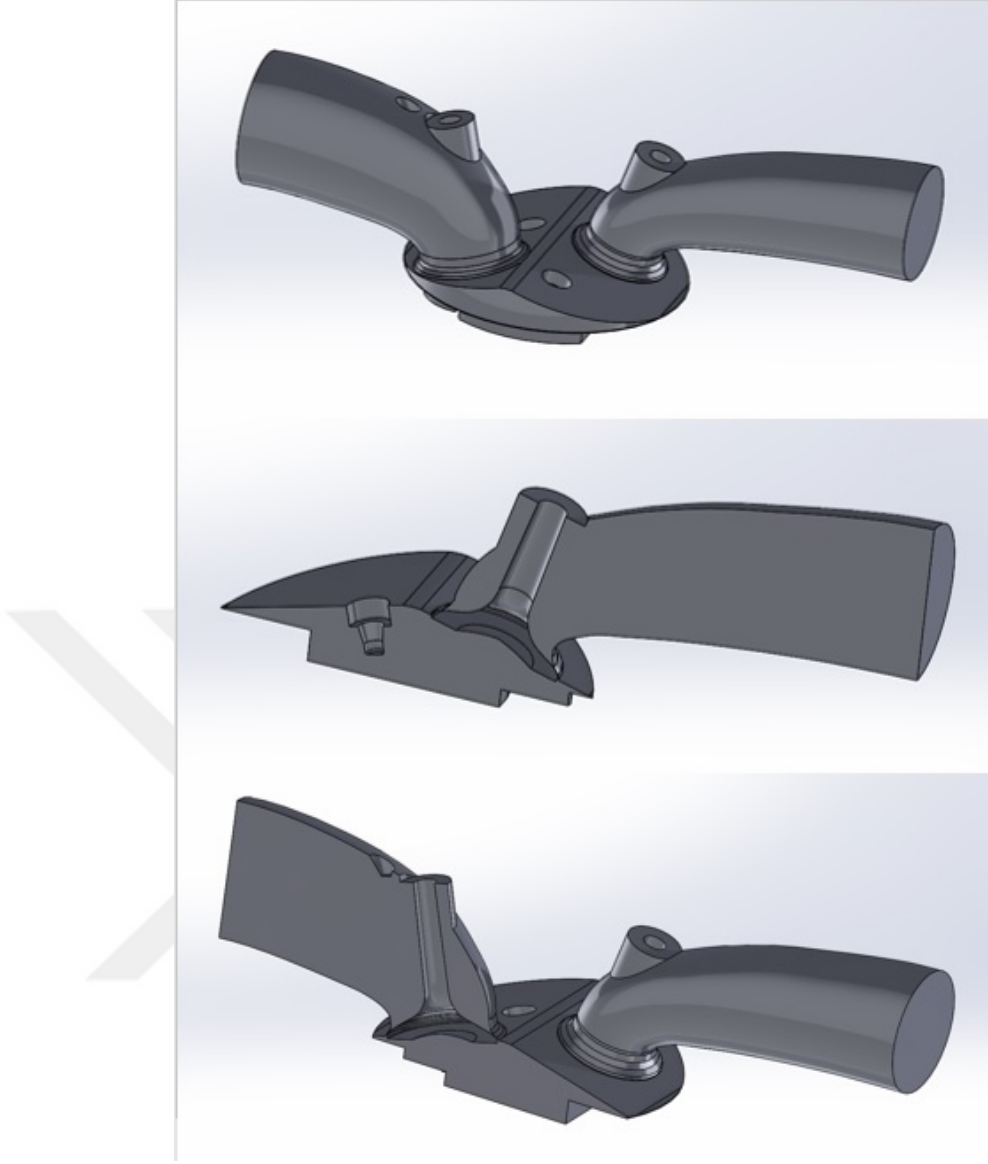
oluşturulmuştur. Yazılım içinde, motor çevrimine bağlı olarak piston ve emme-egzoz valfleri dinamik mesh yapısı kullanılarak hareketli olarak tanımlanmıştır.

HAD analizinde emme manifoldu ve egzoz manifoldu dahil olmak üzere yanma bölgesini içeren tüm geometrik bölge dikkate alınmıştır. Silindir içi akışkan hacminin modellenmesinde bütün parçalar (silindir, piston, silindir kafası, bujiler, emme-egzoz valfleri ve manifoldları) SolidWorks yazılımında tek bir katı parça olarak oluşturulmuştur. Oluşturulan bu katı parça daha sonra akışkan olarak seçilecek ve artık katı değil akışkan hacmini ifade edecektir. Oluşturulan bu geometride emme ve egzoz valfleri bulunmamaktadır. Sadece valflerin sınırları belirlenmiştir. Bunun sebebi ise valflerin birer katı parça olması ve CAD yazılımında HAD modeli için akışkan hacminin oluşturulmasıdır. Bu nedenle valflerin sadece yüzeyleri birer sınır olarak değerlendirilmiştir ve bu sınırlar Ansys-Forte v.19.0 yazılımında katı yüzey olarak tanımlanacaktır. Akışkan hacmi yöntemi ile oluşturan katı modeller Şekil 3.2.'de gösterilmiştir.

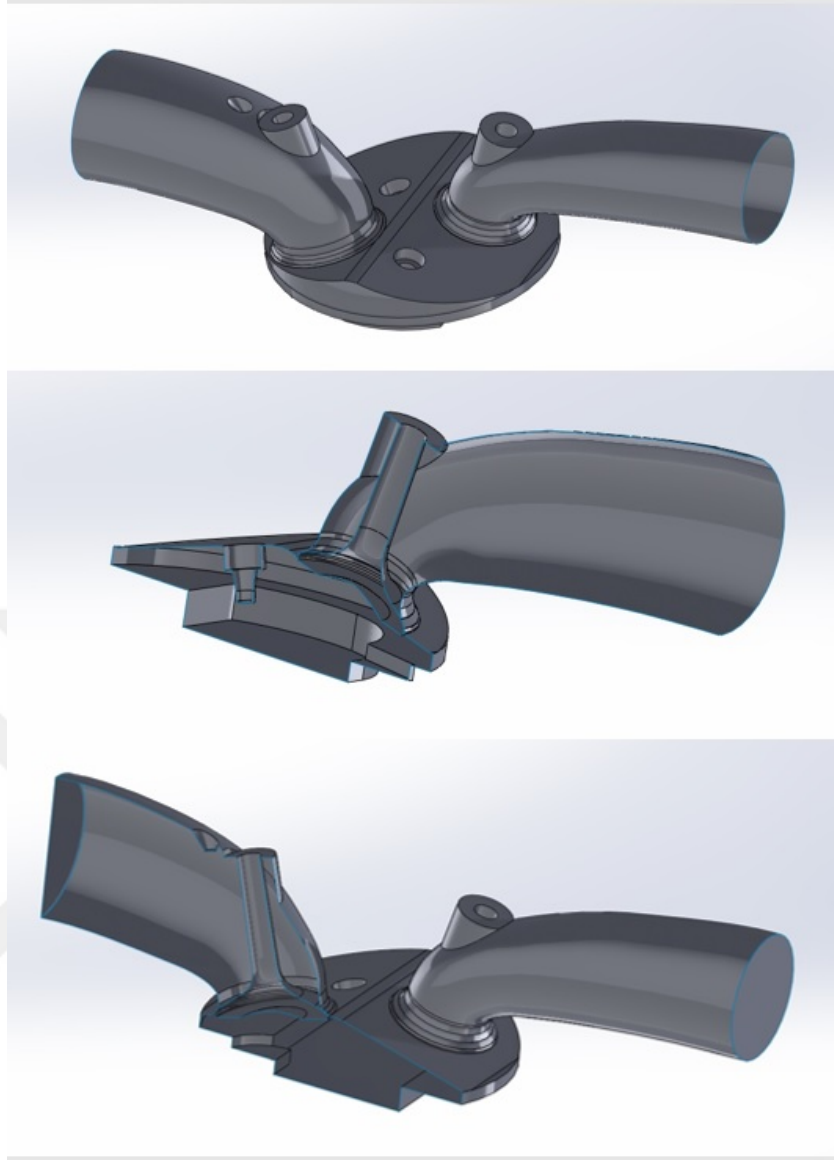
İkinci yöntemde ise HAD analiz bölgesini oluşturan hacmi çevreleyen kabuk yüzeyler oluşturulmuştur. Bu kabuk yüzey akışkan hacmini çevreleyip sınır yüzeylerden oluşturulmuştur. Bu yöntemde valfler de oluşturulmuş ve oluşturulan bu valfler de birer kabuk yüzey halindedir. Bu yöntem ile oluşturan katı modeller Şekil 3.3.'de gösterilmiştir.

Her iki yöntem ile model bölgesinin oluşturulması yapılmış ve Ansys-Forte v.19.0 [38, 39] yazılımında model oluşturulmaya çalışılmıştır. Yazılımda ilerleyen aşamalarda yapılacak tanımlamalar ve yazılımın model algılama ile ilgili arayüz tanımlamaları dikkate alındığında ve uygun başlangıç mesh yapısının oluşturulabilmesi için uygun olan yöntemin birinci yöntem yani akışkan hacminin oluşturulması yöntemi olduğu tecrübe edilmiştir. İkinci yöntemdeki kabuk yüzey oluşturma durumunda kullanılan geometride geometrinin içi boşluk olduğu için sadece yüzey mesh oluşturulabilmektedir. Bu sebeple, akışkan hacminin modellendiği geometri kullanılarak modellemeye devam edilmiştir.

Oluşturulan akışkan hacmi geometrisi, Ansys yazılımında okutulmak üzere parasolid (*.x_t) formatında kaydedilmiştir.



Şekil 3.2. Akışkan hacmi yöntemi ile oluşturulan HAD modeli bölgesi.

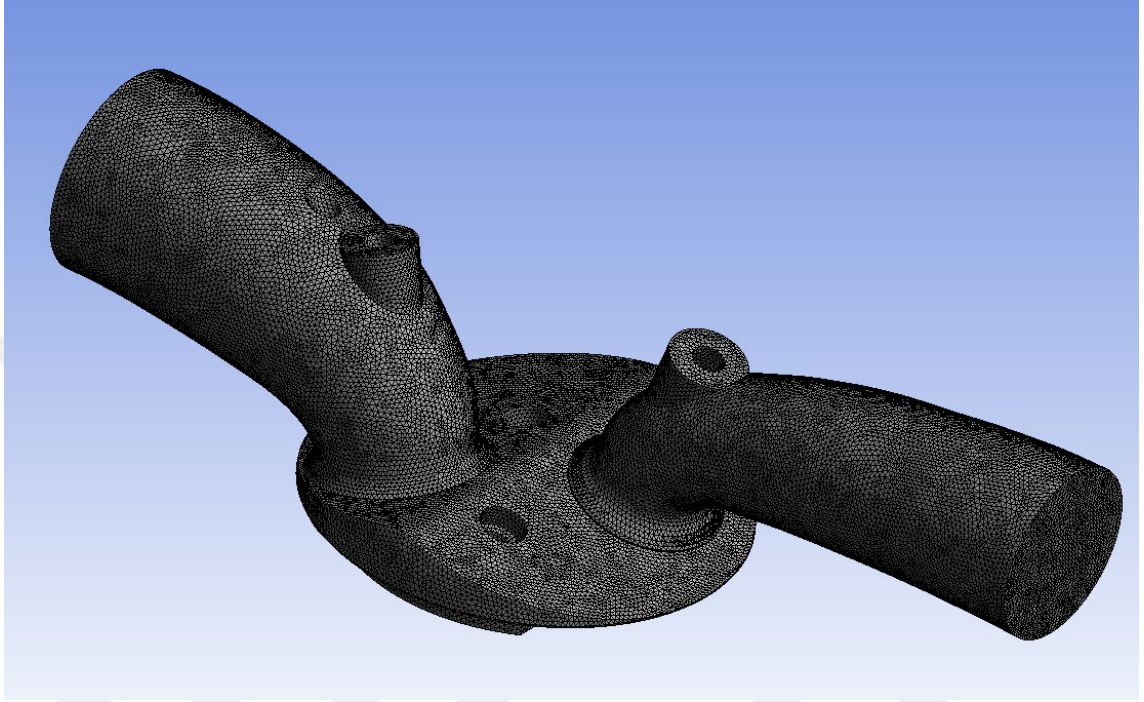


Şekil 3.3. Kabuk yüzey yöntemi ile oluşturulan HAD modeli bölgesi.

3.2. 3B Silindir İçi Yanma HAD Modelinin Oluşturulması

SolidWorks yazılımında hacim olarak oluşturulan ve parasolid (*.x_t) formatında kaydedilen model bölgesi geometrisi HAD analiz modelinin oluşturulması için ilk olarak Ansys-Workbench ara yüzüne aktarılmıştır. Bu arayüzde silindirin ÜÖN’da bulunduğu hacim tüm yüzeyler için isimlendirmeler verilerek mesh oluşturulmuştur.

Mesh yapısının oluşturulmasında gövde mesh yapısı yöntemi kullanıldı ve mesh boyutu ayarlanarak gövde meshi yapıldı. Şekil 3.4.'de oluşturulan mesh yapısı gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Ansys-Workbench’de oluşturulan mesh yapısı.

3.2.1. 3B Silindir İçi Yanma HAD Modelinin Mesh Yapısının Oluşturulması

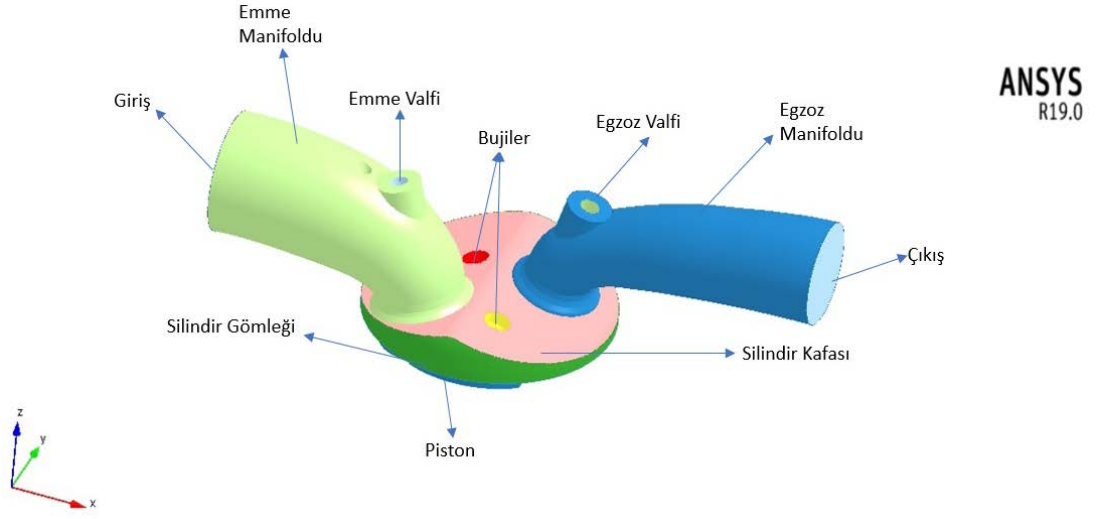
Workbench ara yüzünde oluşturulan mesh dosyası *.msh formatında kaydedilerek Ansys-Forte yazılımına aktarılır. Aktarılan mesh yapısına sahip geometri, Ansys-Forte arayüzüne tek bir yüzey halinde alınır. Ancak yapılacak olan isimlendirmelere göre tüm yüzeyler parçalanır ve uygun isimlendirmeye göre tekrar birleştirilir ve isimlendirilir. Yapılan bu isimlendirmeler Şekil 3.5.’de gösterilmiştir.

Workbench ara yüzünde uygulanan olan mesh sabit bir mesh yapısına sahiptir. Ancak Ansys-Forte’de dinamik yani hareketli mesh yapısı uygulanmaktadır.

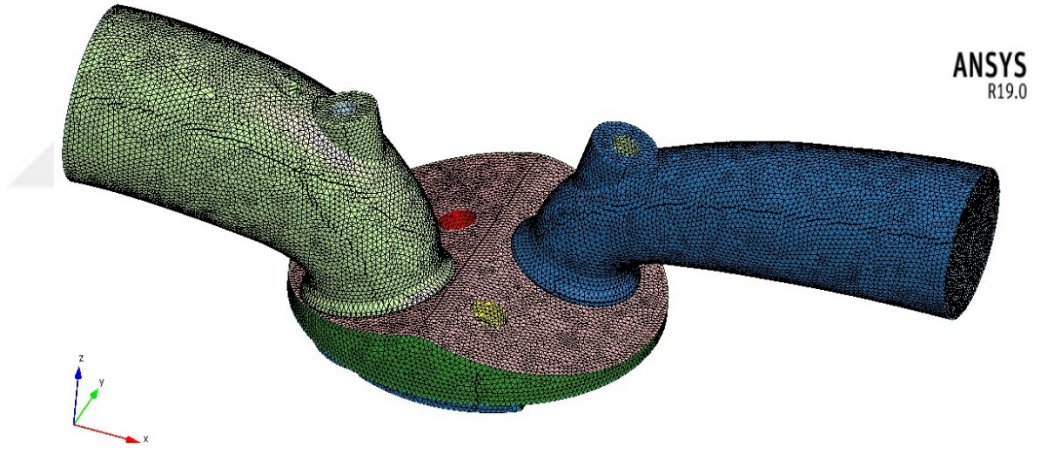
Bu hareketli mesh yapısı için de mesh düzeltmeleri uygulanarak mesh istenilen ve uygun sıklığa getirilir çünkü piston hareketine ve zamana bağlı olarak silindir içi hacmi artacak ve artan bu hacimde sürekli değişen bir mesh yapısı gerekecektir.

Mesh düzeltmesi içten yanmalı motor simülasyon yazılımlarında önemli bir yer almaktadır. Yapılacak olan bu düzeltmeler analiz boyunca değişen zaman ve KMA'a göre uyum sağlayacaktır. Piston yüzeyinin hareketine bağlı olarak silindir içindeki hacmin artışına göre istediğimiz mesh yapısını oluşturmak için değişen düzeltmeler tanımlanmaktadır. Bu düzeltmeler model geometrisi üzerinde farklı parçalara ve farklı KMA'a göre uygulanabilmektedir. Basınç, sıcaklık, hız gibi incelenecek olan parametrelerin değişkenlik gösterdiği KMA'larına göre mesh yapısı sıklığı ayarlanabilmektedir. Bu düzeltmeler yüzey, çizgi ve hacme uygulanabilmektedir. Uygulanan bu mesh yapısı Şekil 3.6.'da gösterilmiştir.

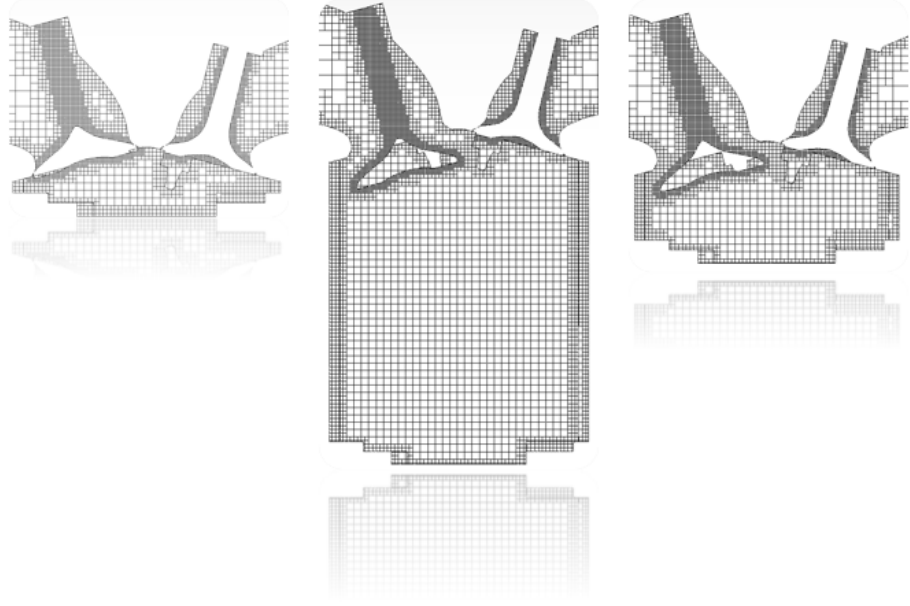
Mesh düzeltmesinin özellikle akışın türbülanslı olduğu, basınç, hız ve sıcaklığın değişkenlik gösterdiği yerlerde uygulanması gerekmektedir. Çünkü bu bölgelerde ne kadar sık mesh yapısı uygulanırsa o kadar ayrıntılı sonuç alınabilmektedir. Örneğin emme ve egzoz valflerinin açılıp kapanma durumlarında oluşan akışı incelemek önem taşımaktadır. Çünkü bu akış esnasında yüksek sıcaklık ve basınç oluşmaktadır. Bu akışkan egzoz valfi sayesinde manifolda aktarılacak, oradan da dış ortama atılacaktır. KMA'a göre valf açıklıkları değiştiği için o andaki valf ve manifold arasındaki açıklık miktarı 0mm'den giderek artış gösterdiği için açıklıktaki akışın detaylı olarak incelenmesi gerekmektedir. Bu bağlamda buradaki mesh düzeltmesi oldukça önemlidir. Valflerdeki düzeltme daha yoğun olması için 2 katmanlı ve yüzey mesh boyutu (size fraction) $1/8$ olarak seçilmiştir. Emme ve egzoz valflerindeki mesh görüntüleri Şekil 3.7.'de gösterilmiştir.



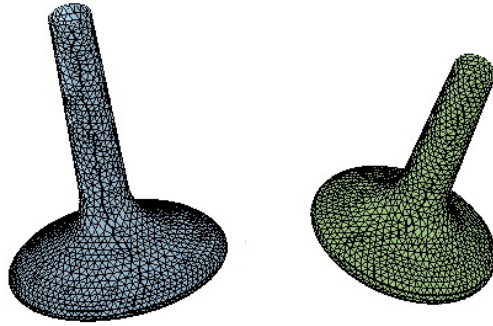
Şekil 3.5. 3B silindir içi yanma model geometrisi



Şekil 3.6. 3B ve kesitteki çeşitli KMA 'lardaki mesh görünümüleri



Şekil 3.6. (Devam)



Şekil 3.7. Emme ve egzoz valflerinin mesh görünümü

3.2.2. 3B Silindir İçi Yanma HAD Modeli Sınır Şartları Tanımlanması

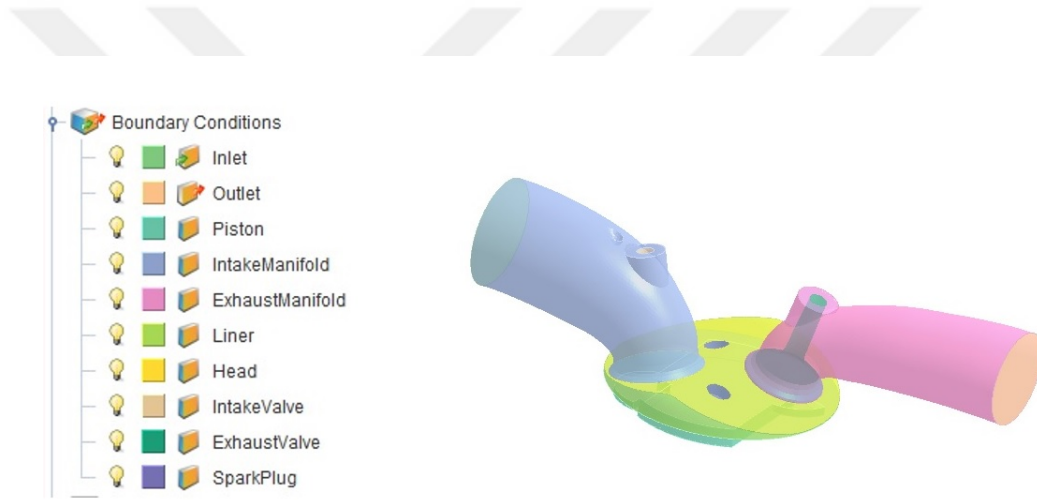
Ardından, silindir içi yanma HAD modelinde, kullanılacak akış ve yanma modelleri ve başlangıç ve sınır şartları tanımlamaları yapılır. Yazılım ara yüzündeki Model kısmında yanma ve türbülans modelleri tanımlaması yapılmaktadır. Yanma modeli G-equation olarak seçildi. Türbülans modeli RANS RNG k-epsilon olarak seçildi ve parametreleri standart olarak alındı. RANS (Reynold's Averaged Navier Stokes) eşit koşullar altında ayarlanmış birçok akıştan, akış alanının ortalama ortalamasını yakalamayı amaçlayan yaklaşımdır. RNG (Re-Normalisation Group) ve standart k-epsilon olmak üzere iki alt seçeneği mevcuttur. K-epsilon, türbülanslı akış koşulları için ortalama akış karakteristiklerini simüle etmek için HAD analizinde kullanılan en yaygın modeldir ve k türbülans kinetik enerjisi, epsilon ise türbülans kinetik enerjisinin dağılım oranıdır. G-equation ise anlık alev pozisyonunu tanımlayan alan denklemdir.

Model bölümünde ayrıca buji ateşleme tanımlamaları yapılmıştır. Tez kapsamında çalışılan motor modelinde iki adet buji bulunmaktadır. Bundan dolayı bu bujiler birbirinden farklı zamanlarda ateşleme yapmaktadırlar. Birinci buji emme manifoldunun karşısında ve ikinci buji ise egzoz manifoldunun karşısında bulunmaktadır. Birinci buji 690 KMA'nda 10 KMA boyunca ateşleme yapmaktadır. İkinci buji ise 695 KMA'nda yine 10 KMA boyunca ateşleme yapmaktadır. Yapılan ateşleme için tanımlanan koordinatlar bujilerin alt yüzeylerinden 0,6 mm ile 1,8 mm arasında olabilmektedir. Bu sebeple buji yüzeylerinden 1,1 mm uzaklıkta tanımlanmıştır. Bujinin ateşleme yaptığı anda Kernel alevinin yarı çapı 0,1 mm olarak belirlenmiştir. Bu durum her iki buji için de geçerlidir.

HAD modelinde tanımlanan sınır şartı yüzeyleri ve isimleri Şekil 3.8.'de gösterilmiştir. Sınır şartları (Boundary Conditions) kısmında emme manifoldunun girişi, egzoz manifoldunun çıkışı için basınçlar ve sıcaklıklar tanımlanır. Ayrıca, model bölgesini çevreleyen tüm yüzeyler yani duvarlar için sıcaklıklar tanımlanır. Bu duvarlar için tanımlamalar; emme manifoldu, egzoz manifoldu, piston, silindir gömleği, silindir kafası, emme valfi, egzoz valfi ve bujiler için ayrı ayrı yapılmaktadır. Her bir sınır (yüzey) için farklı değerlerinin tanımlanacak olması bu kısımda on farklı

sınır şartı tanımlaması yapılmasını gerektirmektedir. Ayrıca yapılan bu sınır şartı tanımlamaları içinde; giriş akışkanı, türbülans kinetik enerjisi, giriş basıncı, giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığı, çıkış basıncı, duvar modeli, strok uzunluğu, biyel kolu uzunluğu, valf hareket profilleri gibi birçok parametre de tanımlanmaktadır. Tanımlanan tüm sınır şartı değerleri Tablo 3.1’de gösterilmiştir. Giriş ve çıkış sınır şartları test motorundan elde edilmiştir [38].

Tanımlanan bütün yüzeyler için duvar modeli olarak kaymasız duvar modeli seçilmiştir.



Şekil 3.8. HAD modelinde tanımlanan sınır şartı yüzeyleri ve isimleri

Tablo 3.1. HAD modelinde tanımlanan sınır şartları

	Tip	Basınç (Pa)	Sıcaklık(K)
Giriş	Toplam Basınç	95000	305
Çıkış	Toplam Basınç	95000	-
Piston	-	-	500
Emme Manifoldu	-	-	323
Egzoz Manifoldu	-	-	490
Silindir Gömleği	-	-	540
Silindir Kafası	-	-	550
Emme Valfi	-	-	312
Egzoz Valfi	-	-	506
Bujiler	-	-	600

Emme manifoldu girişinde (inlet) ortamdan emme için toplam basınç 95 kPa ve sıcaklık 305 K olarak tanımlanmıştır. Türbülans kinetik enerjisi $10000 \text{ cm}^2/\text{s}^2$ ve türbülans uzunluk skalası 1 cm olarak tanımlanmıştır. Emme manifoldu girişinde yapılan önemli bir tanımlamada giren hava-yakıt karışımının kütle oranlarıdır. Bu değerler Bölüm 2.4’de anlatıldığı gibi belirlenmiştir. Gerçek test motorunda benzin yakıtının girişi emme valfinin arkasından emme portuna enjekte edilmektedir. LPG yakıtı ise emme havasına karıştırılarak silindir içine gönderilmektedir. Ancak yapılan bu çalışmada her iki yakıt da giriş havasıyla birlikte emme manifoldundan alınacak şekilde tanımlama yapılmıştır ve test motoru LPG kullanımı için elektronik kontrol ünitesine sahip değildir. Tanımlanan bu hava-yakıt kompozisyonu benzin için Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.2. Emme manifoldu girişinde tanımlanan bileşenler ve kütle oranları

	C_8H_{18}	C_3H_8	O_2	N_2	Toplam
G100	0,062271	0,000000	0,218496	0,719233	1,000000
L100	0,000000	0,060218	0,218974	0,720808	1,000000
L20	0,049480	0,012370	0,218594	0,719557	1,000000
L10	0,055853	0,006206	0,218545	0,719395	1,000000
L5	0,059057	0,003108	0,218520	0,719314	1,000000

Egzoz manifoldu çıkışında (outlet) ortama çıkış için toplam basınç 95 kPa tanımlanmıştır.

Piston yüzeyi için ısı transfer denklemleri açılarak piston yüzey sıcaklığı 500 K olarak tanımlanmıştır. Ayrıca, piston yüzeyi için hareketli duvar komutu açılarak piston için hareket tanımlanmıştır. Tanımlanan bu hareket strok boyunca pistonun hareketini ifade etmektedir ve strok boyu 8 cm olarak tanımlanmıştır. Ayrıca biyel kolu uzunluğu 14,9 cm olarak girilmiştir. Pistonun hareket edeceği yön kartezyen koordinatlarda “z” yönü olarak belirtilmiştir.

Emme/Egzoz manifoldunun yüzey sıcaklığı 323/490 K olarak tanımlanmıştır.

Silindir gömleği (Liner) yüzey sıcaklığı 540 K girilmiştir.

Silindir kafası (Head) sıcaklığı 550 K olarak tanımlanmıştır.

Emme valfinin yüzey sıcaklığı olarak 312 K tanımlanmıştır. Valfler hareketli parçalar olduğu için hareketli yüzey tanımlaması yapılmıştır. Valfin hareket miktarına karşılık gelen her KMA için bir profil oluşturulup yazılıma tanımlanmıştır. Bu hareketlerin yönü de bu kısımda kartezyen koordinatlara göre belirtilmiştir. Ayrıca, emme valfi hareketinin aktifleşmesi için girilen eşik değeri 0,2 mm olarak belirtilmiştir.

Egzoz valfinde yüzey sıcaklığı 506 K olarak girilmiştir. Emme valfinde yapılan bütün hareket işlemleri egzoz valfi için de tekrarlanmıştır ancak valf profili farklı olarak tanımlanmıştır.

Her iki buji için de yüzey sıcaklıkları 600 K olarak tanımlanmıştır.

Başlangıç şartları (initial conditions) kısmında programın arka planında çalışan denklemler yani simülasyonun başlangıcında kullanılacak değerler belirtilmektedir. Burada sıcaklık 950 K, basınç 95 kPa, olarak girilmiştir. Ayrıca hız sabit olarak seçilmiştir.

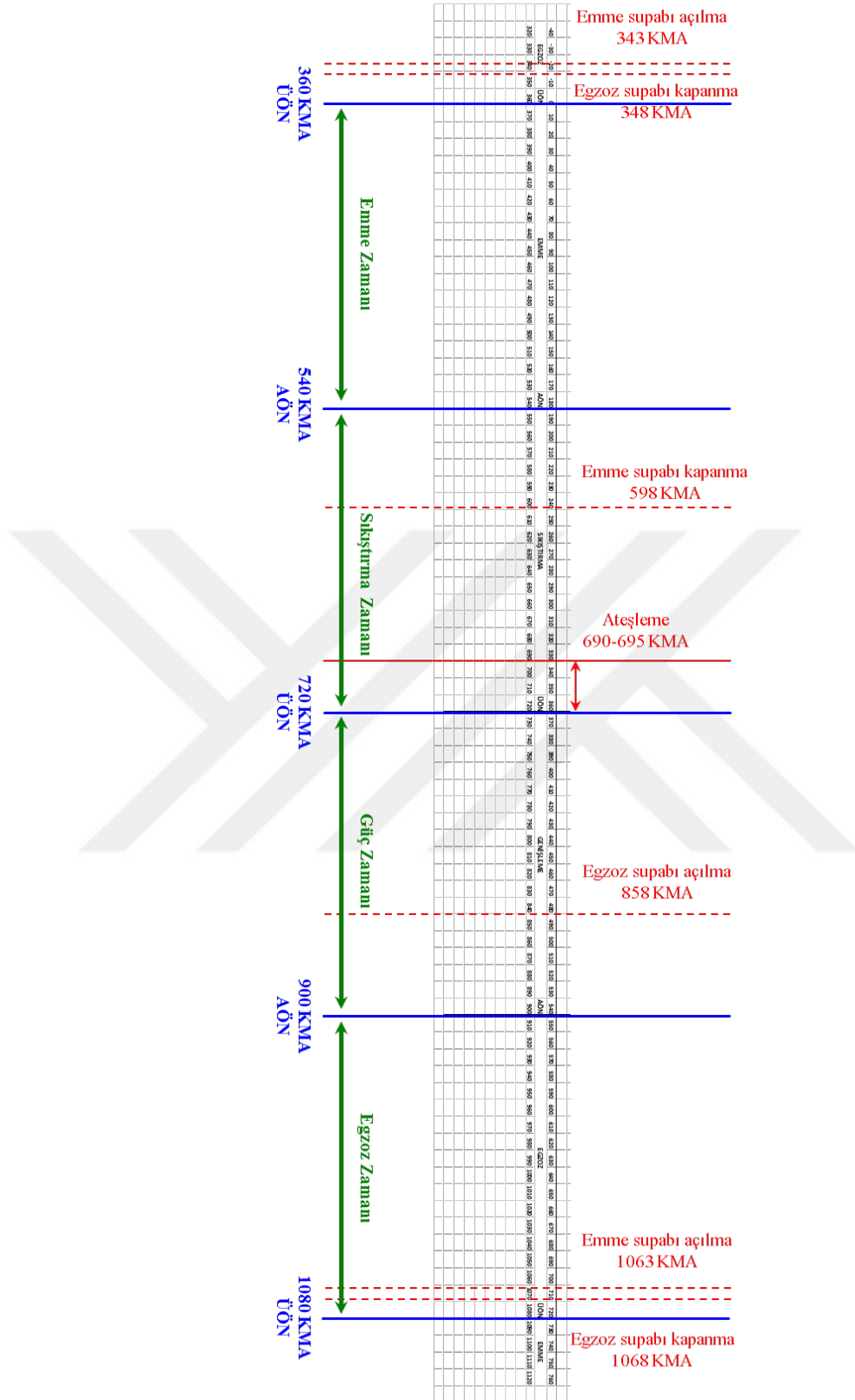
3.2.3. Analizin Çalıştırılması ve Sonuç Değişkenlerinin Tanımlanması

Ardından HAD modelinde, tüm simülasyonun kontrolü, çıkış kontrolü ve analiz çalıştırma seçenekleri ve alınacak sonuçlar için tanımlamalar yapılır. Bu kısım simülasyonun süresi, alınacak sonuç dosyaları gibi analiz çıktılarını kontrol edilmesini sağlar. Çıkış kontrolü ve simülasyon çalıştırma kısımları sahip olunan bilgisayar donanımına göre kullanıcı tarafından değiştirilebilir.

Simülasyon kontrol (simulation controls) kısmında yapılacak olan simülasyonun çalışacağı KMA aralığı, motor devir sayısı (d/dk) ve motor tipinin çevrim sayısı tanımlanır. Yapılan analizler, 320 KMA ile 1080 KMA arasında, 2800 d/dk'da ve 4 zamanlı olarak çalıştırılmıştır. Şekil 3.9.'da 4 zamanlı çevrim için ateşleme zamanı, emme ve egzoz açılma ile kapanma zamanları gösterilmiştir. Simülasyon için başlangıç zaman adımı $5E-5$ ve maksimum zaman adımı $1E-5$ saniye olarak tanımlanmıştır. Kimyasal çözücü modülü ilk buji ateşlemesi sonrasında devreye girecek şekilde ayarlanmıştır. Eşik sıcaklığı 600 K seçilmiştir. Yani sıcaklık 600 K değerine ulaştıktan sonra kimyasal çözücü devreye girecektir.

Çıkış kontrolü (output control) kısmında simülasyondan sonuç alma aralığı KMA tabanlı olup her 5 derecelik KMA'da yazdırılacaktır. Sonuç kısmında gözlemlenmek istenen emisyon türleri burada seçilmiştir. Herhangi bir KMA'da simülasyon durdurulursa ya da hata veya uyarı alınırsa aynı KMA'dan devam etmek için verileri tekrar başlatma (restart data) kısmından analize kalındığı yerden devam edilebilmektedir.

Çalıştırma seçenekleri (run simulation) kısmında ise simülasyonun bilgisayardaki işlemci sayısına göre paralel veya seri olarak çalıştırılması için seçenekler bulunmaktadır. Bu seçenekler kullanılan bilgisayarın işlemci sayısına göre değiştirilerek analiz süreleri kısaltılabilir. Artan işlemci sayısı ile analiz kısa sürede tamamlanır.



Şekil 3.9. Motor zamanları, ateşleme zamanları, emme ve egzoz zamanları

3.3. HAD Analizinde Çözülen Korunum Denklemleri

Silindir içi yanma HAD analizinde kullanılan yazılımda; kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri yanında kimyasal reaksiyon denklemleri de çözülmektedir. HAD modelinde oluşturulan her bir çözüm ağı (mesh) için bu denklemler çözülür.

HAD analizi için kullanılan Ansys-Forte v.19.0 [40] yazılımında çözülen bu korunum denklemleri aşağıya yazılmıştır. $\bar{y}_k = \rho_k/\rho$

Denklem 3.1 'de genel süreklilik denklemi verilmiştir. Bu denklem akış taşınımı, moleküler difüzyon, türbülanslı aktarım, yakıt spreyleleriyle etkileşim ve yanma gibi modellerde temel alınır. Bu denklemdeki k tür indeksini, ρ yoğunluğu, $\mathbf{u}$ akışın vektörel hızını ve $\bar{y}_k = \rho_k/\rho$ olarak kütle katsayısını ifade etmektedir. $\dot{\rho}_k^C$ kimyasal reaksiyon kaynak terimini ve $\dot{\rho}_k^S$ ise spreyle buharlaşma terimini ifade etmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}_k \tilde{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot [\bar{\rho} D \nabla \bar{y}_k] + \nabla \cdot \Phi + \dot{\rho}_k^C + \dot{\rho}_k^S \quad (k = 1, \dots, K) \quad (3.1)$$

Denklem 3.1'den yola çıkarak akışkan süreklilik denklemi Denklem 3.2 'de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}) = \dot{\rho}^S \quad (3.2)$$

Denklem 3.3' de ise momentumun korunumu denklemi verilmiştir. Bu denklemde p basıncı $\bar{F}^S$ spreyle nedeniyle birim hacim başına momentum kazancı oranı, g özel alan kuvvetini ifade etmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\mathbf{u}}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \bar{\sigma} - \nabla \cdot \Gamma + \bar{F}^S + \bar{\rho} \bar{\mathbf{g}} \quad (3.3)$$

Denklem 3.3' den yola çıkılarak denklem 3.4 bulunabilmektedir. Bu denklemdeki $\Gamma = \bar{\rho}(\tilde{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{u}} - \tilde{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{u}})$ terimi lineer olmayan taşınımı ifade etmektedir. $\mathbf{v}$ laminar kinematik viskoziteyi, I benzerlik tensörünü, T aktarma tensörünü ifade etmektedir.

$$\bar{\sigma} = \rho \mathbf{v} \left[\nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})^T - \frac{2}{3} (\nabla \tilde{\mathbf{u}}) I \right] \quad (3.4)$$

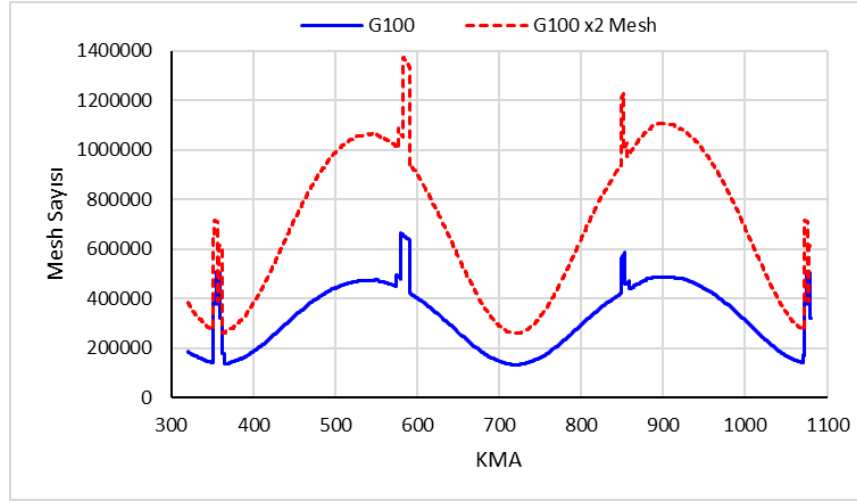
Denklem 3.5 'da enerjinin korunumu denklemi verilmiştir. J ısı akısı vektörünü, λ ısı iletimini, α ısı yayılımını, C_p ısı kapasitesini, h_k özgül entalpiyi, T akışkan sıcaklığını, türbülanslı kinetik enerji dağılımı oranını, H taşınımı ayrıştırmak için terimi ifade etmektedir. $\lambda = \bar{\rho} c_p \alpha$, $\mathbf{H} = \bar{\rho} (\mathbf{u} \tilde{I} - \tilde{\mathbf{u}} \tilde{I})$ olarak verilmiştir. Buradan yola çıkarak Denklem 3.5 ve Denklem 3.6 ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{I}) = -\bar{p} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} - \nabla \cdot \bar{J} - \nabla \cdot \mathbf{H} + \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + \bar{Q}^c + \bar{Q}^s \quad (3.5)$$

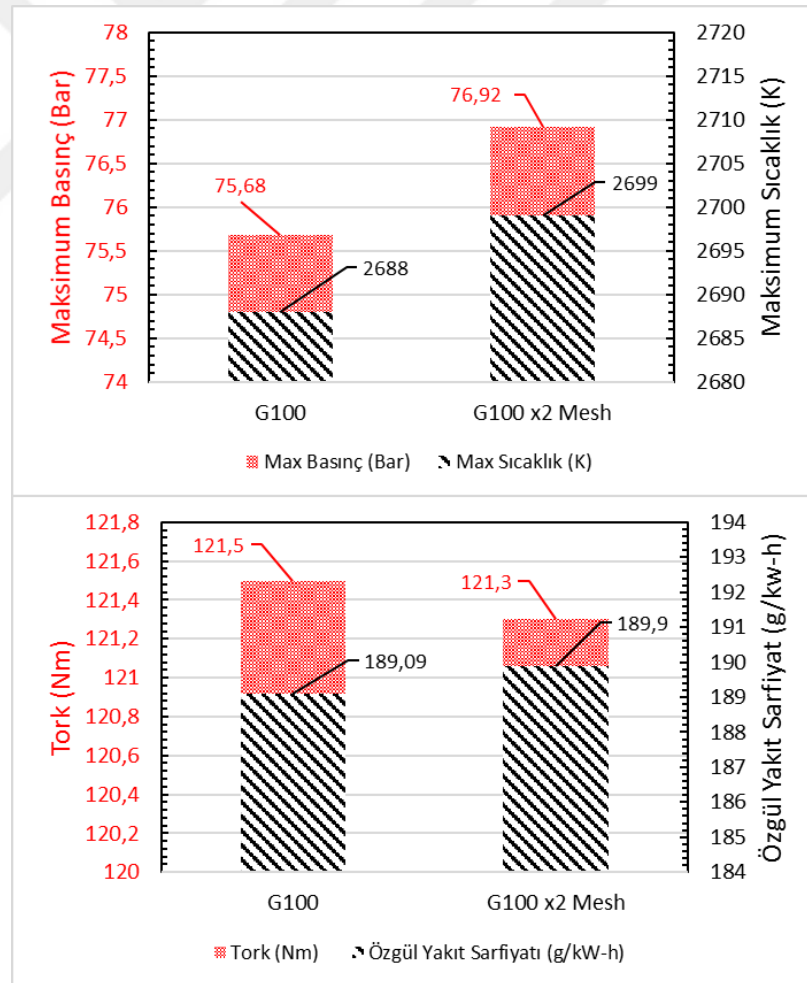
$$\bar{J} = -\lambda \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k \quad (3.6)$$

3.4. HAD Modeli Mesh Sayıları

Tez çalışması kapsamında mesh hassasiyeti çalışması yapılmıştır. Bu çalışmada en uygun mesh sayısı belirlenmek istenmiştir. Tezde kullanılan mesh sayısına ek olarak her KMA'na denk gelen mesh sayısının yaklaşık iki katı olacak şekilde mesh kullanılarak G100 analizi tekrarlanmıştır. Yapılan bu yüksek mesh analizi de tez kapsamında kullanılan mesh sayısı ile neredeyse aynı sonuçlar elde edilmiştir ve kayda değer bir değişim görülmemiştir. Yapılan her iki mesh kullanımının KMA'ya göre mesh sayıları Şekil 3.10.'da gösterilmiştir. Her iki mesh durumu için yapılan analizlerin sonuç karşılaştırması olarak Maksimum sıcaklık, maksimum basınç, tork ve özgül yakıt sarfiyatı değerleri Şekil 3.11.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.10. KMA'na göre mesh sayıları



Şekil 3.11. Mesh sayılarına göre sonuçlardaki değişimler

4. SONUÇLAR

Benzinli ticari motorda LPG ve benzin-LPG karışımının kullanımının motor performansına ve emisyonlarına etkileri 3B silindir içi yanma HAD analizleri ile incelenmiştir. İncelenen ticari otomobil motoru, Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan Honda L13A4 i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli motordur. İnceleme matrisi Tablo 4.1’de gösterilmiştir. Analizler, öncelikle tek yakıt olarak sadece benzin ve sadece LPG için yapılmıştır. Ardından, karışımli yakıt olarak benzin-LPG karışımı için analizler yapılmıştır. Karışımli yakıt olarak ise, benzine kütleli olarak %5, 10 ve 20 oranlarında LPG katkı yakıtı ilave edilerek analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, kendi arasında ve incelenen motor için daha önceden yapılan test ve analiz sonuçları ile [3] karşılaştırılmıştır.

Analizler, tam kelebek açıklığında ve motor katalogunda maksimum tork devri olarak gösterilen 2800 d/dk hızda yapılmıştır.

Benzin olarak izo-oktan (C_8H_{18}) ve LPG olarak ise propan (C_3H_8) kullanılmıştır.

3B silindir içi yanma HAD modelinde; yanma modeli olarak G-equation yanma modeli ve türbülans modeli olarak RANS RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır.

Analizler 320-1080 KMA arasında yapılmıştır.

Analizlerde; stokiometrik yanma için hava fazlalık katsayısı bire eşit olacak şekilde ayarlanmıştır.

Tablo 4.1. İnceleme matrisi.

			İncelenen Yakıt Karışımları (%)			
Analiz Sayısı	İnceleme Yöntemi	Lambda (λ)	Benzin	LPG	Devir Sayısı (d/dk)	Gaz Kelebeği Açıklığı (%)
Analiz 1	3B Model	1	100	-	2800	100
Analiz 2		1	-	100	2800	
Analiz 3		1	95	5	2800	
Analiz 4		1	90	10	2800	
Analiz 5		1	80	20	2800	

3B silindir içi yanma HAD analizleri sonucunda motor performansı ve emisyonlar belirlenmiştir ve değerlendirilmiştir. Alınan motor performansı parametreleri indik olarak elde edilmiştir. Sonuçlar indike olarak verildiği için mekanik verim tanımlaması yapılmamıştır.

Hesaplanan motor performans parametreleri ve parametrelerin incelenen 5 yakıt için motor çevrimi boyunca KMA'na göre oluşturulan değişim grafikleri aşağıda listelenmiştir:

- | | |
|--|------------|
| 1) Silindir içi basınç | Şekil 4.1. |
| 2) Silindir içi sıcaklık | Şekil 4.2. |
| 3) Silindir içi basınç-hacim (indikatör diyagramı) | Şekil 4.3. |
| 4) Tork | Şekil 4.4. |
| 5) Ortalama efektif basınç | Şekil 4.4. |
| 6) Özgül yakıt sarfiyatı | Şekil 4.5. |

Hesaplanan emisyon değerleri ve incelenen 5 yakıt için motor çevrimi boyunca KMA'na göre oluşturulan değişim grafikleri aşağıda listelenmiştir:

- | | |
|---------------------|-------------|
| 1) CO ₂ | Şekil 4.6. |
| 2) CO | Şekil 4.7. |
| 3) H ₂ O | Şekil 4.8. |
| 4) O ₂ | Şekil 4.9. |
| 5) N ₂ | Şekil 4.10. |
| 6) HC | Şekil 4.11. |
| 7) NO _x | Şekil 4.12. |

Tüm bu inceleme parametrelerinin motor çevrimi boyunca KMA'na göre değişim grafikleri incelenen 5 yakıt için oluşturulmuş ve değerlendirilmiştir. Grafiklerde, özellikle sıkıştırma sonu ve yanma zamanı olan 720 KMA'ndaki ÜÖN bölgesi büyütülerek gösterilmiştir. Grafiklere karşılaştırma amaçlı olarak Yontar [3] tarafından yapılan analiz sonuçları da dahil edilmiştir.

Motor performansı:

Öncelikle, incelenen tüm yakıtlar için (G100, L100, L5, L10, L20) Şekil 4.1., Şekil 4.2. ve Şekil 4.3.'de görüldüğü gibi; silindir içi basınç, sıcaklık indikatör grafiklerinin benzer yapıda oluştuğu görülmektedir.

Şekil 4.1. ve Şekil 4.2. görüldüğü gibi, sıkıştırma sonuna doğru silindir içi basınç ve sıcaklık yükselmektedir. Piston ÜÖN'ya 720 KMA'da gelmektedir. Çift buji ateşlemeleri 690 ve 695 KMA'sında yapılmaktadır. İlk ateşlemenin başlangıcında basınç 10 bar ve sıcaklık 700 K değerlerine ulaşmıştır. Ateşlemeler ile birlikte basınç ve sıcaklık aniden yükselmiştir. Genleşme ile basınç aniden düşerken sıcaklıktaki düşüş yüzeylerin sıcak olması nedeniyle biraz daha yavaş olmuştur.

Benzin için; basınç en yüksek değerine 7568 kPa olarak 725 KMA'nda ulaşmıştır. Bu basınç değeri Star-CD yazılımında 7200 kPa olarak hesaplanmıştır [3]. Yine benzin için sıcaklık ise en yüksek değerine 2688 K olarak 733 KMA'nda ulaşmıştır. Bu sıcaklık değeri Star-CD yazılımında 2688 K olarak hesaplanmıştır. Tüm yakıtlar için silindir içinde oluşan en yüksek basınç ve sıcaklık değerlerini ve oluştukları KMA'nı gösteren bir liste Tablo 4.2'de verilmiştir.

Silindir içinde oluşan en yüksek basıncın yakıtlara göre dağılımı sırasıyla; L100 için 7779-723 kPa-KMA, L20 için 7663-724 kPa-KMA, L10 için 7648-724 kPa-KMA, L5 için 7619-724 kPa-KMA ve G100 için 7568-725 kPa-KMA şeklinde hesaplanmıştır.

En yüksek silindir içi sıcaklığın yakıtlara göre dağılımı ise sırasıyla; L100 için 2732-731 K-KMA, L20 için 2695-732 K-KMA, L10 için 2690-732 K-KMA, L5 için 2688-733 K-KMA ve G100 için 2688-733 K-KMA şeklinde hesaplanmıştır.

Yani, en yüksek silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri L100 yakıtında en düşüğü G100 yakıtında gerçekleşmiştir. Artan LPG katkısı, silindir içi basınç ve sıcaklığı benzinden LPG'ye doğru kaydırmıştır.

L100'de silindir içi basınç ve sıcaklığın yüksek çıkmasının nedeni gerçek test motorunda benzinin emme portundan enjekte edilmesi ile bu çalışmadaki 3-Boyutlu HAD analizi modelinde yakıtın giriş havasıyla birlikte alınması durumundaki farklılıktan kaynaklanmaktadır. Benzine katkı olarak LPG yüzdesi arttıkça silindir içi basınç ve sıcaklık da artmaktadır. Ayrıca LPG yakıtı gaz yakıt olmasından dolayı emme havası ile daha iyi homojenlik sağlayacaktır. Bu nedenle LPG katkı yüzdesi arttıkça silindir içi sıcaklık ve basınç artmaktadır [11, 18]

Şekil 4.3.'de silindir içi basınç ve hacim değişimi yani indikatör diyagramı gösterilmiştir. Özellikle sıkıştırma sonu ve yanma zamanı olan 720 KMA'daki ÜÖN civarında, incelenen yakıtlar için küçük de olsa farklılıklar oluşmuştur. Bu küçük farklılıklar nihai olarak torku etkilemektedir.

Bu çalışmada kullanılan Ansys-Forte v19.0 yazılımından elde edilen sonuçlar ile Yontar'ın kullandığı Star-CD/es-ICE yazılım sonuçları genel olarak uyumludur. Silindir içi basınç ve sıcaklıklardaki farklılıkların, gerçekleşen sıkıştırma oranındaki farklılıklardan ve yazılımlardaki yanma modeli farklılıklarından kaynaklanmaktadır

Şekil 4.4.'de silindir içi basınç, sıcaklık ve hacim değişimleri kullanılarak hesaplanan tork değerleri ve ortalama efektif basınç değerleri gösterilmiştir. Ayrıca, Şekil 4.4.'de, incelenen motor katalog değeri ve önceki test ve modelleme çalışmalarının sonuçları da karşılaştırma amaçlı olarak gösterilmiştir [3]. Yontar, 1B motor modellemesini Ricardo-Wave yazılımı ve 3B modellemede ise Star-CD/es-ICE yazılımını kullanmıştır.

Benzin için; motorun katalog torku 119,0 Nm'dir. Motor testinden elde edilen tork 115,7 Nm'dir ve katalog torkundan biraz düşüktür ki bu durum katalog test şartlarının birebir sağlanamamasından ve motorun yıpranmış olmasından kaynaklanabilir. Benzin için elde edilen 1B model torku 127,3 Nm, 3B Star-CD modeli torku 136,1 Nm ve bu çalışmada yapılan 3B Ansys-Forte modeli torku 121,5 Nm olarak hesaplanmıştır. Elde edilen katalog, test ve model torklarının birbirinden çok uzak değerlerde olmaması motor modellerinin doğruluğunu teyit edicidir. Model

torklarının katalog ve test torklarından yüksek çıkması ise testlerde oluşan birçok kaybın (ısı kaybı, soğutma suyuna geçen ısı, hareketli parçalar arasındaki mekanik sürtünmeler) modelde ifade edilememesinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca, modellerde benzin olarak izo-oktan ile testlerdeki benzinin kimyasal içeriği de aynı değildir. Bu çalışmada elde edilen 121,5 Nm torku diğer modelleme sonuçlarına göre katalog torkuna (119,0 Nm) ve test torkuna (115,7 Nm) daha yakın çıkmıştır.

LPG için; test torku 98,2 Nm, 1B model torku 121,3 Nm, 3B Star-CD modeli torku 127,7 Nm ve bu çalışmada yapılan 3B Ansys-Forte modeli torku 115,1 Nm olarak hesaplanmıştır. Yine, model torkları test torkundan yüksek çıkmıştır. Ayrıca, bu çalışmada elde edilen model torku test torkuna daha yakındır.

Testlerden elde edilen LPG torku (98,2 Nm) benzin torkuna (115,7 Nm) göre %15,1 düşük çıkmıştır. Bu düşüş, 1B model sonuçlarına göre %4,7'dir. 3B Star-CD sonuçlarına göre düşüş %6,2'dir. Bu çalışmada yapılan Ansys-Forte model sonuçlarına göre ise düşüş %5,3 olarak hesaplanmıştır. Benzin-LPG karışımlarında da tork, benzine göre düşük çıkmıştır.

LPG torkunun benzinden düşük çıkmasının sebebi, LPG'nin alt ısı değeri benzine göre çok daha az ve LPG'nin yoğunluğunun benzine göre daha düşük olmasından kaynaklı hacimsel olarak elde edilen enerji benzine göre daha düşüktür. Ayrıca ortalama efektif basınç G100 yakıtında yüksek, L100 yakıtında en düşük çıkmıştır. Bunun sonucunda ise LPG yakıtının torku benzin yakıtına göre %5,3 (6 Nm) daha düşük çıkmıştır. Ayrıca bu düşüşü destekler nitelikte olan [22] çalışmasında bir test motorunda saf benzin ve saf LPG yakıtları üzerinde çalışılmıştır ve sonuç olarak LPG yakıtının benzin yakıtına göre %5,4 daha düşük tork ürettiğini gözlemlenmiştir.

Benzin-LPG karışımları için; torklar L5 için 121,1 Nm, L10 için 120,7 Nm ve L20 için 120,1 Nm olarak hesaplanmıştır. Öncelikle, benzin-LPG karışımlarının torkları benzin (121,5 Nm) ile LPG (115,1 Nm) arasında bulunmaktadır. Karışımındaki artan kütleli LPG yüzdesi ile tork değerleri az miktarda düşmüştür ve bu eğilim %100 LPG kullanılması durumunda LPG değerine düşecektir.

Şekil 4.4.'de gösterilen ortalama efektif basınç ve Şekil 4.5.'de gösterilen özgül yakıt sarfıyatı davranışı da tork ile eşdeğerdir. Ortalama efektif basınç ölçülemeyen bir büyüklüktür. Piston yüzeyine etki eden basıncı ifade etmektedir.

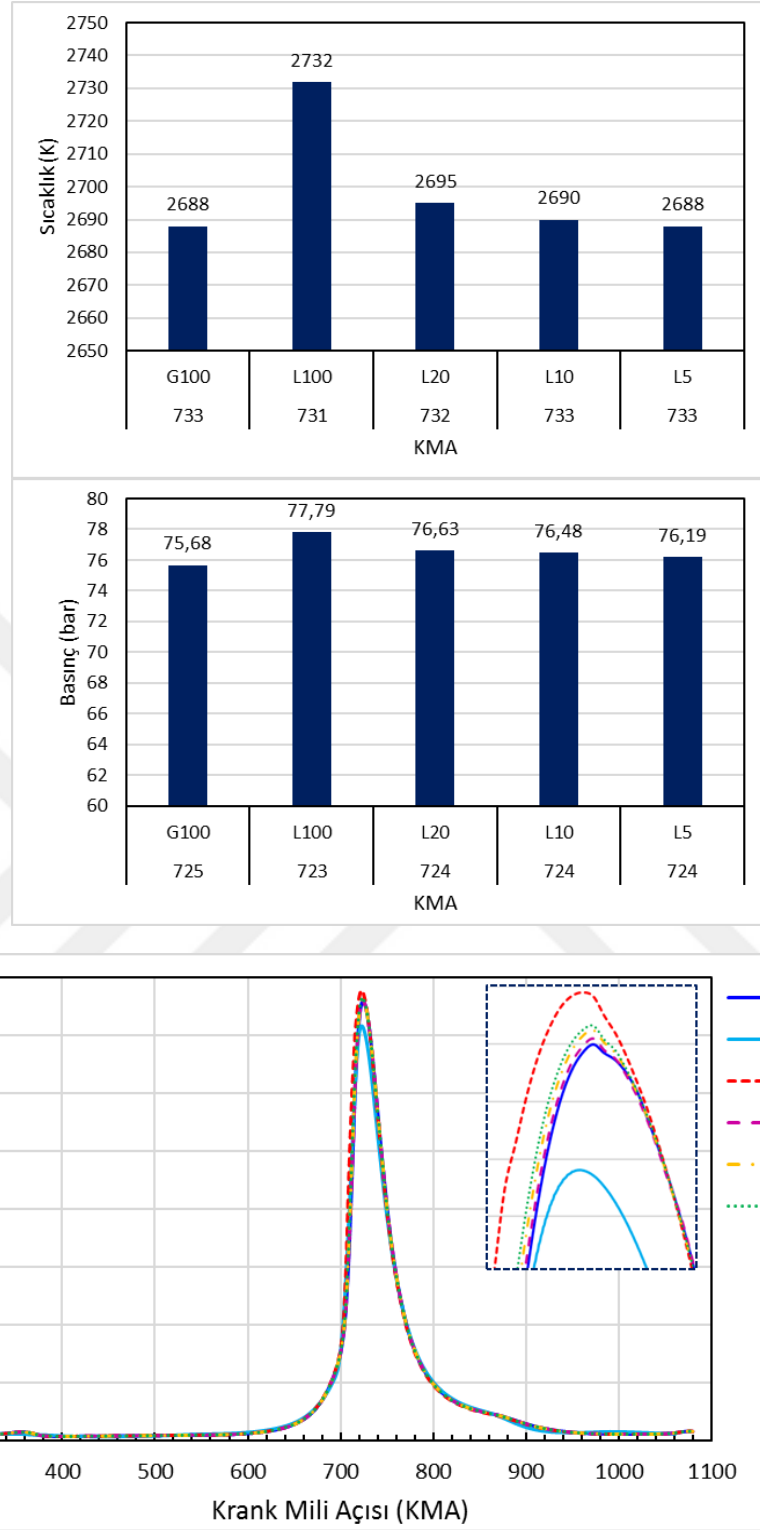
Ortalama efektif basınç teorik olarak indikatör diyagramındaki eğrinin altında kalan alan ve hacim değişimi ile hesaplanmaktadır G100 yakıtının en yüksek basınç değeri L100 yakıtına göre düşük çıkmasına rağmen indikatör diyagramındaki eğrilerin altında kalan alan değerlendirildiğinde G100 yakıtının ortalama efektif basıncı yüksek çıkmıştır. Ortalama efektif basınç G100 yakıtında en yüksek, L100 yakıtında en düşük ve karışım durumlarında ise G100 yakıtına daha yakın çıkmıştır. Özgül yakıt sarfiyatı, motordan bir saatte bir kW güç elde etmek için kullanılan yakıt miktarını ifade etmektedir. Özgül yakıt sarfiyatı motorun gerçekte yakıtın port enjeksiyonlu olması ancak yapılan bu çalışmada yakıtın giriş havasıyla birlikte tanımlanmasından dolayı Yontar çalışmasına göre düşük çıkmıştır. Ayrıca özgül yakıt sarfiyatı yapılan bu çalışmada G100 yakıtında en yüksek, L100 yakıtında en düşük ve yakıt karışım durumlarında ise G100 yakıtına yakın çıkmıştır.

Özetle, benzinin LPG katkısıyla kullanımı durumunda tork değerlerinde kısmi azalma gerçekleşmektedir.

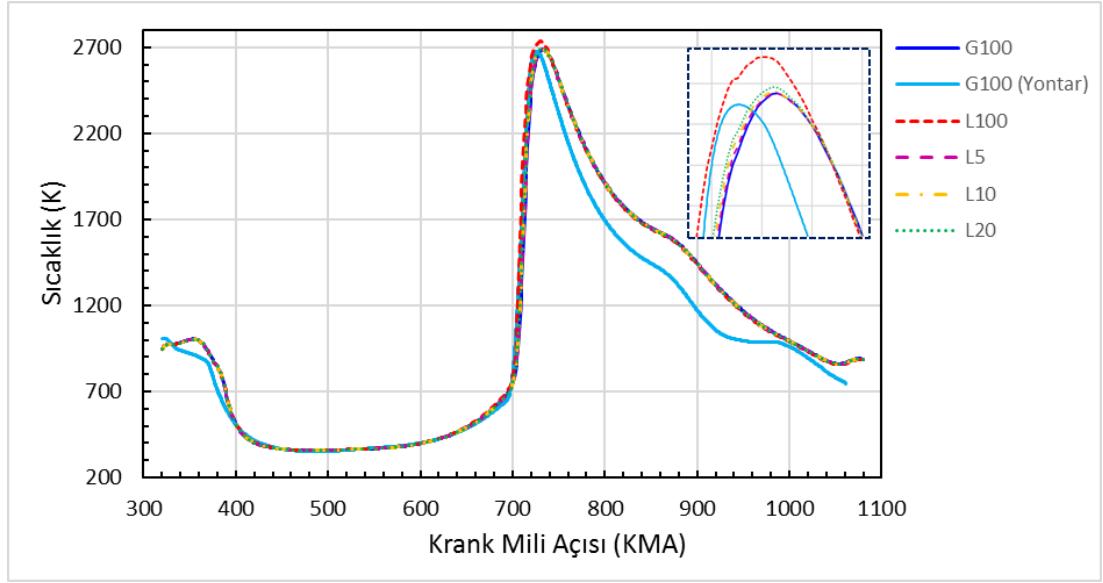
Silindir içine alınan yakıt miktarı, giren ve çıkan bazı bileşikler (O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O) ve giren yakıt miktarına göre bulunan enerji miktarı için el hesabı ve yapılan analizlerin karşılaştırılması Tablo 4.3’de gösterilmiştir.

Tablo 4.2. Tüm yakıtlar için en yüksek silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri ve oluştukları KMA’ları.

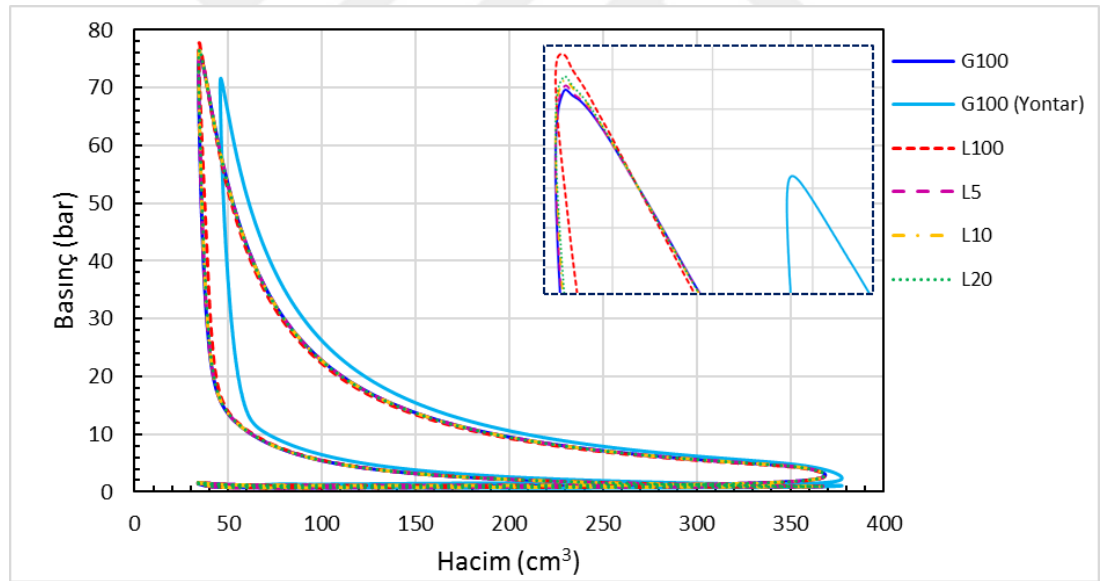
Yakıt	Maksimum Sıcaklık (K)	KMA	Maksimum Basınç (bar)	KMA
G100	2688	733	75,68	725
L100	2732	731	77,79	723
L5	2688	733	76,19	724
L10	2690	733	76,48	724
L20	2695	732	76,63	724



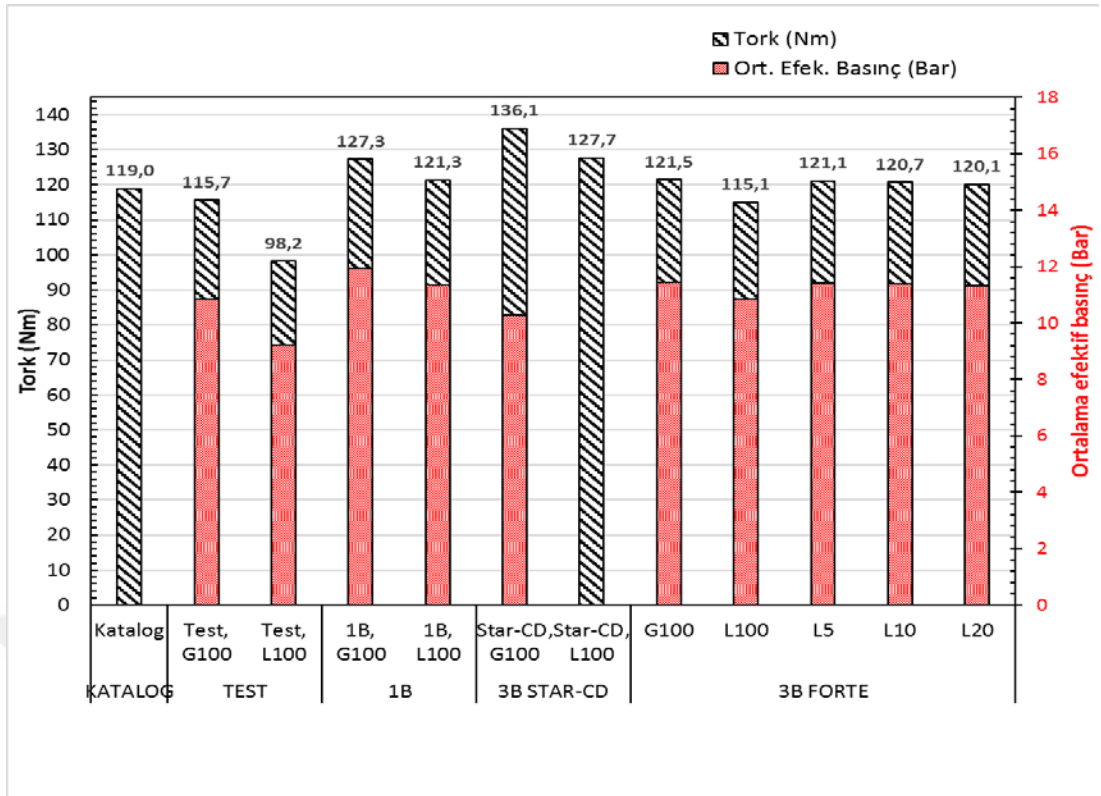
Şekil 4.1. Silindir içi basınç.



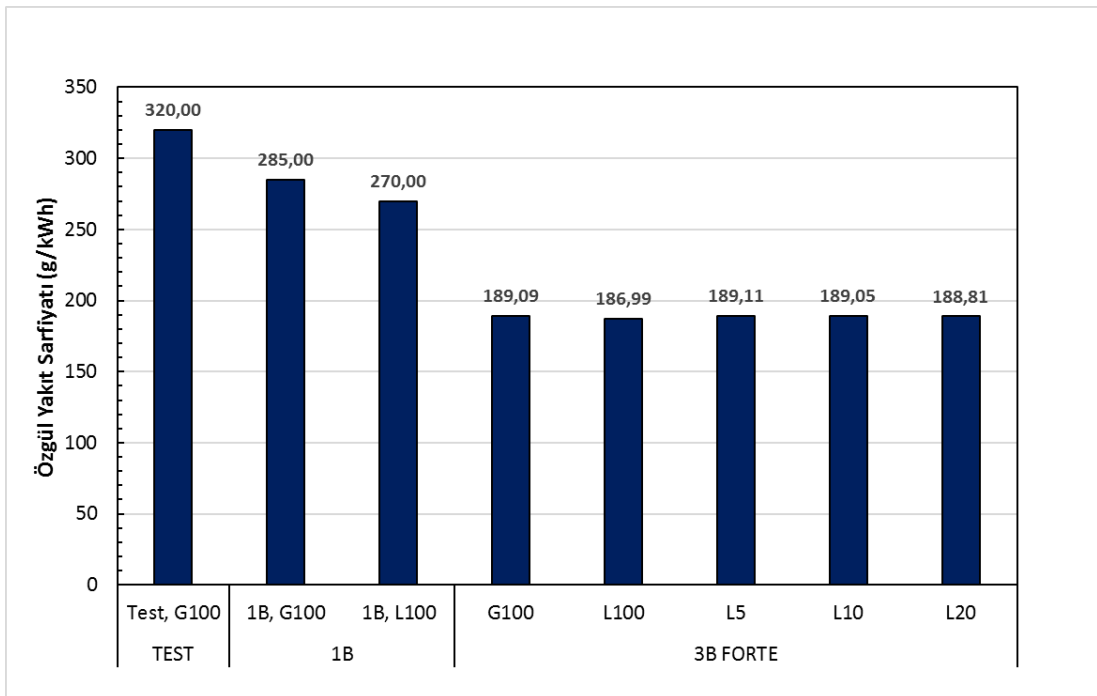
Şekil 4.2. Silindir içi sıcaklık.



Şekil 4.3. Silindir içi basınç-hacim (indikatör) diyagramı.



Şekil 4.4. Tork ve ortalama efektif basınç.



Şekil 4.5. Özgül yakıt sarfıyatı

Tablo 4.3. Giren yakıt miktarı, enerji ve bazı bileşiklerin el hesabı ve analiz karşılaştırması

		C_8H_{18}	C_3H_8	O_2	N_2	CO_2	H_2O	Enerji (j)
El Hesabı	G100 (g)	0,0236	0	0,0829	0,273	0,069	0,0318	1028,19
	G100 (cm ³)	5,53	0	69,15	260,15	41,84	47,07	1028,19
	L100 (g)	0	0,0223	0,0809	0,2664	0,0642	0,0350	1036,96
	L100 (cm ³)	0	13,5	67,48	253,86	38,92	51,89	1036,96
	L20 (g)	0,0187	0,0047	0,0825	0,2716	0,0680	0,0324	1030,03
	L10 (g)	0,0211	0,0024	0,0827	0,2723	0,0685	0,0321	1029,12
	L5 (g)	0,0224	0,0012	0,0828	0,2727	0,0687	0,0319	1028,66
	L20 (cm ³)	4,37	2,83	68,8	258,83	41,23	48,07	1030,03
	L10 (cm ³)	4,95	1,43	68,97	259,48	41,53	47,57	1029,12
	L5 (cm ³)	5,24	0,71	69,06	259,81	41,69	47,32	1028,66
Analiz	G100 (g)	0,0201	0	0,0728	0,2525	0,0645	0,0302	897,21
	L100 (g)	0	0,0188	0,0709	0,2461	0,0586	0,0326	873,53
	L20 (g)	0,01592	0,00398	0,0724	0,246	0,0631	0,0306	891,47
	L10 (g)	0,0180	0,0020	0,0711	0,2518	0,0637	0,0306	893,93
	L5 (g)	0,019095	0,001005	0,0712	0,2518	0,0640	0,0305	895,17

Motor emisyonu:

Motor emisyonu olarak motor çevrimi esnasında silindir içindeki CO_2 , CO , H_2O , HC , O_2 , NO_x , N_2 emisyonlarının KMA'na göre değişimleri incelenmiştir.

İlk olarak emisyonların KMA'na göre genel davranışı değerlendirilmiştir.

- 1) Emme stroğunda (360-540 KMA) silindir içine alınan yakıt hava karışımı ile silindir içindeki O_2 , N_2 , HC artmıştır. Ateşlemelerin olduğu 690-695 KMA'na kadar diğer emisyonlar bir önceki motor çevriminde silindir içinde kalan egzoz gazlarından kaynaklanan değerlerde sabit kalmıştır.
- 2) Ateşleme ile birlikte yanma ürünleri olan CO_2 , H_2O , CO , NO_x aniden yükselirken buna karşılık O_2 , HC aniden düşmüştür. Bu ani değişimler yanmanın ateşlemelerle başlayıp çoğunlukla oluverdiği 695-720 KMA arasında olmaktadır ki 720 KMA'nda piston ÜÖN'dır.
- 3) Emisyonlar; piston ÜÖN'dan genleşme stroğu ile aşağıya doğru inerken 720 KMA ile egzoz supabının açılmaya başladığı 858 KMA'nı birkaç KMA geçene kadar N_2 ve NO_x hariç yaklaşık sabit kalmıştır.

- 4) Belirtilen 720-858 KMA aralığında N_2 miktarı, NO_x oluşumu nedeniyle az miktarda düşmüştür. Yine bu aralıktaki NO_x grafiğindeki düşme; hem grafiğin $[(gr-NO_x) / (kg-yakıt)]$ biriminde çizilmiş olmasından hem de silindir içindeki sıcaklığın genişleme ile NO_x oluşum sıcaklığının ($\sim 1200^\circ C$) altına düşmesinden kaynaklanmaktadır.
- 5) Egzoz supabının 858 KMA'nda açılmasından sonra gazların dışarıya atılmasıyla silindir içindeki tüm emisyonlar düşmeye başlamıştır ve bu düşüş genişleme stroğu sonu olan 1080 KMA'na kadar devam etmiştir.
- 6) Grafiklerin bazılarında, ayrıca, Yontar'ın Star-CD/es-ICE yazılımında el ettiği sonuçlarda bulunmaktadır ve mevcut model sonuçları ile yakın karşılaştırılabilir sonuçlar olduğu görülmektedir. Sadece, CO oluşumu Star-CD modelinde tepe noktada 3,5 kat yüksek çıkmıştır. Diğer küçük farkların ve bu yüksek farklılığın, yazılımların yanma modeli farklılıklarından kaynaklandığı söylenebilir.

İncelenen 5 farklı yakıt için ise emisyonlar aşağıdaki şekilde gerçekleşmiştir.

Yanma ürünleri olan CO_2 , H_2O , CO, NO_x miktarları ateşlemelerin yapıldığı 690-695 KMA'nda aniden yükselirken buna karşılık O_2 , HC aniden düşmüştür.

CO_2 ve CO miktarları ateşlemelerin yapıldığı 690-695 KMA'nda aniden yükselmiştir ve egzoz supabının açılmasına kadar yüksek değerlerde kalmıştır.

CO_2 oluşumu benzinde en yüksek değerde iken LPG için en düşük değerde gerçekleşmiştir. Artan LPG oranı ile birlikte CO_2 miktarı benzinden LPG'ye doğru kaymıştır. Aynı durum CO oluşumu için de gözlenmiştir. LPG ilavesi ile CO oluşumunun azda olsa düşmesi önemlidir.

H_2O oluşumu ise, CO_2 ve CO oluşumlarının aksine, LPG için en yüksek ve benzin için en düşük gerçekleşmiştir. Artan LPG oranı ile de H_2O miktarı benzinden LPG'ye doğru kısmen kaymıştır.

CO_2 'nin benzinde yüksek çıkması ve H_2O 'nun LPG'de yüksek çıkmasının sebebi, bu yakıtların C/H oranına bağlanabilir. Benzin olarak izo-oktan (C_8H_{18}) ve LPG olarak ise propan (C_3H_8) kullanılmıştır. Benzinin C/H oranı (0,444), LPG'nin

C/H oranından (0,375) yüksektir. Dolayısıyla, daha fazla C içeren benzinde daha fazla CO₂ oluşurken, daha fazla H içeren LPG’de daha fazla H₂O oluşacaktır.

Silindir içindeki O₂ miktarı, 690-695 KMA’nda yapılan ateşlemeler ile oluşan yanma ile aniden düşmüştür. Analizlerde; stokiometrik yanma için hava fazlalık katsayısı bire eşit olacak şekilde ayarlanmıştır. Benzin ve LPG’nin C/H oranına bağlı olarak silindir içine gönderilen H/Y karışımındaki O₂ ve N₂ miktarları farklı olmaktadır. Denklem 2.1 ve Denklem 2.2’de de görüldüğü gibi hava molekülünün katsayıları benzin için 12,5 iken LPG için 5’dir. Ayrıca, benzin için C/H oranı 0,444 iken LPG için 0,375’dir. Bu sebepten dolayı, silindir içine alınan O₂ ve N₂ miktarları benzinde kısmen daha yüksek LPG’de kısmen daha düşük olmuştur. LPG yakıtının kimyasal formülü nedeniyle tepkimeye giren oksijenin katsayısı saf benzine göre daha düşüktür.

Emme supabı 343 KMA’nda açılmakta ve 598 KMA’nda kapanmaktadır. Emme supabının yaklaşık olarak tam açık konuma gelmesi 470 KMA’ndadır. Emme supabı açıldıktan sonra silindir içindeki HC miktarının en yüksek seviyeye çıktığı görülmektedir. Ardından 695 KMA’nda yapılan buji ateşlemesine kadar sabit bir eğri şeklinde seyretmektedir. Buji ateşlemesinden sonra silindir içindeki HC miktarının en düşük seviyelere indiği gözlenmiştir. HC grafiği silindir içindeki yanmamış hidrokarbonları göstermektedir. Yanma sonrasındaki yanmamış hidrokarbon misyonu değil silindir içi yakıt grafiğidir.

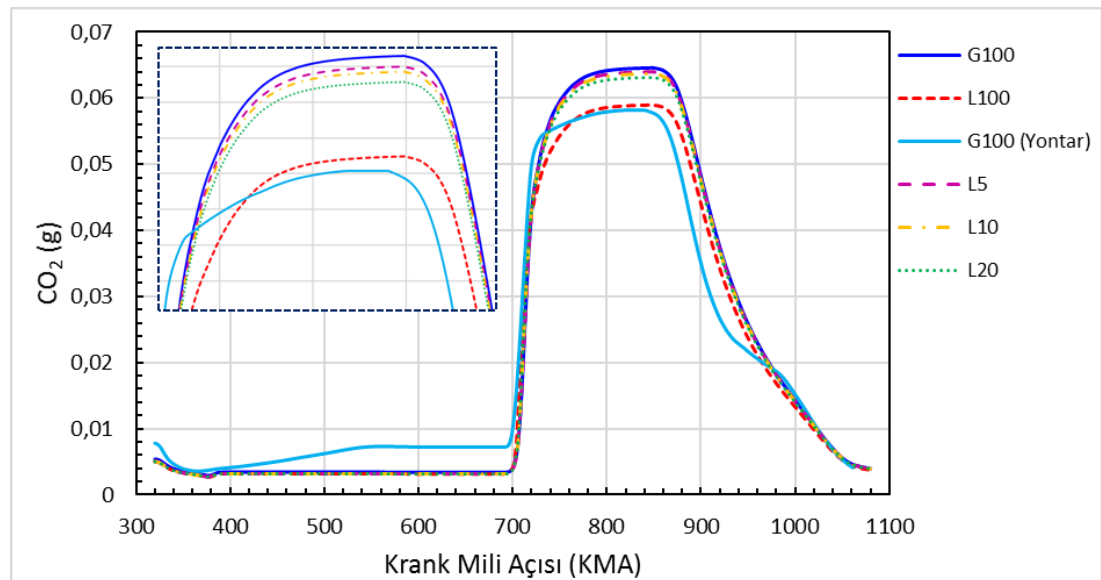
Yanma ile başlayan yüksek sıcaklıktaki NO_x oluşumu, LPG’de en yüksek benzinde en düşük gerçekleşmiştir. Benzin-LPG karışımlarındaki NO_x oluşumu ise benzin ile LPG arasında görülmektedir. NO_x oluşumunun LPG’de yüksek çıkmasının sebebi silindir içi sıcaklığın saf LPG analizinde benzine göre daha yüksek sıcaklık elde edilmesidir. Yüksek sıcaklık yüksek NO_x oluşumlarına yol açmaktadır. LPG kullanımı arttıkça NO_x emisyonu da artmaktadır [11]. NO_x grafiği analiz sonrası programdan EINO_x olarak alınmıştır. Buradaki EINO_x emisyon indeksi NO_x’u ifade etmektedir.

Emisyon değerlerinin benzin ve LPG için kıyaslaması aşağıdaki Tablo 4.4’de listelenmiştir. Benzin-LPG karışımları için ise emisyonlar benzin ve LPG arasında daha çok benzine yakın çıkmıştır.

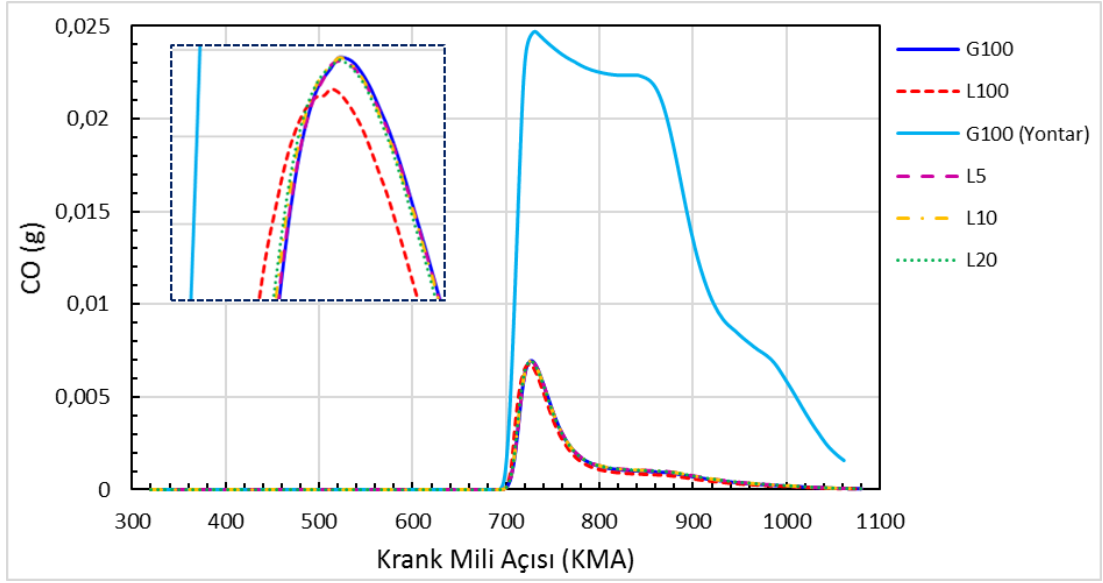
Emisyonlar açısından özetle LPG ve benzin-LPG karışımı kullanımı NOx oluşumunu artırdığı için pozitif katkı sağlamamıştır. Bununla birlikte, LPG kullanımında CO ve HC oluşumunun kısmen düşük olduğu söylenebilir.

Tablo 4.4. Emisyon açısından yakıtların karşılaştırması.

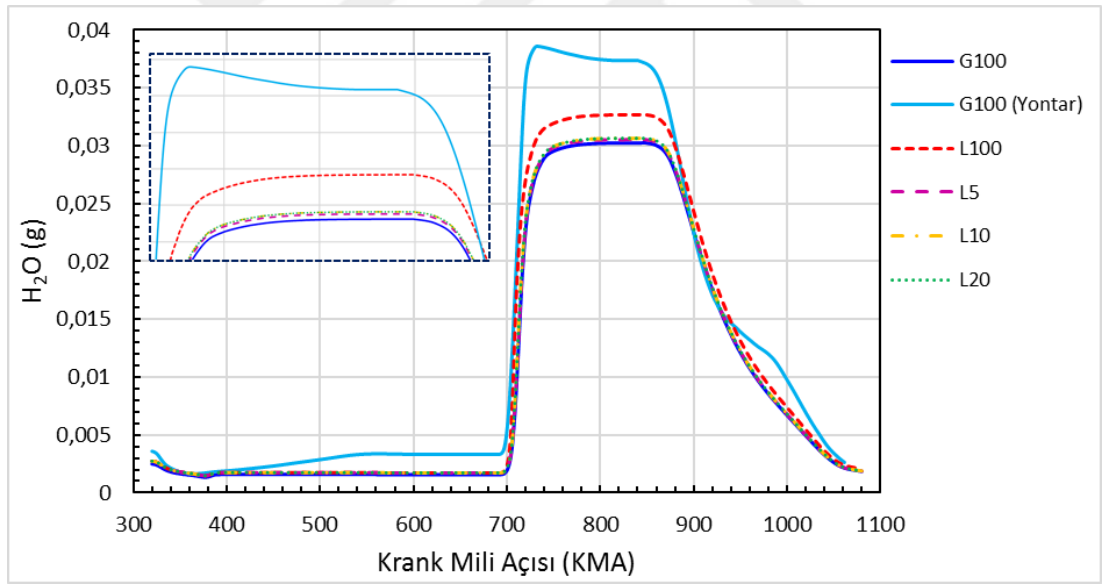
	Emisyon	Şekil	G100	L100
1	CO ₂	4.6	Yüksek	
2	CO	4.7	Yüksek	
3	H ₂ O	4.8		Yüksek
4	O ₂	4.9	Yüksek	
5	N ₂	4.10	Yüksek	
6	UHC	4.11	Yüksek	
7	NO _x	4.12		Yüksek



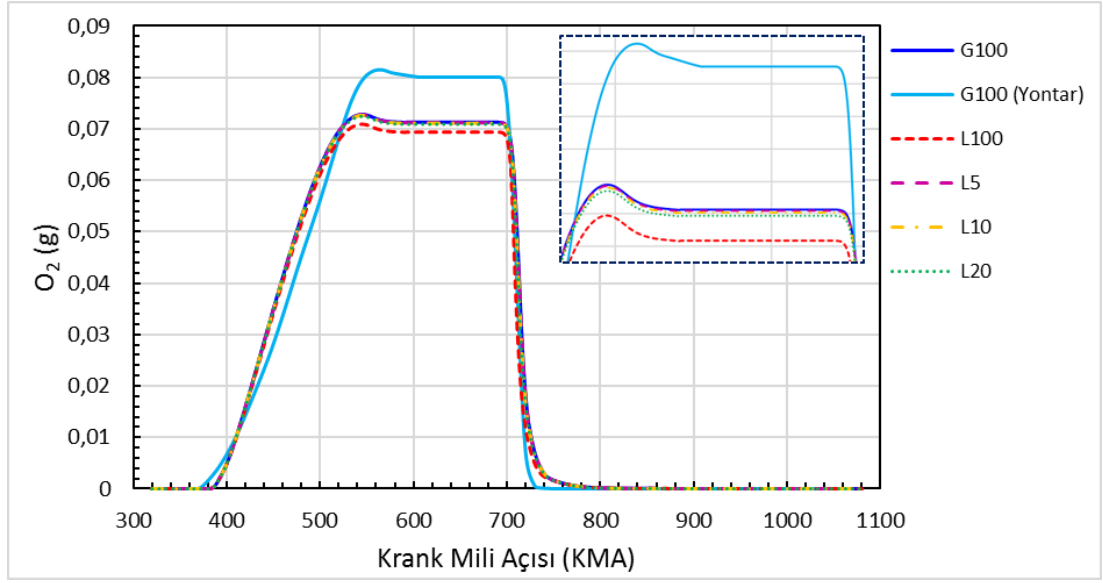
Şekil 4.6. Silindir içi CO₂



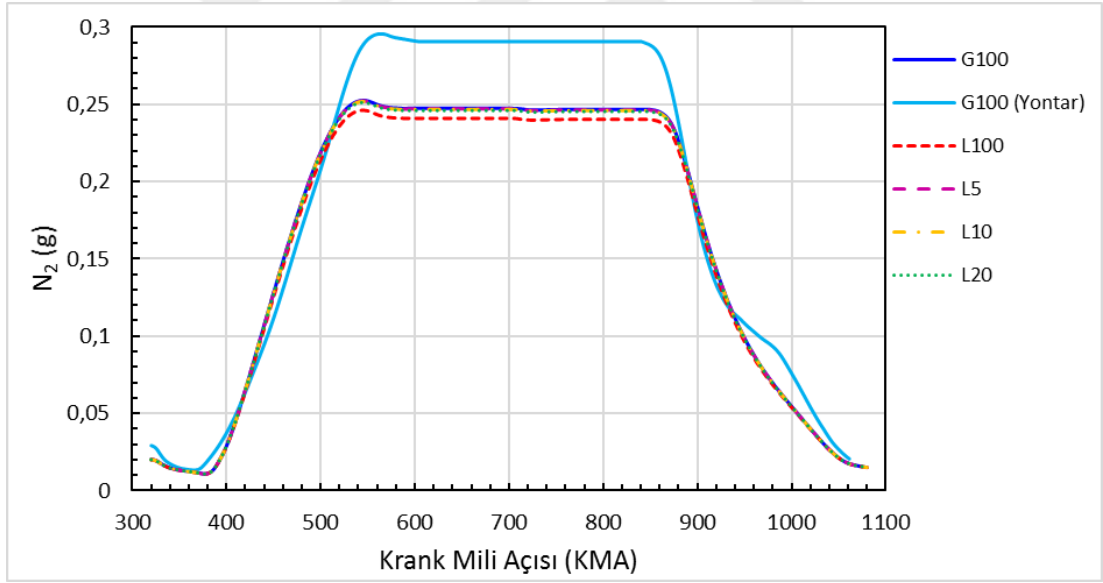
Şekil 4.7. Silindir içi CO



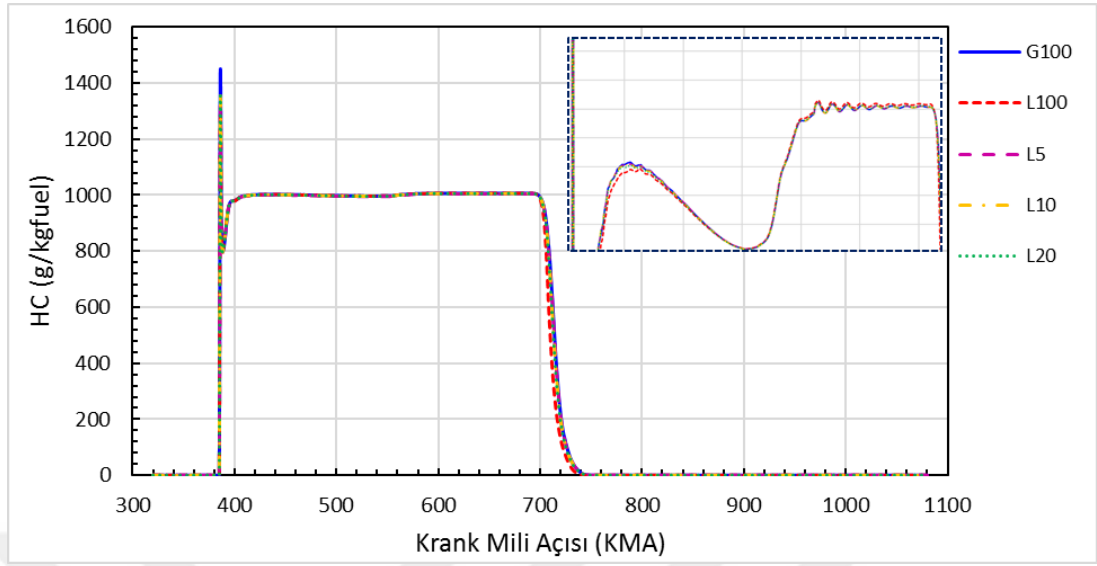
Şekil 4.8. Silindir içi H₂O



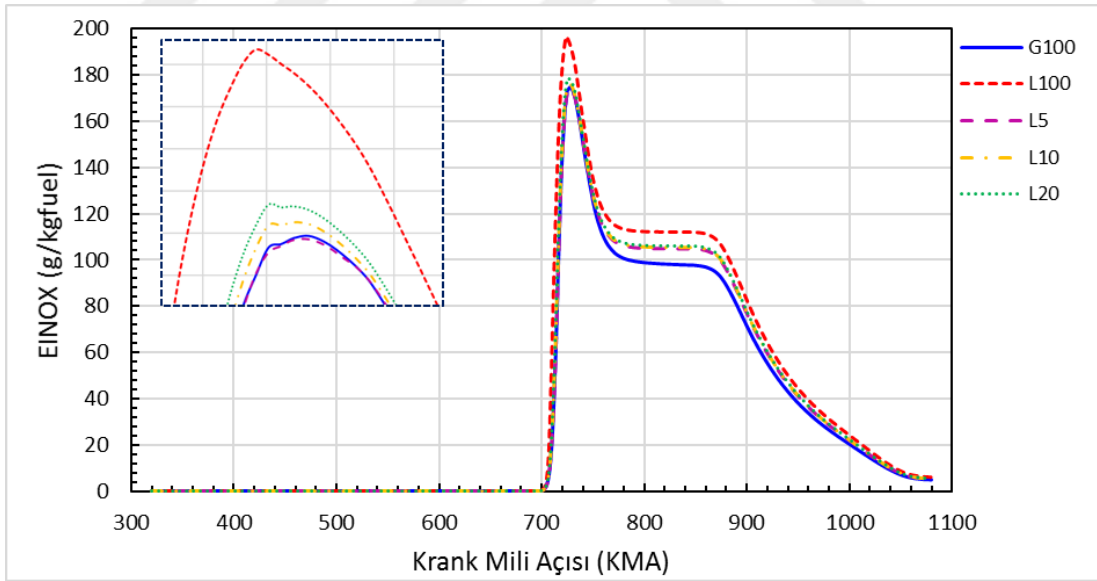
Şekil 4.9. Silindir içi O_2



Şekil 4.10. Silindir içi N_2



Şekil 4.11. Silindir içi HC



Şekil 4.12. Silindir içi NOx

Yanma oluşumu:

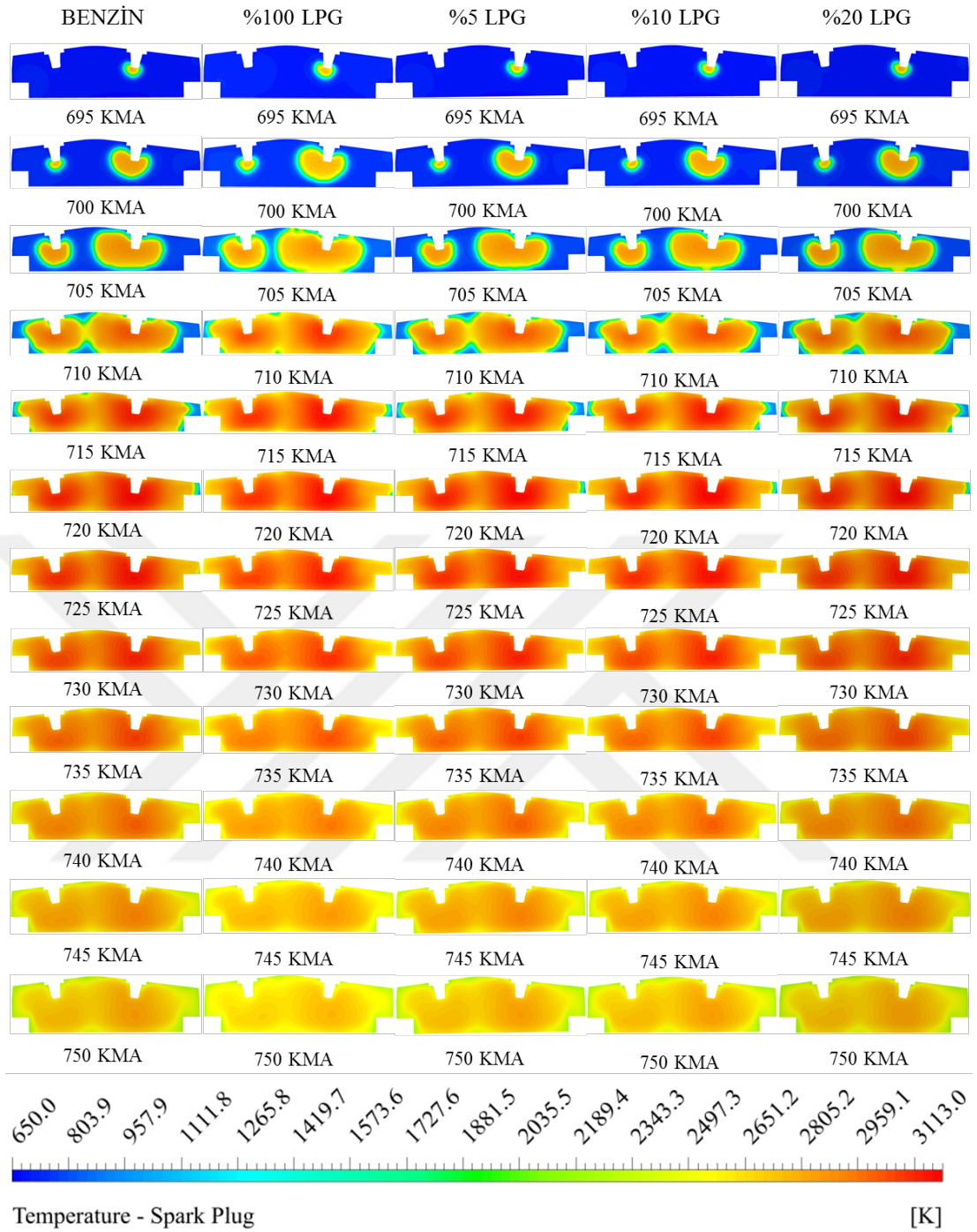
Silindir içi yanma oluşumunu ve alev gelişimini görselleyebilmek için, silindir içi eş-sıcaklık dağılımları özellikle ateşlemeden sonraki yanmanın olduğu KMA'larında eksenel ve radyal kesitlerde Şekil 4.13.'de gösterilmiştir.

Birinci buji 690 KMA'nda 10 KMA boyunca ateşleme yapmaktadır. İkinci buji ise 695 KMA'nda yine 10 KMA boyunca ateşleme yapmaktadır. Eş-sıcaklık dağılımları 695 KMA'dan başlayarak 5 KMA aralıklarla alevin tüm silindir hacmi içine yayıldığı 750 KMA'na kadar çizilmiştir. İncelenen 5 yakıt için sıcaklık dağılımları aynı skalada karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

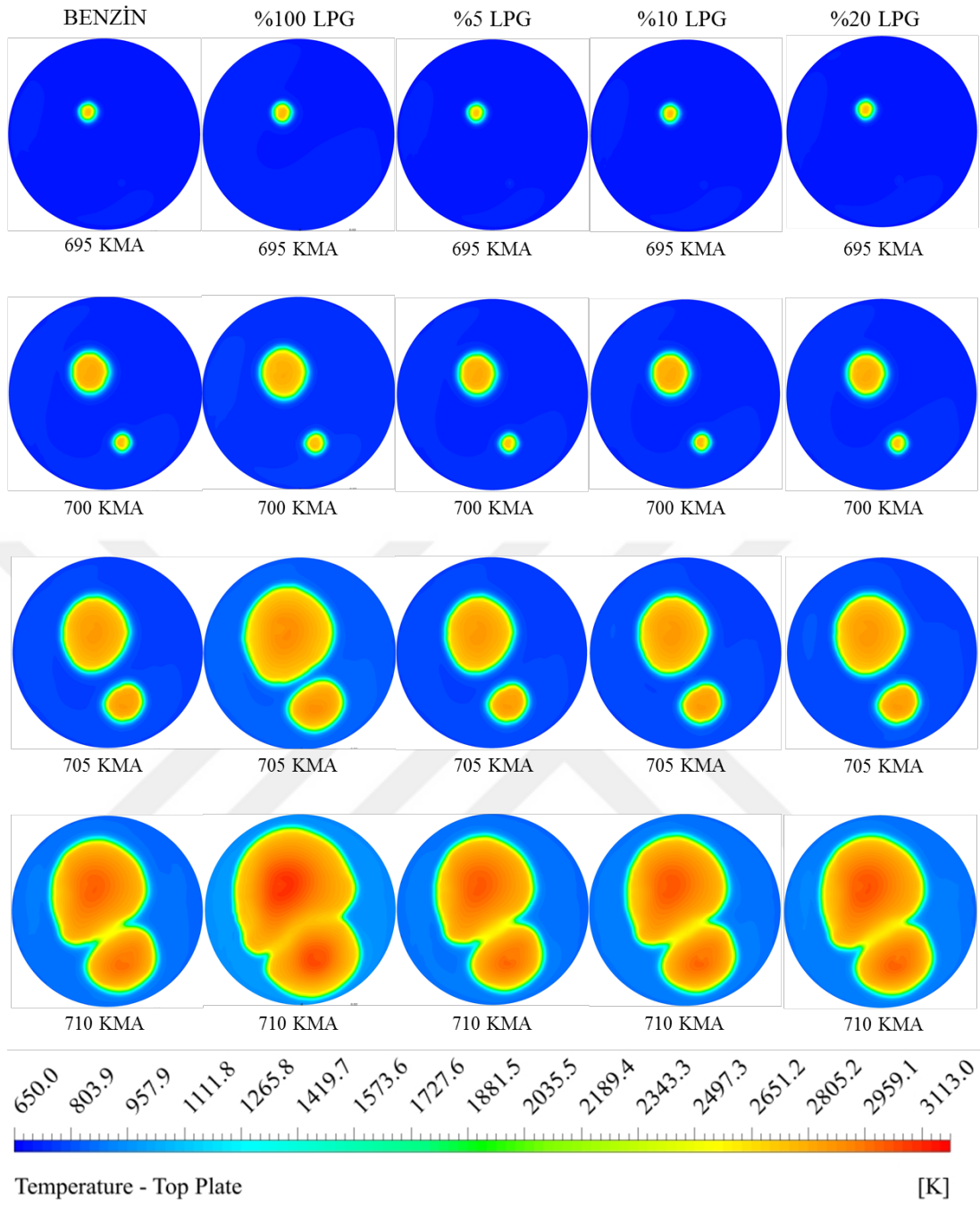
Sıcaklık dağılımının gösterildiği eksenel kesit, her iki bujiyi kesen çizgi üzerinden alınmıştır. Radyal kesit ise, buji alt noktasından 1,9 mm mesafede silindir gömleğine dik kesen dairesel düzlem olarak alınmıştır.

Genel olarak hem eksenel hem radyal kesitte görüldüğü gibi, sıralı olarak yapılan iki buji ateşlemesi ile oluşan ve yayılan iki alev küresi görülmektedir. Oluşan bu iki alev küresi 710 KMA'nda birleşmekte ve kademeli olarak genişleyerek tüm silindir hacmine yayılmaktadır. Sıcaklık grafiklerinin çizildiği 695-750 KMA aralığında çift buji ateşlemesi ile oluşan çift alev küresi oluşumu belirgin olarak görülmektedir.

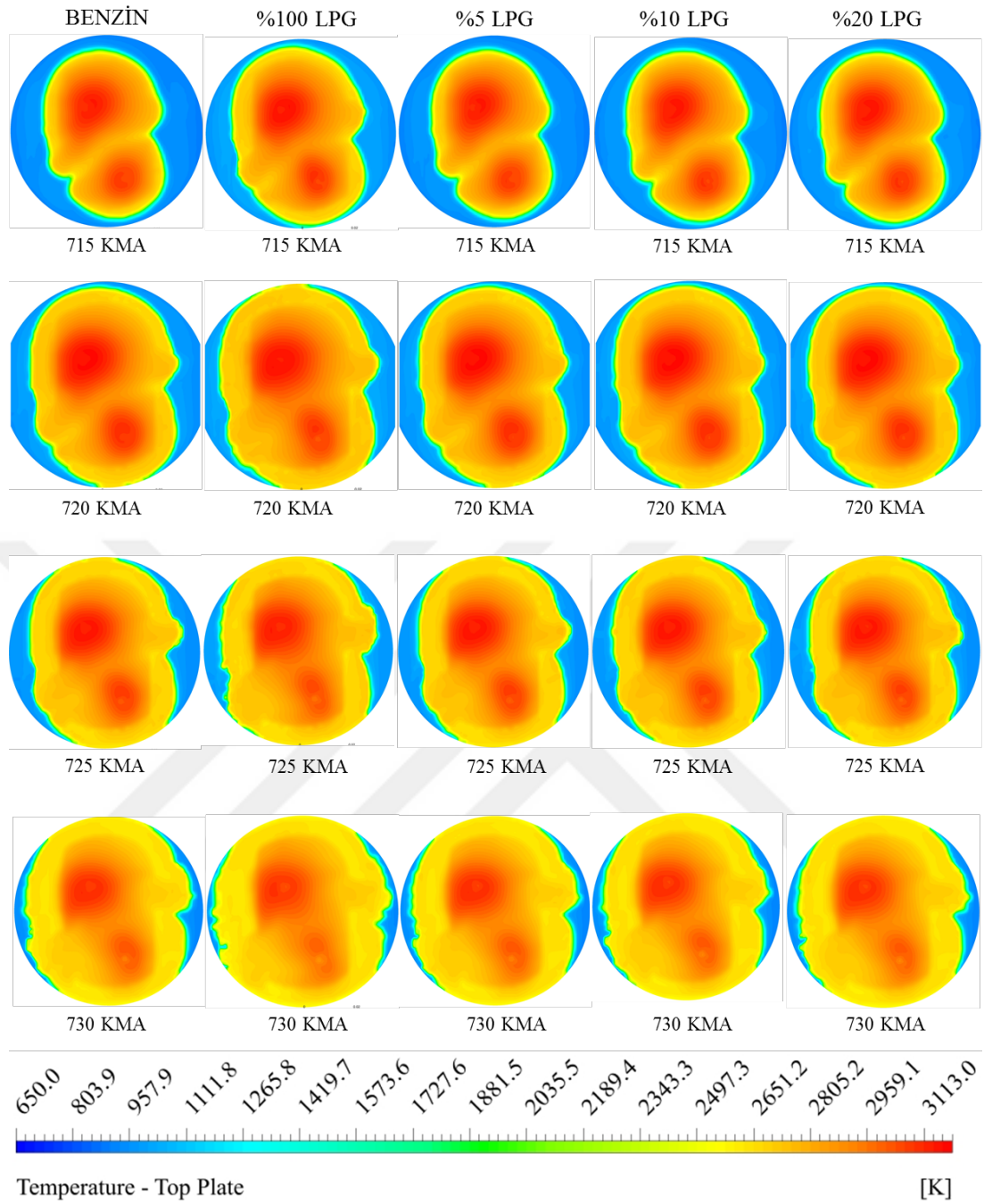
Benzin ve LPG karşılaştırıldığı zaman LPG'de alev ilerlemesinin daha hızlı olduğu ve sıcaklığın daha yüksek olduğu gözlenmektedir. Karışımli yakıtlarda ise karışım oranında benzin yakıtının kütsel olarak daha fazla olmasından kaynaklı alev oluşumları benzin yakıtına benzer çıkmaktadır. Benzinin adyabatik alev sıcaklığı 2250 K iken LPG'nin 2253 K'dir. Ayrıca, benzinin laminar alev hızı 0,31 m/s iken LPG'nin 0,38 m/s'dir. Sıcaklığın yüksek çıkmasının sebebi LPG yakıtının benzine göre daha yüksek laminar alev hızına sahip olmasıdır [11, 18].



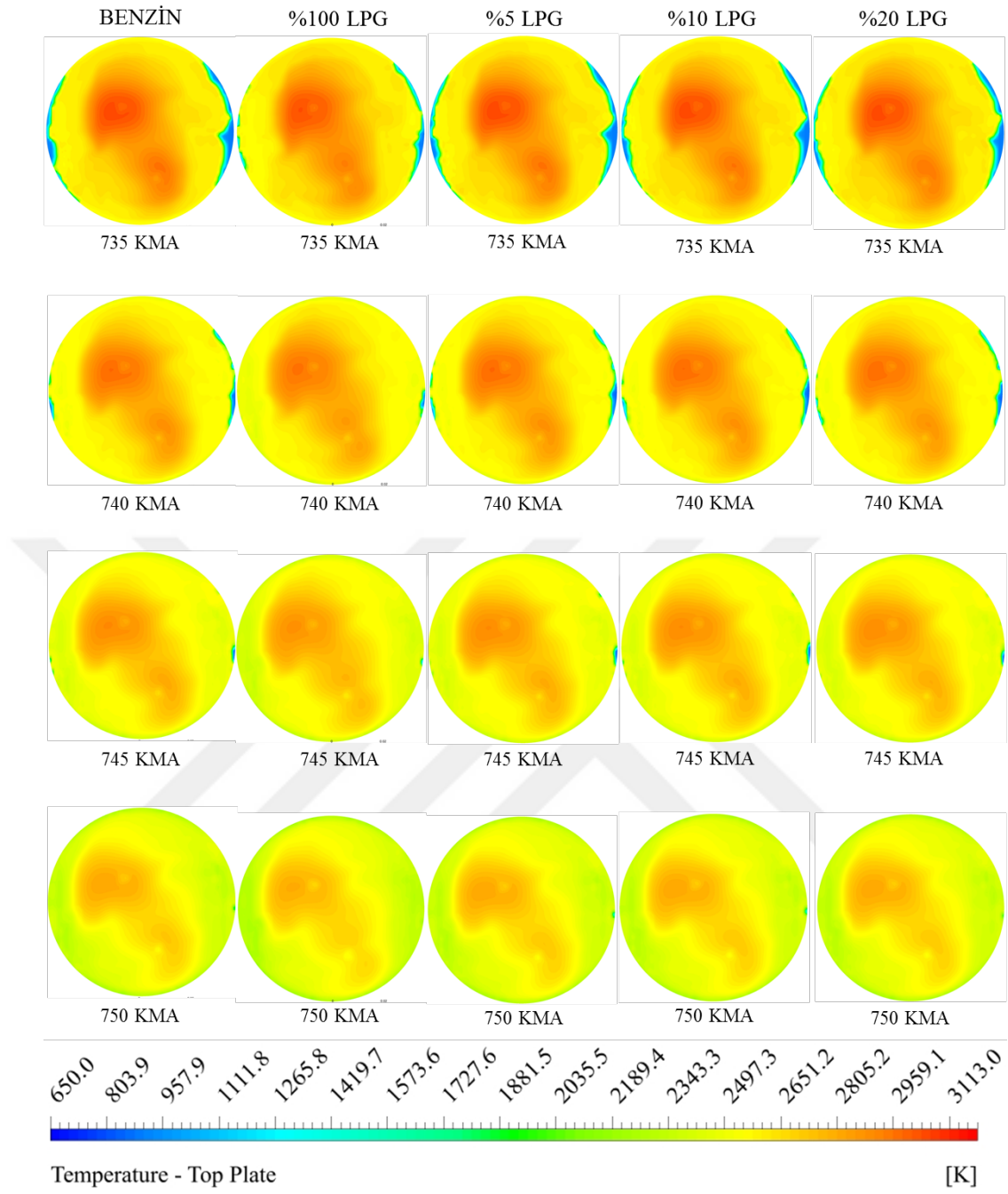
Şekil 4.13. KMA 'ya göre silindir içi sıcaklık değişimi



Şekil 4.13. (Devam)



Şekil 4.13. (Devam)



Şekil 4.13. (Devam)

5. GENEL DEĞERLENDİRMELER

Yapılan tez çalışmasında, benzinli ticari motorda LPG ve benzin-LPG karışımının kullanımının motor performansına ve emisyonlarına etkileri 3B silindir içi yanma HAD analizleri ile incelenmiştir. İncelenen ticari otomobil motoru, Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan Honda L13A4 i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli motordur. Analizler; benzin, LPG ve benzin-LPG karışımları için benzine kütsel olarak %5, %10 ve %20 oranlarında LPG katkı yakıtı ilave edilmesi şeklinde toplam 5 yakıt için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, kendi arasında ve incelenen motor için daha önceden yapılan test ve analiz sonuçları ile [3] karşılaştırılmıştır.

Analizler, tam kelebek açıklığında ve motor kataloğunda maksimum tork devri olarak gösterilen 2800 d/dk hızda yapılmıştır.

Benzin olarak izo-oktan (C_8H_{18}) ve LPG olarak ise propan (C_3H_8) kullanılmıştır.

3B silindir içi yanma HAD modeli için Ansys-Forte v. 19.0 yazılımı kullanılmıştır. HAD modelinde; yanma modeli olarak G-equation yanma modeli ve türbülans modeli olarak RANS RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır.

Analizler 320-1080 KMA arasında yapılmıştır.

Analizlerde; stokiometrik yanma için hava fazlalık katsayısı bire eşit olacak şekilde ayarlanmıştır.

3B silindir içi yanma HAD analizleri sonucunda motor performansı olarak tork, ortalama efektif basınç ve emisyonlar değerleri olarak CO_2 , CO , H_2O , O_2 , N_2 , HC , NO_x belirlenmiştir ve değerlendirilmiştir. Ayrıca, silindir içi yanmada alevin oluşumu ve yayılımı çift buji ateşlemesi için görselleştirilmiştir.

Öncelikle, incelenen motor için elde edilen test sonuçları, 1B Ricardo-Wave modeli sonuçları, 3B Star-CD modeli sonuçları ve bu çalışmada yapılan 3B Ansys-Forte modeli sonuçlarının katalog tork değeri de dikkate alınarak tüm motor çevrimi boyunca genel olarak birbirine yakın çıkması çalışmaların doğruluğunu teyit edicidir.

Elde edilen sonuçların özeti aşağıda listelenmiştir.

Motor performansı:

- 1) Silindir içinde oluşan en yüksek basıncın yakıtlara göre dağılımı sırasıyla; L100 için 7779-723 kPa-KMA, L20 için 7663-724 kPa-KMA, L10 için 7648-724 kPa-KMA, L5 için 7619-724 kPa-KMA ve G100 için 7568-725 kPa-KMA şeklinde hesaplanmıştır.
- 2) En yüksek silindir içi sıcaklığın yakıtlara göre dağılımı ise sırasıyla; L100 için 2732-731 K-KMA, L20 için 2695-732 K-KMA, L10 için 2690-732 K-KMA, L5 için 2688-733 K-KMA ve G100 için 2688-733 K-KMA şeklinde hesaplanmıştır.
- 3) Yani, en yüksek silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri L100 yakıtında en düşüğü G100 yakıtında gerçekleşmiştir. Artan LPG katkısı, silindir içi basınç ve sıcaklığı benzinden LPG'ye doğru kaydırmıştır.
- 4) Testlerden elde edilen LPG torku (98,2 Nm) benzin torkuna (115,7 Nm) göre %15,1 düşük çıkmıştır. Bu düşüş, 1B model sonuçlarına göre %4,7'dir. 3B Star-CD sonuçlarına göre düşüş %6,2'dir. Bu çalışmada yapılan Ansys-Forte model sonuçlarına göre ise düşüş %5,3 olarak hesaplanmıştır. Benzin-LPG karışımlarında da tork, benzine göre düşük çıkmıştır.

Motor emisyonu:

- 1) Yanma ürünleri olan CO₂, H₂O, CO, NO_x miktarları ateşlemelerin yapıldığı 690-695 KMA'nda aniden yükselirken buna karşılık O₂, HC aniden düşmüştür.
- 2) Tüm emisyonlara genel olarak bakıldığında (CO₂, CO, H₂O, O₂, N₂, HC, NO_x); benzin için CO₂, CO, O₂, N₂, HC emisyonları yüksek çıkmıştır. LPG için ise H₂O, NO_x emisyonları yüksek çıkmıştır. Benzin-LPG karışımları için ise emisyonlar benzin ve LPG arasında daha çok benzine yakın çıkmıştır.
- 3) Emisyonlar açısından özetle LPG ve benzin-LPG karışımı kullanımı NO_x oluşumunu artırdığı için negatif katkı sağlamamıştır.

- 4) Bununla birlikte, CO miktarı yaklaşık olarak 0,007g çıkmıştır ancak LPG kullanımında yaklaşık olarak 0,0001g daha düşük çıkmıştır. HC grafiğinde ise LPG kullanımında silindir içine daha az hidrokarbon alındığı için benzin kullanımına göre çok az fark olacak şekilde daha düşük çıkmıştır.

Özet olarak, benzinli motorda LPG kullanımı torku düşürmekle birlikte NOx emisyonunu da artırmıştır. Bu açıdan LPG olumsuz etki yapmaktadır.

Gerçekleştirilen bu tez çalışma ile literatüre alternatif yakıt olarak benzine LPG katkısının motor karakteristiklerine etkilerinin incelenmesi silindir içi yanma HAD analizi ile gerçekleştirilmiştir.

Bu tez çalışmasının ardından elde edilen bilgiler dahilinde aşağıdaki çalışmaların yapılması planlanmaktadır.

- Alternatif LPG yakıtının katkı oranlarını genişletilmesi
- Benzine LPG katkısından farklı olarak yakıt katkılarının eklenmesi
- İncelenen devir aralığının artırılması (3000,3500,4000...)
- Giriş yakıt sıcaklığının değiştirilerek simülasyonların tekrarlanması
- Başlangıç alev yarıçaplarının değiştirilmesinin incelenmesi

KAYNAKLAR

- [1] Anonim, European Vehicle Market Statistics, International Council on Clean Transportation Europe, Pocketbook 2017/2018, 2018.
- [2] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw, 1988.
- [3] A. A. Yontar, Buji Ateşlemeli Motorda Saf ve Karışımlı Alternatif Yakıtların Motor Performansına ve Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal ve DeneySEL İncelenmesi, Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale, 2016.
- [4] Pulkrabek, W. W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, Pearson Prentice Hall, 2004.
- [5] Anonim, International Labour Organisation, https://www.ilo.org/dyn/icsc/showcard.display?p_lang=en&p_card_id=0496&p_version=2 (Erişim Tarihi: 11.06.2020)
- [6] N. Dinler, Buji Ateşlemeli Motor Silindirinde Akışın ve Yanmanın Sayısal Olarak İncelenmesi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2006.
- [7] Gümüş, M., Effects of Volumetric Efficiency on the Performance and Emissions Characteristics of a Dual Fueled (Gasoline and LPG) Spark Ignition Engine, Fuel Processing Technology, v92, pp.1862-1867, 2011.
- [8] Bayraktar, H., Durgun, O., Investigating the Effects of LPG on Spark Ignition Engine Combustion and Performance, Energy Conversion and Management, v46, pp.2317-2333, 2005.
- [9] Migita, H., Amemiya, T., Yokoo, K., and Iikuza, Y., The New 1.3-Liter 2-Plug Engine for the 2002 Honda Fit, JSAE Review, v23, pp.507-511, 2002.
- [10] Rokopoulos, G. D., Kosmadakis, G. M., and Paritos, E. G., Evaluation of a Combustion Model for the Simulation, of Hydrogen Spark-Ignition Engines Using a CFD Code, International Journal of Hydrogen Energy, v35, pp.12545-12560, 2010.
- [11] Nayak, V., Shankar, K. S., Dinesha, P., and Mohanan, P., Cycle by Cycle Variations of LPG-Gasoline Dual Fuel on a Multi-Cylinder MPFI Gasoline Engine, Biofuels, v9, pp.685-692, 2018.
- [12] Ravi, K., Bhasker, J. P., Alexander, J., and Porpatham, E., CFD Study and Experimental Investigation of Piston Geometry Induced In-Cylinder Charge

- Motion on LPG Fueled Lean Burn Spark Ignition Engine, *Fuel*, v213, pp.1-11, 2018.
- [13] Kacem, H. S., Jemni, M. A., Driss, Z., and Abid, M. S., The Effect of H₂ Enrichment on In-cylinder Flow Behavior, Engine Performance and Exhaust Emissions: Case of LPG-Hydrogen Engine, *Applied Energy*, v179, pp.961-971, 2016.
- [14] Jemni, M. A., Kantchev, G., Abid, M. S., Influence of Intake Manifold Design on In-Cylinder Flow and Engine Performance in a Bus Diesel Engine Converted to LPG Gas Fueled, Using CFD Analyses and Experimental Investigations, *Energy*, v36, pp.2701-2715, 2011.
- [15] Masi, M., Experimental Analysis on a Spark Ignition Petrol Engine Fuelled with LPG (Liquefied Petroleum Gas), *Energy*, v41, pp.252-260, 2012.
- [16] Jemni, M. A., Kassem, H. S., Driss, Z., and Abid, M. S., Effects of Hydrogen Enrichment and Injection Location on In-Cylinder Flow Characteristics, Performance and Emissions of Gaseous LPG Engine, *Energy*, v150, pp.92-108, 2018.
- [17] Çınar, C., Şahin, F., Can, Ö., Uyumaz, A., A Comparison of Performance and Exhaust Emissions with Different Valve Lift Profiles Between Gasoline and LPG Fuels in a SI Engine, *Applied Thermal Engineering*, v107, pp. 1261-1268, 2016.
- [18] Nayak, V., Rashmi, G. S., Chitrakar, P., and Mohanan, P., Combustion Characteristics and Cyclic Variation of a LPG Fueled MPFI Four Cylinder Gasoline Engine, *Energy Procedia*, v90, pp.470-480, 2015.
- [19] Sayın, C., Çanakçı, M., and Kılıçaslan, İ., Benzinli Bir Motorda Benzin+ LPG Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkisi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, v21, pp.117-127, 2005.
- [20] Gümüş, M., Çift Yakıt Enjeksiyonlu Buji Ateşlemeli Bir Motorda LPG Kullanım Oranının Performans ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisi, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, v24, pp.265-273, 2009.
- [21] Çelik, M. B., and Balki, M. K., Düşük Güçlü Bir Motorda Farklı Sıkıştırma Oranlarında LPG Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkisi, *Journal of*

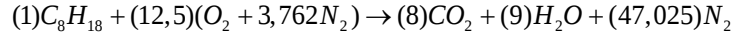
- the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, v22, pp.81-86, 2007.
- [22] İçingür, Y., Dost, A., Buji Ateşlemeli Bir Motorda Propan ve Farklı Oranlarda Propan/Bütan Kullanımının Performansa Etkilerinin Deneysel Analizi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, v21, pp.303-309, 2006.
- [23] Sayın, C., Çanakçı, M., Kılıçaslan, İ., and Özsezen, N., Çift Yakıt (Benzin+LPG) Kullanımının Motor Performansı ve Emisyonlar Üzerine Etkisinin Deneysel Analizi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, v20, pp.483-490, 2005.
- [24] Yontar, A. A., and Doğu, Y., Sıralı Çift Ateşlemeli Bir Benzin Motorunda CNG Kullanımı İçin Ateşleme Avansı Etkilerinin Silindir İçi Yanma Had Analizi ile İncelenmesi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, v34, pp.1087-1100, 2019.
- [25] Yontar, A. A., and Doğu, Y., 1-D modelling comparative study to evaluate performance and emissions of a spark ignition engine fuelled with gasoline and LNG, MATEC Web of Conferences, v. 81, no. 05003, 2016.
- [26] Yontar, A. A., and Doğu, Y., Effects Of Equivalence Ratio And CNG Addition On Engine Performance And Emissions İn A Dual Sequential İgnition Engine, International Journal of Engine Research, 2019.
- [27] Yontar, A. A., Effects of Ignition Advance on a Dual Sequential Ignition Engine at Lean Mixture for Hydrogen Enriched Butane Usage, v44(22), pp. 15575-15586, 2019
- [28] Yontar, A. A., and Doğu, Y., Experimental and Numerical Investigation of Effects of CNG and Gasoline Fuels on Engine Performance and Emissions in a Dual Sequential Spark Ignition Engine, Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, v40(18), pp. 2176-2192, 2018.
- [29] Yontar, A. A., Numerical Investigation of the Effects of Flame Radius on Flame Propagation in an Engine Cylinder, International Journal of Mechanical and Production Engineering, v6, pp.26-30, 2018.
- [30] Yontar, A. A., and Doğu, Y., Investigation of the Effects of Gasoline and CNG Fuels on a Dual Sequential Ignition Engine at Low and High Load Conditions, Fuel, v232, pp.114-123, 2018.

- [31] Yontar, A. A., and Doğu, Y., Flame Radius Effect on a Sequential Ignition Engine Characteristics, International Journal of Automotive Engineering and Technologies, IJAET 7 (1), pp.29-37, 2018.
- [32] Yontar, A. A., Kantaroğlu, E., and Doğu, Y., Ateşleme avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkilerinin sayısal olarak incelenmesi, 13. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Bursa, Türkiye, 2015.
- [33] Yontar, A. A., and Doğu, Y., Buji ateşlemeli bir motorda 3/4 kelebek açıklığında motor performans ve emisyon parametrelerinin deneysel ve 1-b sayısal analiz ile incelemesi, 8. Otomotiv teknolojileri kongresi, Bursa, Türkiye, 2016.
- [34] Yontar, A. A., and Doğu, Y., Sıralı Çift Ateşlemeli Bir Motorda G-Equation ve ECFM-3Z-Spark Yanma Modellerinin İncelenmesi, 14. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Karabük, Türkiye, 2018.
- [35] Doğu, Y., Yontar, A. A., and Kantaroğlu, E., Sıralı Çift Buji Ateşlemeli Motorda Saf ve Karışımli Alternatif Yakıtların (Benzin, CNG, LPG, Aseton, Naftalin ve Bor Türevleri) Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, 14. International Combustion Symposium, INCOS, Karabük, Türkiye, 2018.
- [36] Çengel, Y. A., and Boles, M. A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Palme Yayıncılık, 2012
- [37] Anonim, Solidworks Version 18, 2018.
- [38] Anonim, Forte Version 19, Ansys, 2019.
- [39] Anonim, Forte User Guide Version 19, Ansys, 2019.
- [40] Anonim, Forte Theory Guide Version 19, Ansys, 2019.

EKLER

Benzin yanma denklemi:

Saf Benzin Oran Hesabı



$$V_{giren} = 1 + 12,5 + (3,762 * 12,5) = 60,525[mol]$$

$$V_{çıkan} = 8 + 9 + 47,025 = 64,025[mol]$$

$$\%_{hacimsel} C_8H_{18} = \frac{1}{(60,525)} = 0,01652$$

$$\%_{hacimsel} O_2 = \frac{(12,5)}{(60,525)} = 0,2065$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{(3,762 * 12,5)}{(60,525)} = 0,7769$$

$$0,01652 + 0,2065 + 0,7769 = 1$$

$$m_{toplam} = (1 * 114) + (12,5 * 32) + (3,762 * 12,5 * 28) = 1830,7[kg]$$

$$\%_{kütlesel} C_8H_{18} = \frac{1 * 114}{1830,7} = 0,0622$$

$$\%_{kütlesel} O_2 = \frac{(12,5) * 32}{1830,7} = 0,2184$$

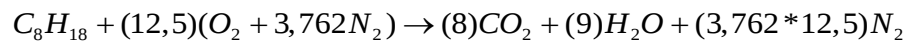
$$\%_{kütlesel} N_2 = \frac{[3,762 * (12,5)] * 28}{1830,7} = 0,7192$$

$$0,0622 + 0,2184 + 0,7192 = 1$$

$$(1 * 114)[kg] = 114$$

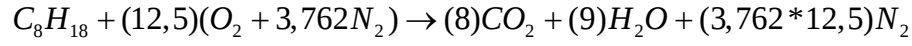
$$\rightarrow \frac{(1 * 114)}{(114)} = 1 \text{ [programa tanımlanacak kütlesel } C_8H_{18} \text{ oranı]}$$

Benzinin hava ile stokiometrik yanma denklemi aşağıdaki şekilde gerçekleşmektedir.



Volumetrik verim %100 alındığında silindir içine $V=\pi*(73\text{mm})^2/4*80\text{mm}=334,83\text{cm}^3$ hava-yakıt karışımı alınmaktadır.

Bu durumda silindir içine alınan ve yanma ürünleri olarak oluşan tüm bileşenlerin hacimsel ve kütleli miktarları aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır ve Tablo 2.3’de listelenmiştir.



$$V_{giren} = 1 + (12,5) + (3,762*12,5) = 60,525[mol]$$

$$V_{çıkan} = 8 + 9 + (3,762*12,5) = 64,025[mol]$$

Girenler

$$\%_{hacimsel} C_8H_{18} = \frac{1}{60,525} * 100 = 1,65221$$

$$\%_{hacimsel} O_2 = \frac{12,5}{60,525} * 100 = 20,65262$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{3,762*12,5}{60,525} * 100 = 77,69517$$

$$1,65221 + 20,65262 + 77,69517 = 100$$

Çıkanlar

$$\%_{hacimsel} CO_2 = \frac{8}{64,025} * 100 = 12,49512$$

$$\%_{hacimsel} H_2O = \frac{9}{64,025} * 100 = 14,05701$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{3,762*12,5}{64,025} * 100 = 73,44787$$

$$12,49512 + 14,05701 + 73,44787 = 100$$

$$V_{strok} = \frac{\pi * d^2}{4} * h = \frac{\pi * 7,3^2}{4} * 8 = 334,83\text{cm}^3$$

Girenler

C_8H_{18} için:

$$\%1,65221 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 5,53\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,0729\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,0729 * 1000} = 0,004272\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 5,53 * 0,004272 = 0,02363\text{g}$$

O_2 için:

$$\%20,65262 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 69,14\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2598\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2598 * 1000} = 0,001198\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 69,14 * 0,001198 = 0,0829\text{g}$$

N_2 için:

$$\%77,69517 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 260,12\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2968\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2968 * 1000} = 0,001049\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 260,12 * 0,001049 = 0,2730\text{g}$$

Çıkanlar

CO_2 için:

$$\%12,49512 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 41,83\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,1889\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,1889 * 1000} = 0,001648\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 41,83 * 0,001648 = 0,0689\text{g}$$

H_2O için:

$$\%14,05701 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 47,06\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,4615\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,4615 * 1000} = 0,000674\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 47,06 * 0,000674 = 0,0317\text{g}$$

N_2 için:

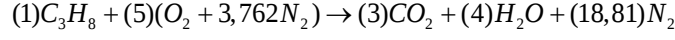
$$\%73,44787 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 245,92\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2968\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2968 * 1000} = 0,001049\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 245,92 * 0,001049 = 0,2580\text{g}$$

LPG yanma denklemi:

Saf LPG Oran Hesabı



$$V_{giren} = 1 + 5 + (3,762 * 5) = 24,81[mol]$$

$$V_{çıkan} = 3 + 4 + 18,81 = 25,81[mol]$$

$$\%_{hacimsel} C_3H_8 = \frac{1}{(24,81)} = 0,0403$$

$$\%_{hacimsel} O_2 = \frac{(5)}{(24,81)} = 0,2015$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{(3,762 * 5)}{(24,81)} = 0,7581$$

$$0,0403 + 0,2015 + 0,7581 = 1$$

$$m_{toplam} = (1 * 44) + (5 * 32) + (3,762 * 5 * 28) = 730,68[kg]$$

$$\%_{kütlesel} C_3H_8 = \frac{1 * 44}{730,68} = 0,0602$$

$$\%_{kütlesel} O_2 = \frac{(5) * 32}{730,68} = 0,2189$$

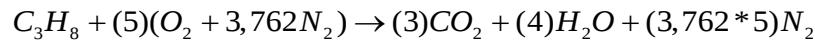
$$\%_{kütlesel} N_2 = \frac{[3,762 * (5)] * 28}{730,68} = 0,7208$$

$$0,0602 + 0,2189 + 0,7208 = 1$$

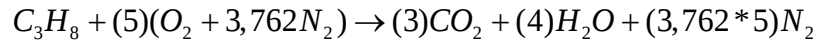
$$(1 * 44)[kg] = 44$$

$$\rightarrow \frac{(1 * 44)}{(44)} = 1 \text{ [programa tanımlanacak kütlesel } C_3H_8 \text{ oranı]}$$

LPG'nin hava ile stokiometrik yanma denklemi aşağıdaki şekilde gerçekleşmektedir.



Bu durumda silindir içine alınan ve yanma ürünleri olarak oluşan tüm bileşenlerin hacimsel ve kütlesel miktarları aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır ve Tablo 2.3'de listelenmiştir.



$$V_{giren} = 1 + 5 + (3,762 * 5) = 24,81[mol]$$

$$V_{çıkan} = 3 + 4 + (3,762 * 5) = 25,81[mol]$$

Girenler

$$\%_{hacimsel} C_3H_8 = \frac{1}{24,81} * 100 = 4,0306$$

$$\%_{hacimsel} O_2 = \frac{5}{24,81} * 100 = 20,1532$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{3,762 * 5}{24,81} * 100 = 75,8162$$

$$4,0306 + 20,1532 + 75,8162 = 100$$

Çıkanlar

$$\%_{hacimsel} CO_2 = \frac{3}{25,81} * 100 = 11,6234$$

$$\%_{hacimsel} H_2O = \frac{4}{25,81} * 100 = 15,4978$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{3,762 * 5}{25,81} * 100 = 72,8787$$

$$11,6234 + 15,4978 + 72,8787 = 100$$

$$V_{strok} = \frac{\pi * d^2}{4} * h = \frac{\pi * 7,3^2}{4} * 8 = 334,83cm^3$$

Girenler

C_3H_8 için:

$$\%4,0306 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 13,49\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,1885\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,1885 * 1000} = 0,001652\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 13,49 * 0,001652 = 0,0223\text{g}$$

O_2 için:

$$\%20,1532 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 67,47\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2598\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2598 * 1000} = 0,001198\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 67,47 * 0,001198 = 0,0809\text{g}$$

N_2 için:

$$\%75,8162 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 253,85\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2968\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2968 * 1000} = 0,001049\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 253,85 * 0,001049 = 0,2664\text{g}$$

Çıkanlar

CO_2 için:

$$\%11,6234 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 38,91\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,1889\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,1889 * 1000} = 0,001648\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 38,91 * 0,001648 = 0,0641\text{g}$$

H_2O için:

$$\%15,4978 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 51,89\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,4615\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,4615 * 1000} = 0,000674\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 51,89 * 0,000674 = 0,0350\text{g}$$

N_2 için:

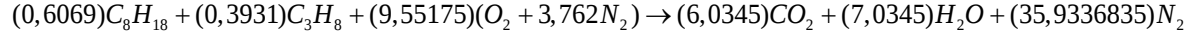
$$\%72,8787 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 244,01\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2968\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2968 * 1000} = 0,001049\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütle} = 244,01 * 0,001049 = 0,2560\text{g}$$

Benzin+LPG yanma denklemi:

Örnek bir uygulama olarak, kütleli olarak %80 benzin ve %20 LPG karışımı için yapılan hesaplama aşağıda gösterilmiştir.



$$V_{giren} = 0,6069 + 0,3931 + 9,55175 + (3,762 * 9,55175) = 46,4854335[mol]$$

$$V_{çıkan} = 6,0345 + 7,0345 + 35,9336835 = 49,0026835[mol]$$

$$\%_{hacimsel} C_8H_{18} = \frac{0,6069}{46,4854335} = 0,013055702$$

$$\%_{hacimsel} C_3H_8 = \frac{0,3931}{46,4854335} = 0,00845641248$$

$$\%_{hacimsel} O_2 = \frac{9,55175}{46,4854335} = 0,205478346$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{(3,762 * 9,55175)}{46,4854335} = 0,773009538$$

$$0,013055702 + 0,00845641248 + 0,205478346 + 0,773009538 = 1$$

$$m_{toplam} = (0,6069 * 114) + (0,3931 * 44) + (9,55175 * 32) + [(3,762 * 9,55175) * 28] = 1398,282138[kg]$$

$$\%_{kütleli} C_8H_{18} = \frac{(0,6069 * 114)}{1398,282138} = 0,049479713$$

$$\%_{kütleli} C_3H_8 = \frac{(0,3931 * 44)}{1398,282138} = 0,012369749$$

$$\%_{kütleli} O_2 = \frac{(9,55175 * 32)}{1398,282138} = 0,218593938$$

$$\%_{kütleli} N_2 = \frac{[(3,762 * 9,55175) * 28]}{1398,282138} = 0,719556597$$

$$0,049479713 + 0,012369749 + 0,218593938 + 0,719556597 = 1$$

$$(0,6069 * 114)[kg] + (0,3931 * 44)[kg] = 86,483[kg]$$

$$\rightarrow \frac{(0,6069 * 114)}{86,438} = 0,8[\text{programa tanımlanacak kütleli } C_8H_{18} \text{ oranı}]$$

$$\rightarrow \frac{(0,3931 * 44)}{86,438} = 0,2[\text{programa tanımlanacak kütleli } C_3H_8 \text{ oranı}]$$

Bu durumda silindir içine alınan ve yanma ürünleri olarak oluşan tüm bileşenlerin hacimsel ve kütleli miktarları %20 LPG katkısı durumu için aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır ve Tablo 2.3'de listelenmiştir.

$$(0,6069)C_8H_{18} + (0,3931)C_3H_8 + (9,55175)(O_2 + 3,762N_2) \rightarrow (6,0345)CO_2 + (7,0345)H_2O + (35,9336835)N_2$$

$$V_{giren} = 0,6069 + 0,3931 + 9,55175 + (3,762 * 9,55175) = 46,4854335[mol]$$

$$V_{çıkan} = 6,0345 + 7,0345 + 35,9336835 = 49,0026835[mol]$$

Girenler

$$\%_{hacimsel} C_8H_{18} = \frac{0,6069}{46,4854335} * 100 = 1,3055$$

$$\%_{hacimsel} C_3H_8 = \frac{0,3931}{46,4854335} * 100 = 0,8456$$

$$\%_{hacimsel} O_2 = \frac{9,55175}{46,4854335} * 100 = 20,5478$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{(3,762 * 9,55175)}{46,4854335} * 100 = 77,3009$$

$$1,3055702 + 0,845641248 + 20,5478346 + 77,3009538 = 100$$

Çıkanlar

$$\%_{hacimsel} CO_2 = \frac{6,0345}{49,0026835} * 100 = 12,3146$$

$$\%_{hacimsel} H_2O = \frac{7,0345}{49,0026835} * 100 = 14,3553$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{3,762 * 9,55175}{49,0026835} * 100 = 73,3300$$

$$12,3146 + 14,3553 + 73,3300 = 100$$

$$V_{strok} = \frac{\pi * d^2}{4} * h = \frac{\pi * 7,3^2}{4} * 8 = 334,83cm^3$$

Girenler

C_8H_{18} için:

$$\%1,3055 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 4,3712\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,0729\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,0729 * 1000} = 0,004272\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütlev} = 4,3712 * 0,004272 = 0,0187\text{g}$$

C_3H_8 için:

$$\%0,8456 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 2,8313\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,1885\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,1885 * 1000} = 0,001652\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütlev} = 2,8313 * 0,001652 = 0,0047\text{g}$$

O_2 için:

$$\%20,5478 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 68,8002\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2598\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2598 * 1000} = 0,001198\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütlev} = 68,8002 * 0,001198 = 0,0825\text{g}$$

N_2 için:

$$\%77,3009 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 258,8266\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2968\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2968 * 1000} = 0,001049\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütlev} = 258,8266 * 0,001049 = 0,2716\text{g}$$

Çıkanlar

CO_2 için:

$$\%12,3146 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 41,23\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,1889\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,1889 * 1000} = 0,001648\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütlev} = 41,23 * 0,001648 = 0,068\text{g}$$

H_2O için:

$$\%14,3553 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 48,07\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,4615\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,4615 * 1000} = 0,000674\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütlev} = 48,07 * 0,000674 = 0,0324\text{g}$$

N_2 için:

$$\%73,3009 \text{ ise } 334,83\text{cm}^3 \rightarrow 245,53\text{cm}^3$$

$$P = 95\text{kPa} \quad T = 305\text{K} \quad R = 0,2968\text{kJ} / \text{kgK} \text{ ise } \rho = \frac{95}{305 * 0,2968 * 1000} = 0,001049\text{g} / \text{cm}^3$$

$$\text{Kütlev} = 245,53 * 0,001049 = 0,2577\text{g}$$