T.C.
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TİCARİ BİR OTOMOBİL MOTORUNDA BENZİNE CNG KATKISININ MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

Abdulkadir YALÇINKAYA

Haziran 2020

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Abdulkadir YALÇINKAYA tarafından hazırlanan TİCARİ BİR OTOMOBİL MOTORUNDA BENZİNE CNG KATKISININ MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE 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

TİCARİ BİR OTOMOBİL MOTORUNDA BENZİNE CNG KATKISININ MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

YALÇINKAYA, Abdulkadir

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Haziran 2020, 101 sayfa

Bu yüksek lisans tezi kapsamında, çift buji ateşlemeli ticari bir motorda; benzin, CNG (Compressed Natural Gas – Sıkıştırılmış Doğal Gaz) ve benzin-CNG karışımlarının kullanılmasının motor performansına ve emisyonlarına etkisi HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri ile sayısal olarak incelenmiştir. Benzin yerine CNG kullanımının amacı, yakıt maliyetinin düşmesi ve özellikle emisyonların iyileşmesi için potansiyel alternatif bir yakıt olmasıdır.

İncelemede ticari bir otomobil olan Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan "Honda L13A4 i-DSI" çift buji ateşlemeli motoru kullanılmıştır. Bu motora ait deneysel sonuçlar ve çeşitli modelleme yazılımları ile elde edilen sayısal sonuçlar bulunmaktadır.

Sayısal incelemede, 3B (3 boyutlu) silindir-içi yanma HAD analizi için Ansys-Forte v.19.0 yazılımı kullanılmıştır. HAD model bölgesi, bir silindirin emme-egzoz manifoldları arasındaki akışta ilgili tüm motor bileşenlerinin çevrelediği akışkan hacmini içermektedir. Bu bileşenler sırasıyla emme manifoldu ve supabı, silindir, piston, silindir kafası, bujiler, egzoz supabı ve manifoldu şeklindedir. Daha önceden CMM (Coordinate Measuring Machine – Koordinat Ölçüm Cihazı) cihazı ile elde edilen ölçülerle oluşturulan katı model kullanılarak HAD modeli oluşturulmuştur.

3B silindir-içi yanma HAD modeli, zamana bağlı olarak supapların ve pistonun hareketi, kimyasal yanma, türbülanslı akış, ısı transferi gibi birçok karmaşık fiziği eş zamanlı olarak içermektedir. Motor çevrimi boyunca hareket eden piston ve supaplar için dinamik mesh (çözüm ağı) yapısı kullanılmıştır. HAD modelinde G-equation yanma modeli ve RANS RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. HAD modeli, gerekli tüm tanımlamalar (sınır şartları, başlangıç şartı, yakıt-hava karışım oranı, ateşleme zamanları, kimyasal reaksiyon modeli, türbülans modeli, supap hareket profilleri) yapılarak oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır.

Yakıt olarak; benzin, CNG ve %5-10-20 kütlesel CNG oranlı benzin-CNG karışımları olmak üzere toplam 5 yakıt incelenmiştir. İncelemede; stokiometrik yanma ve motor kataloğunda belirtilen maksimum tork şartı olan tam yükteki 2800 d/dk dikkate alınmıştır.

3B silindir-içi yanma HAD analizleri sonucunda motor performansına yönelik olarak silindir-içi basınç ve sıcaklık, indikatör diyagramı, tork, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Emisyonlar olarak ise CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2, HC, NO_X emisyonları hesaplanmıştır.

HAD analizleri sonuçlarına göre; CNG yakıtı benzin ile karşılaştırıldığında, CNG torku (105,0 Nm) benzin torkundan (121,5 Nm) %13,6 düşük çıkmıştır. Benzin-CNG karışımlarında ise tork %5 CNG (120,5 Nm) için %0,8; %10 CNG (119,5 Nm) için %1,7; %20 CNG (117,6 Nm) için %3,2 değerlerinde benzine göre düşük çıkmıştır. Benzine %5-10-20 kütlesel oranlarında CNG katılması torkta düşük miktarlarda azalma oluşturmuştur. Benzinin (C_8H_{18}) C/H oranı (0,444), CNG'nin (CH_4) C/H oranından (0,250) yüksektir. Dolayısıyla, CO_2 ve CO emisyonları daha fazla C içeren benzinde daha fazla oluşurken, H_2O emisyonu daha fazla H içeren CNG'de daha fazla oluşmaktadır. CNG için NO_X emisyonu daha yüksek çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: 3B silindir içi yanma HAD analizi, benzin, CNG, alternatif yakıt, karışımlı yakıt

ABSTRACT

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF CNG ADDITION INTO GASOLINE ON ENGINE PERFORMANCE AND EMISSIONS FOR A COMMERCIAL AUTOMOBILE ENGINE BY USING CFD ANALYSES

YALÇINKAYA, Abdulkadir

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Master Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Yahya DOĞU

June 2020, 101 pages

In this M.Sc. thesis, the effects of gasoline, CNG (Compressed Natural Gas) and gasoline-CNG mixtures on engine performance and emissions were investigated numerically by using CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses. The purpose of using CNG instead of gasoline is that CNG is potential alternative fuel to reduce fuel cost and specially to improve emissions.

The "Honda L13A4 i-DSI" dual spark ignition engine mounted on a commercial Honda-Jazz 2004 car model was used in the investigation. For this engine, there are test results and numerical results obtained by using various modeling software.

In numerical analysis, Ansys-Forte v.19.0 software was used for the 3D (3 Dimensional) in-cylinder combustion CFD analyses. CFD model domain contains the volume of fluid enclosed by all the relevant engine components in the flow between the intake-exhaust manifolds of a cylinder. These components are intake manifold and valve, cylinder, piston, cylinder head, spark plugs, exhaust valve and manifold. CFD model was built by using the solid model generated with the dimensions obtained with CMM (Coordinate Measuring Machine) device.

The 3D in-cylinder combustion CFD model simultaneously involves many complex physics, such as the movement of valves and piston with time, chemical combustion, turbulent flow, heat transfer. Dynamic mesh structure is used for the pistons and valves moving along the motor cycle. In the CFD model, G-equation combustion model and RANS RNG k-epsilon turbulence model are used. The CFD model has been formed and run by making all the necessary definitions (boundary conditions, initial conditions, fuel-air mixing ratio, ignition times, chemical reaction model, turbulence model, valve movement profiles).

A total of 5 fuels, gasoline, CNG and gasoline-CNG mixtures with 5-10-20% CNG mass ratio are investigated. Stoichiometric combustion and 2800 rpm at full load, which is the maximum torque speed written in the engine catalog, are considered.

As results of the 3D in-cylinder combustion CFD analyses, in-cylinder pressure and temperature, indicator diagram, torque, mean effective pressure and specific fuel consumption are calculated in terms of engine performance. Emissions of CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2, HC, NO_X emissions are calculated.

CFD analyses results show that compared with CNG fuel gasoline, CNG torque (105.0 Nm) was 13.6% lower than gasoline torque (121.5 Nm). For gasoline-CNG mixtures, the torque is 0.8%, 1.7% and 3.2% less than gasoline for 5% CNG (120.5 Nm), 10% CNG (119.5) and 20% CNG (117.6), respectively.

The addition of CNG in 5-10-20% mass ratios into gasoline caused a small amount of torque decrease. C/H ratio of gasoline (C_8H_{18}) (0.444) is higher than CNG's (CH_4) C/H ratio (0.250). Consequently, CO_2 and CO emissions occur more for gasoline since it contains with more C, while H_2O emissions occur more in CNG since it contains more H. NO_X emission was higher for CNG.

Keywords: 3D in-cylinder combustion CFD analysis, gasoline, CNG, alternative fuel, mixed fuel.

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmamın hazırlanması sırasında hiçbir zaman emeğini esirgemeyen, tezimin hazırlanmasında ve yürütülmesinde değerli bilgi ve deneyimleri ile beni yönlendiren, akademik ve iş hayatım boyunca örnek alacağım saygıdeğer hocam Prof. Dr. Yahya DOĞU'ya, bilgi ve tecrübesini esirgemeyen Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ahmet Alper YONTAR'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarımda desteğini ve fedakarlığını her an gösteren, her zaman olduğu gibi yanımda olan Ceren CIGALI'ya, ve her zaman maddi ve manevi her türlü destekleriyle yanımda olan aileme teşekkür ederim.

Her zaman maddi ve manevi yardım desteklerini benimle paylaşan arkadaşım Uğur Baran TÜRKMEN'e teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

İÇİNDEKİLER DİZİNİ VII
ŞEKİLLER DİZİNİ IX
TABLOLAR DİZİNİ XI
SİMGELER DİZİNİ XII
KISALTMALAR DİZİNİ XIV
1. GİRİŞ 1
1.1. Tezin Amacı ve Önemi 4
1.2. Tezin Kapsamı 6
1.3. Literatürdeki Çalışmalar 8
2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR ve MOTOR KARAKTERİSTİKLERİ 18
2.1. İçten Yanmalı Motor Çeşitleri 18
2.2. Dört Zamanlı İdeal Otto Motor Çevrimi 20
2.3. Buji Ateşlemeli Motor Karakteristikleri 21
3. YANMA DENKLEMLERİ VE HACİMSEL/KÜTLESEL ORAN HESABI 25
3.1. Benzin Yanma Denklemleri ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı 27
3.2. CNG Yanma Denklemleri ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı 28
3.3. Benzin-CNG Karışımı Yanma Denklemi ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı 29
4. SİLİNDİR-İÇİ YANMA HAD MODELİ 33
4.1. Silindir-içi Yanma Model Geometrisinin Oluşturulması 35
4.2. Silindir-içi Yanma HAD Modelinin Oluşturulması 38
4.2.1. Ansys-Workbench Arayüzünde Mesh Oluşturma 38
4.2.2. Geometri İsimlendirmeleri ve Adaptif Mesh Tanımları 40
4.2.3. HAD Modeli Tanımlamaları 42
4.2.4. Sınır Şartı Tanımlanmaları 44
4.2.5. Başlangıç Şartlarının Tanımlanması 46
4.2.6. Simülasyon Ayarlarının Tanımlanması ve Sonuçların Yazdırılması 48
4.2.7. Simülasyonun Çalıştırılması 50
4.3. HAD Modeli Korunum Denklemleri 51
4.4. Mesh Sayısı Analizleri 55
5. SONUÇLAR 57
5.1. Motor Performansı 59

5.2. Emisyonlar 67
5.3. Silindir-İçi Yanma ve Alev Gelişimi 75
6. GENEL DEĞERLENDİRMELER 81
7. KAYNAKÇA 86
8. EKLER 86

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL Sayfa

1.1. 3B silindir içi yanma HAD model geometrisi 7
2.1. a) Dört zamanlı motor çevrim adımları, b) İki zamanlı piston elemanları..... 20
2.2. Dört zamanlı ideal Otto motor çevrimi P-V ve T-s diyagramları 21
2.3. Silindir-piston sistemi şeması 21
3.1. Benzin için emme malnifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü 27
3.2. CNG için emme manifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü 28
3.3. CNG10 için emme manifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü 31
4.1. Silindir içi yanma 3B HAD modeli oluşturma şeması. 34
4.2. 3-Boyutlu silindir içi yanma model geometrisi ve elemanları 35
4.3. 3-Boyutlu silindir içi yanma geometrisi hacmi 37
4.4. 3-Boyutlu silindir-içi yanma geometrisi kabuk modeli 37
4.5. Ansys-Workbench arayüzünde oluşturulan mesh görünümleri 39
4.6. Farklı krank açılarındaki mesh görünümleri 39
4.7. Ansys-Forte arayüzünde yapılan hacim ve yüzey tanımları 40
4.8. Supapların genel ve kesit görünümdeki mesh yapısı 41
4.9. HAD modeli tanımlamaları arayüzü 43
4.10. Emme manifoldu girişinde hava-yakıt karışımının bileşenlerinin ve kütlesel oranlarının tanımlandığı arayüz (C10 için) 45
4.11. Başlangıç değerlerinin tanımlandığı arayüz 47
4.12. Egzoz çıkışı için başlangıç karışım oranları ve koordinatları 47
4.13. Simülasyon tanımları arayüzü 48
4.14. Motor çevrimi zamanları 49
4.15. Simülasyonun çalıştırılması arayüzü 50
4.16. G100 ve G100x2 Mesh için yapılan analizler sonucunda parametrelerin değişimi 56
4.17. İki farklı mesh yapısı için KMA'ına göre değişimi 56
5.1. Silindir içi en yüksek basınç değerleri ve oluştukları KMA görülmektedir 60

5.2. Silindir içi en yüksek sıcaklık değerleri ve oluştukları KMA görülmektedir. .. 61
5.3. Tork ve Ortalama efektif basınç değerleri gösteriliştir 62
5.4. Silindir içi basınç..... 65
5.5. Silindir içi sıcaklık 65
5.6. Silindir-içi basınç-hacim değişimi (indikatör diyagramı) 65
5.7. Tork-Ortalama efektif basınç 66
5.8. Özgül yakıt tüketimi..... 66
5.9. Silindir içi CO_2 değişimi 72
5.10. Silindir içi CO değişimi 72
5.11. Silindir içi H_2O değişimi..... 72
5.12. Silindir içi O_2 değişimi..... 73
5.13. Silindir içi N_2 değişimi..... 73
5.14. Silindir içi HC değişimi 73
5.15. Silindir içi NO_X değişimi 74
5.16. Silindir-içi eş-sıcaklık dağılımı (eksenel kesit)..... 77
5.17. Silindir-içi eş-sıcaklık dağılımı (radyal kesit)..... 78

TABLOLAR DİZİNİ

TABLO Sayfa

1.1. HAD modeli analiz matrisi 7
3.1. Yakıt özellikleri..... 26
3.2. Benzin için silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerinin kütle ve hacim değerleri 27
3.3. CNG için silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerinin kütle ve hacim değerleri 28
3.4. Benzin-CNG karışımı için silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerinin kütle ve hacim değerleri 30
3.5. Kimyasal denklemlerden elde edilen katsayılar..... 31
3.6. Tüm yakıtlar için kütlesel ve hacimsel miktarları..... 32
4.1. Tanımlanan adaptif mesh parametreleri..... 42
4.2. Buji ateşleme zamanları, süreleri ve başlangıç alev yarıçapları 43
4.3. HAD model bölgesini çevreleyen yüzeyler ve tanımlanan basınç/sıcaklık sınır şartları..... 44
4.4. Emme manifoldu girişinde tanımlanan hava-yakıt karışımının bileşenleri ve kütlesel oranları..... 45
4.5. Simülasyon aralığı, supapların açılma-kapanma zamanları ve ateşleme zamanları 46
5.1. HAD modeli analiz matrisi. 58
5.2. En yüksek silindir-içi basınç ve sıcaklık değerleri ve oluştukları KMA değerleri 61
5.3. HAD analizindeki emme manifoldu girişinde tanımlanan stokiometrik hava-yakıt karışımındaki reaktantların ve yanma sonu ürünlerin kütlelerinin el hesabı ve HAD analizi sonucunda hesaplanan değerler..... 69
5.4. Emisyon açısından benzin ve CNG karşılaştırması. 71

SİMGELER DİZİNİ

b_e	Özgül Yakıt Sarfiyatı
$d_{silindir}$	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_{hava}	Havanın Yoğunluğu
η_v	Volümetrik Verim
λ	Lambda (Hava Fazlalık Katsayısı)
ρ	Yoğunluk

KISALTMALAR DİZİNİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer Aided Design)
CH_4	Metan
C_3H_8	Propan
C_8H_{18}	İzo-Oktan
CNG	Sıkıştırılmış Doğal Gaz (Compress Naturel Gas)
C100	%100 CNG Yakıtı
C20	%20 CNG %80 Benzin Karışımı
C10	%10 CNG %90 Benzin Karışımı
C5	%5 CNG %95 Benzin Karışımı
CO	Karbon monoksit
CO_2	Karbon Dioksit
CMM	Koordinat Ölçüm Cihazı (Coordinate Measuring Machine)
G100	%100 Benzin Yakıtı
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
H_2O	Su
KMA	Krank Mili Açısı
LES	Large-Eddy Simulation (Büyük Girdap Simülasyonu)
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
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
T	Sıcaklık
HC	Yanmamış Hidrokarbon (Hydrocarbon)
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe, yakıt ekonomisi ve emisyon ikilisi yanında maliyet ve konfor rekabetinin oluşturduğu baskılar Ar-Ge çalışmalarını tüm alanlara genişleterek artırmaktadır. Ayrıca; hibrit motor, elektrikli motor, elektro-mekanik sistemler gibi yeni teknolojik uygulamalar ayrı çalışma alanları oluşturmaktadır. Yakıt ekonomisi ve emisyonlar üzerindeki çalışmalarda ise yanma verimliğini artırıcı çalışmalar (lazer ateşleme) yanında alternatif yakıt denemeleri sürekli gündemde kalmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda kullanılan benzin ve motorin yanında CNG ve LPG yakıtlarının kullanımları giderek yaygınlaşmaktadır. Bunun yanı sıra emisyon iyileştirici bazı katkıların (AdBlue) kullanımı zorunlu hale gelerek yakıt istasyonlarında satış yerlerini almıştır.

Emisyon limitlerinin aşağıya çekilmesi nedeniyle otomotiv sektörü Ar-Ge çalışmalarına ayırdığı bütçenin belirli bir kısmını bu amaca yönelik motor modifikasyonlarında ve alternatif yakıtlarda kullanmaktadır.

Emisyon iyileştirmesi olarak NOx, CO_2, CO, HC emisyonları düşürülmek istenir. Bu emisyon salınımları iki grupta ele alınabilir.

1) NO_X emisyonu
2) CO_2, CO, HC emisyonları

NO_x emisyonu yaklaşık 1700 K'in üzerindeki sıcaklıklarda oluşur. NO_x oluşumu Zeldovich mekanizması olarak bilinen üç kimyasal tepkime ile açıklanmaktadır. Birinci mekanizmada (denklem 1.1) M terimi O_2'nin sınırlarını kırmak için gerekli olan yüksek enerjili kararlı bir moleküldür ve ayrışma işlemi burada gerçekleşir. İkinci mekanizmada (denklem 1.2) serbest kalan O atomları N_2 ile reaksiyona girerler ve böylelikle yakıt tutuşma anında azot oksit oluşur. Üçüncü mekanizma ise (denklem 1.3) yakıtın kendi içinde serbest kalan N atomları O_2 ile hızlı reaksiyona girmesi sonucu azot oksit oluşur.

$$O_2 + M = O + O + M \quad (1.1)$$

$$O + N \rightarrow NO + N \quad (1.2)$$

$$N + O_2 \rightarrow NO + O \quad (1.3)$$

NO_x oluşumu; sıcaklığa ek olarak basınca, hava-yakıt oranına ve silindir içerisindeki yanma süresine bağlıdır. Yakıtların yanma süreleri değerlendirildiğinde metanın yanma hızı benzine göre daha yüksektir. Bundan kaynaklı da NO_X oluşumunun daha düşük olması beklenmektedir [1,2]. Fosil yakıtların yakılması sırasında, gerek yakıt içinde bulunan azot ve gerekse yakma havasındaki azot yanma esnasında oksijen ile birleşerek N_2O, NO, N_2O_3, ve N_2O_5 gazlarını meydana getirir. Ancak bunlardan N_2O_3, N_2O_4, N_2O_5 ve NO_3 kararsız yapıda oldukları için NO ve NO_2 verecek şekilde bozunurlar. Bu nedenle yanma gazlarında bulunan azot oksitleri NO ve NO_2 şeklinde olup toplam oksit miktarı NO_X şeklinde ifade edilmektedir. EPA standartlarına göre CNG kullanımı durumunda NO_X emisyonunun %60 azaldığı görülmüştür [3]. Farklı ülkelerde farklı emisyon standartlar uygulanmaktadır. Örneğin; Euro standartları "Asya-Avrupa-Güney Amerika ve Afrika" ülkelerini kapsarken EPA standartları yalnızca "Kuzey Amerika" ülkelerini kapsamaktadır. Bu standartlardaki emisyon salınım değerleri farklıdır. Avrupa standartlarında en son Euro-6 emisyon salınım değerleri geçerli hale gelmiştir. Avrupa standartlarında emisyon salınımları dizel ve benzinli motorlara sahip olan araçlar olarak ayrılmıştır. Hafif ticari bir dizel motora sahip araç için 2000 yılında çıkarılan Euro-3 standardında NO_X salınımı 0,5 g/km değerinde iken Euro-6 standardında NO_X salınımı 0,08 g/km değerine kadar düşürülmüştür. Hafif ticari benzinli motora sahip bir araç için ise; Euro-3 standardında NO_X salınımı 0,15 g/km değerinde iken Euro-6 standardında 0,06 g/km değerine kadar düşürülmüştür. Bu emisyondaki düşüşün sağlanması için özellikle yakıt ve yanma ile ilgili Ar-Ge çalışmalarının yapılması gerekli hale gelmektedir [4].

CO_2, CO, HC emisyonlarını azaltılması yanma veriminin ve dolayısıyla da ısıl verimin artırılması ile mümkündür. Bu emisyon miktarlarında yakıtın kimyasal içeriği yani C ve H bileşenlerinin miktarı önemlidir. Avrupa'da otomobillerin neredeyse yarısı dizel olarak üretilmiştir. Ancak Amerika ve Japonya dizel araba üretimi konusunu Avrupa ülkeleri kadar desteklememektedir. Emisyon salınım oranları karşılaştırıldığında dizel otomobil üretimi ile ilgili bir bağlantı görülmemiştir. Bu duruma bir örnek vermek gerekir ise; Japonya otomobil pazarındaki dizel otomobiller Avrupa'daki dizel otomobillere göre daha azdır. Buna göre 2016 yılında CO_2 salınım değeri Avrupa'da 118 g/km iken Japonya'da 116 g/km'dir. Bütün otomotiv pazarları emisyon konusu üzerinde dikkatli bir şekilde çalışmaktadır. Bunun bir sonucu olarak 2001 yılında Avrupa'da CO_2 salınım değeri 170 g/km iken 2016

yılında bu değer 118 g/km düşürülmüştür (1600 cm^3 hacme sahip motorlu taşıtlar için) [4]. Otomotiv pazarının gelişmesinin insan yaşamları üzerinde birçok olumlu yönde etkisi olduğu gibi olumsuz olarak da etkileri vardır. Olumsuz etkilerin başında ise emisyon salınımları gelmektedir.

CO_2 ve CO emisyonlarının azaltılmasının etkin yolu hidrojen içeriği yüksek yani C/H oranı düşük yakıtların kullanılmasıdır. CNG hemen hemen tamamıyla metan (CH_4) gazından oluşmaktadır ve C/H oranı 0,25'dir. Benzinin içeriği olan izo-oktan (C_8H_{18}) için ise C/H oranı 0,44'dür. CNG yakıtı bu açından benzine göre önemli bir alternatif oluşturmaktadır. Ayrıca, CNG daha düşük maliyetlidir.

İçten yanmalı motorlar üzerinde yapılan Ar-Ge çalışmaları yöntemsel olarak aşağıdaki 3 grupta toplanabilir.

1) Analitik denklemler ile hesaplamalar
2) Testler
3) Modelleme yazılımları ile 1B ve 3B analizler

Özellikle son yıllarda modelleme yazılımlarındaki gelişmeler sayesinde, yüksek maliyetli testlerden önce incelenen parametrelerin etkileri önceden görülebilmekte ve optimizasyonlar yapılabilmektedir. Testlerde çok yüksek maliyetlerle son zamanlarda görsellenmesi üzerinde çalışılan silindir içi yanma ve alev gelişimi, modelleme yazılımlarında kolaylıkla oluşturulabilmektedir.

1.1. Tezin Amacı ve Önemi

Günümüzde otomotiv sektöründe de insan sağlığı açısından emisyon salınımlarının azaltılması üzerinde baskılar vardır. Otomotiv üreticileri, emisyon değerlerini istenilen seviyelere düşürmeye çalışırken motor performansını da enerji verimliliği açısından yüksek tutmaya çalışmaktadır.

Bu tezde, motor performansına ve emisyonlarına etkisini belirlemek amacıyla çift buji ateşlemeli bir motorda benzine oransal olarak alternatif yakıt (CNG) eklenerek 3B silindir-içi yanma HAD analizleri ile inceleme yapılmıştır. Benzin ve CNG yakıtları yalın olarak kullanıldıkları gibi oransal olarak karışımları da kullanılabilir. Karışımlı kullanımda kimyasal özellikleri farklı yakıtlar ile daha iyi bir yanma verimi elde edilmesi ve emisyonların iyileşmesi hedeflenir.

Tez kapsamında benzin (C_8H_{18}) ve CNG (CH_4) yakıtları kullanılmıştır. Bu yakıtların fiziksel, kimyasal ve yanma özellikleri (yoğunluk, C/H oranı, alt ısıl değer, tutuşma sıcaklığı, adyabatik alev sıcaklığı) farklıdır. Benzinin yoğunluğu (hava=1) 3,9 iken Metan'ın (hava=1) yoğunluğu 0,6 değerlerindedir. Bu yoğunluk farkının karşılaştırma değerlendirmelerinde göz önünde tutulması gerekir. Benzinin C/H oranı 0,44 iken CNG'nin C/H oranı 0,25'dir. Dolayısıyla, yüzdesel olarak daha az C içeren CNG için CO_2 ve CO emisyonlarının benzine kıyasla düşük olması beklenmektedir. Yakıtların alt ısıl değerleri ise elde edilecek torku etkilemektedir. Benzinin alt ısıl değeri (43500 kJ/kg ; 3,2e+10 J/m^3) CNG'nin alt ısıl değerinden (50800 kJ/kg ; 3,3e+07 J/m^3) düşüktür. Bu alt ısıl değerlere göre CNG'den elde edilecek torkun daha yüksek olması beklenir ancak yakıt yoğunluklarının farklılığı göz önünde bulundurulmalıdır. Diğer bir parametre ise alev sıcaklıklarıdır. Benzinin adyabatik alev sıcaklığı 2250 K iken CNG'nin adyabatik alev sıcaklığı 2227 K'dir. Yüksek sıcaklıklarda NO_X oluşumu artacaktır. Bundan dolayı, CNG'de oluşan NO_X miktarının benzinden daha az olması beklenir. [1,2,5]

Tezin önemi ile ilgili bir diğer konu, günümüzde özellikle yakıt ekonomisi için taşıt kullanıcıları farklı yakıtlar kullanmak üzere yakıt dönüşümleri yapmaktadır. Bu dönüşümlerin maliyeti yüksektir ve etkinin önceden bilinmesi istenir. Bu tez çalışmasında, benzin, CNG ve benzin-CNG karışımının motor performansına ve emisyonlara etkisinin incelenmesi bu bilgiyi sağlayacaktır.

Ayrıca, bu çalışmada son yıllarda giderek gelişen motor modelleme yazılımlarından birisi olan Ansys-Forte v.19.0 yazılımı kullanılmıştır. Modelleme yazılımlarının kullanımı; yüksek maliyetli testlerden önce parametrelerin etkilerinin önceden görülmesine, optimizasyonlar yapılmasına, testlerde çok yüksek maliyetlerle son zamanlarda görsellemesi üzerinde çalışılan silindir içi yanma ve alev gelişiminin kolaylıkla oluşturulmasına ve değerlendirmelerin yapılmasına imkân sağlamaktadır.

1.2.Tezin Kapsamı

Tez kapsamında; benzin, CNG ve %5-10-20 kütlesel CNG oranlı benzin-CNG karışımları olmak üzere toplam 5 yakıtın çift buji ateşlemeli ticari bir motorda, motor performansına ve emisyonlarına etkisi 3B silindir-içi yanma HAD analizleri ile incelenmiştir.

İncelemede ticari bir otomobil olan Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan "Honda L13A4 i-DSI" çift buji ateşlemeli motoru kullanılmıştır. Bu motora ait deneysel sonuçlar ve çeşitli modelleme yazılımları ile elde edilen sayısal sonuçlar bulunmaktadır [5].

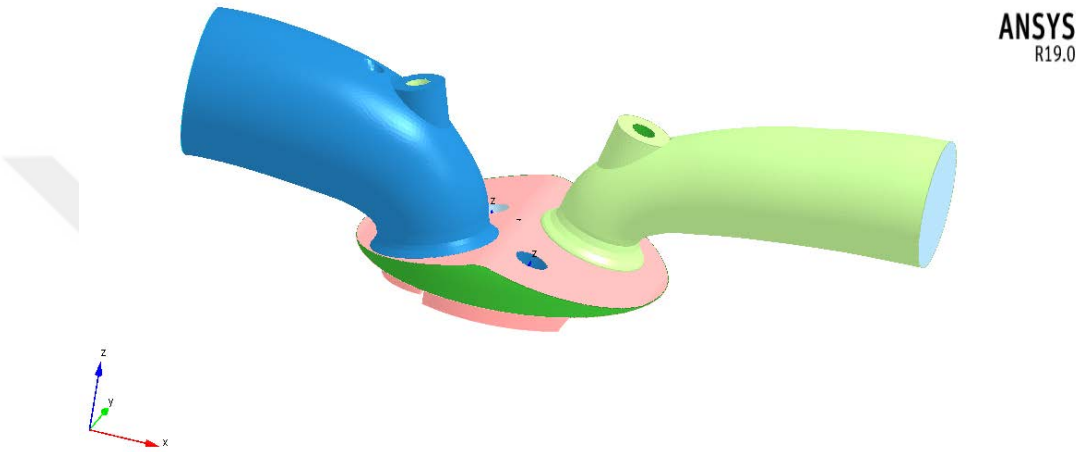
Sayısal incelemede, 3B (3 boyutlu) silindir-içi yanma HAD analizi için Ansys-Forte v.19.0 yazılımı kullanılmıştır. HAD model bölgesi; bir silindirin emme-egzoz manifoldları arasındaki akışta ilgili tüm motor bileşenlerinin çevrelediği akışkan hacmini içermektedir. Bu bileşenler sırasıyla emme manifoldu ve supabı, silindir, piston, silindir kafası, bujiler, egzoz supabı ve manifoldu şeklindedir. Daha önceden CMM (Coordinate Measuring Machine – Koordinat Ölçüm Cihazı) cihazı ile elde edilen ölçülerle oluşturulan katı model kullanılarak HAD modeli oluşturulmuştur.

3B silindir-içi yanma HAD modeli; zamana bağlı olarak supapların ve pistonun hareketi, kimyasal yanma, türbülanslı akış, ısı transferi gibi birçok karmaşık fiziği eş zamanlı olarak içermektedir. Motor çevrimi boyunca hareket eden piston ve supaplar için dinamik mesh (çözüm ağı) yapısı kullanılmıştır. Modelde; G-equation yanma modeli ve RANS RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. HAD modeli, gerekli tüm tanımlamalar (sınır şartları, başlangıç şartı, yakıt-hava karışım oranı, ateşleme zamanları, kimyasal reaksiyon modeli, türbülans modeli, supap hareket profilleri) yapılarak oluşturulmuş ve analizler yapılmıştır. Oluşturulan 3B silindir-içi yanma HAD modeli Şekil 1.1'de gösterilmiştir.

Yakıt olarak; benzin, CNG ve %5-10-20 kütlesel CNG oranlı benzin-CNG karışımları olmak üzere toplam 5 yakıt incelenmiştir. İncelemede; stokiometrik yanma ve motor kataloğunda belirtilen maksimum tork şartı olan tam yükteki 2800 d/dk dikkate alınmıştır. HAD modeli analiz matrisi aşağıda Tablo 1.1'de gösterilmiştir.

3B silindir-içi yanma HAD analizleri sonucunda motor performansına yönelik olarak silindir-içi basınç ve sıcaklık, indikatör diyagramı, tork, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Emisyonlar olarak ise CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2, HC, NO_X emisyonları hesaplanmıştır.

Elde edilen tüm sonuçlar daha önceden incelenen motor için yapılmış olan test ve modelleme sonuçları ile karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir [5].



Şekil 1.1. 3B silindir içi yanma HAD model geometrisi

Tablo 1.1. HAD modeli analiz matrisi

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

1.3. Literatürdeki Çalışmalar

İçten yanmalı motorlar üzerinde yapılan Ar-Ge çalışmaları yöntemsel olarak aşağıdaki 3 grupta toplanabilir.

1) Analitik denklemler ile hesaplamalar
2) Testler
3) Modelleme yazılımları ile 1B ve 3B analizler

Özellikle son yıllarda modelleme yazılımlarındaki gelişmeler sayesinde, yüksek maliyetli testlerden önce parametrelerin etkileri önceden görülebilmekte ve optimizasyonlar yapılabilmektedir. Testlerde çok yüksek maliyetlerle son zamanlarda görsellemesi üzerinde çalışılan silindir içi yanma ve alev gelişimi, modelleme yazılımlarında kolaylıkla oluşturulabilmektedir.

İçten yanmalı motorlarda alternatif yakıt ve yakıt katkılarının kullanılması ve motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkilerinin incelenmesine yönelik literatürde çok sayıda deneysel çalışma görülmektedir. Bu incelemenin 3B silindir-içi yanma HAD analizleri ile sayısal olarak yapıldığı çalışma sayısı nispeten sınırlı sayıda kalmıştır. Tez konusu ile ilgili çalışmalardan önemli görülenlerin bir kısmı aşağıda açıklanmıştır.

Lucchini ve D'Errico [6], bir GDI motorunda yüksek basınçlı enjektörlerde sprey için kapsamlı bir model geliştirmişlerdir. Enjeksiyon sonrası spreyin modellemesinde LISA (Liquid Instability Sheet Atomization) yaklaşımını kullanmışlardır. Farklı yüksek sıcaklıkların buharlaşma üzerindeki etkisi ve püskürtme dağılımı üzerinde analizler gerçekleştirmişlerdir. Kıvılcım ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli motor için 1B termo-akışkan dinamik modelini geliştirmişlerdir. Alternatif yakıtlar ile çalışabilecek bir motor düzeneği geliştirerek emisyonları incelemişlerdir.

Jayashankara ve Ganesan [7], dizel bir motorda emme havası sıcaklığının ve yakıt enjeksiyon zamanının etkilerini incelemiştir. Enjeksiyon zamanına göre NO_X, HC, C_b değerlerinin değişimi incelenmiştir. Yüksek enjeksiyon değerlerinde yüksek sıcaklıktan kaynaklanan NO_X artışı ve HC azalımı gözlenmiştir.

Aydın ve Soruşbay [8], çift yakıtlı sıkıştırma ateşlemeli bir motorda yakıt karışım oranlarının motor performansına ve emisyonlara etkisini incelemişlerdir.

Benzine değişken oranlarda CNG ilavesinin performans ve emisyonlara etkisi üzerine çalışma yapılmıştır.

Putrasari ve arkadaşları [9], benzinli bir motorda yüksek ve düşük yük şartlarında CNG kullanılmasının motor performans ve emisyonlarına etkilerini incelemiştir. Ayrıca ticari olarak kullanılmakta olan dönüştürme kitleri üzerinde de çalışmalar yapılmıştır. Çalışmış oldukları iki tip dönüştürücü kit vardır. İlki ticari tip dönüştürücüler ve ikincisi ise Endonezya Bilim Enstitüsü tarafından tasarlanmış olan dönüştürücü kittir. Yapılan testler sonucunda Enstitü tarafından tasarlanmış olan CNG dönüşüm kitinin daha başarılı sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca yapılan testler %20-%80 kelebek açıklığında gerçekleştirilerek CNG kullanımının emisyonlar açısında bir azalmaya neden olduğunu gözlemlemişlerdir.

Aslam ve arkadaşları [10], benzinli bir araç için CNG'nin alternatif yakıt olarak incelenmesi üzerinde çalışmışlardır. Çalışma kapsamında bilgisayar destekli sistem yardımı ile benzinli bir araç CNG kullanımına uygun hale dönüştürülmüştür. Yapılan testler sonucunda motor devirlerine göre yakıt dönüşüm verimi benzine kıyasla CNG'den daha yüksek çıkmıştır. Emisyon açından CNG kullanımı ile CO, CO_2 ve HC azalırken NO_X'in arttığı gözlenmiştir. Son olarak ise ortalama efektif güç açısından karşılaştırıldığında CNG kullanımında motorun 1.65 MJ daha az enerji ürettiği gözlemlenmiştir.

Jahirul ve arkadaşları [11], çift yakıtlı motor performansı ve tepkime yüzey metodolojisi ile egzoz emisyonu üzerinde çalışmalardır. Alternatif yakıt olarak etanol, POME (Pongamia Oil Methyl Ester), CNG kullanmışlardır. Motor yük şartları olarak testler aşamasında %0-%100 gaz kolu kelebek açıklığı aralığında testler gerçekleştirmişlerdir. Test sonuçlarında emisyonlarda önemli değişiklikler gözlemlemişlerdir ve optimum yakıt karışım değerlerini elde etmişlerdir. Bu değerlerin ise "Dizel %70, Etanol %15, POME %15, CNG %10" olarak %50 yük koşullarında olduğu belirtilmiştir.

Momeni ve arkadaşları [12], turbo şarjlı bir benzinli motorda benzine CNG ilavesinin motor performansına ve emisyonlarına etkisini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre benzine CNG ilavesi durumda termal verimin daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Diğer taraftan CNG kullanımının silindir içi basıncı ve ısı kaybı gibi

problemleri de azalttığı görülmüştür. Motor devir sayısına göre yapılan saf yakıt testlerinde ise CNG'nin 4500 rpm değerinden sonra benzine oranla daha yüksek tork ürettiği gözlenmiştir. Yine motor devrine bağlı olarak yapılan karşılaştırmalarda havanın kütlesel debi değeri devir sayısına göre artarken CNG'den daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Özgül yakıt sarfiyat ise, CNG ve benzin karşılaştırıldığında devir sayısının artması ile gözle görülür büyük bir fark oluştuğu sonucu elde edilmiş ve CNG'nin bu durumda daha faydalı olduğu gözlenmiştir.

Wahono ve arkadaşları [13], içten yanmalı bir motorda silindir içi akış üzerine deneysel ve analitik olarak çalışmıştır ve akış katsayısı, supap lift durumu gibi birçok parametre değerlendirilmiştir. Denge durumundaki bir motor içindeki akışı karakterize etmek için sabit test düzeneği metodu kullanmışlardır. Deneysel veriler ise Converge yazılımından elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Deneysel ve analitik sonuçlar karşılaştırıldığında supap lifti artırıldığında hava hacim akış oranı ve akış katsayısı artmaktadır.

Liu ve Dumitrescu [14], taşımacılıkta kullanılan sıkıştırma ateşlemeli motor tiplerini buji ateşlemeli motora çevrilmesi üzerinde çalışmıştır. Ayrıca dönüşüm sonrasında ise yaygın olarak kullanılan CNG'nin bu motor tipleri üzerindeki uygulamaları üzerinde de detaylı bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma kapsamında dönüşümü yapılan bu motorların farklı çalışma şartlarında ve doğalgaz bileşenlerinde emisyon ve verim değerlerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Yapılan 3B analizlerde Ansys-Forte 17.2 yazılımını kullanmışlardır. Alev yayılımını doğru şekilde tanımlamak için yapılan literatür araştırmaları sonucunda G-Equations, RANS RNG k-epsilon yaklaşımlarını kullanmışlardır. Oluşturdukları 3B modeli deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Diğer taraftan sonuçlar kısmında metan için indike ortalama basınç ve gösterge basıncı arttığı belirtilmiştir.

Baratta ve arkadaşları [15], buji ateşlemeli bir motorda karışım formasyonu ve direk CNG enjeksiyonunun etkilerini deneysel ve HAD analizi ile incelemişlerdir. HAD analizlerinde Star-CD yazılımını kullanmışlardır. Deneyleri ise Avusturya'daki AVL laboratuvarında tamamlamışlardır. Sonuç olarak ise jet formasyonunun ve karışım durumunun iki yöntem için de uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir.

Su ve Kuo [16], benzinli direk enjeksiyonlu bir motor içinde kademeli yanma karakteristiklerini HAD analizi ile incelemişlerdir. HAD analizleri Ansys-Fluent yazılımında yapılmıştır Türbülans modeli olarak RNG k-ε kullanmışlardır. Enjeksiyon

modelleme aşamasında ise KH-RT ayrılma modeli kullanmışlardır. Genel olarak ise kararlı bir yanma durumunda enjeksiyon başlangıcının etkileri üzerinde termodinamik karakteristikler incelemişlerdir. Sonuç olarak, enjeksiyon zamanlarını belirli bir seviyeye kadar geciktirdiklerinde silindir içi basıncın arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca belirli bir seviyeden sonra ise basıncın ilk durumundan daha düşük olduğunu da gözlemlemişlerdir. HAD model sonuçları ile deneysel verilerin uyumlu olduğu belirtmişlerdir.

Lui ve Dumitrescu [17], piston geometrisinde bir hazne ile doğalgazlı (CNG) bir buji ateşlemeli motorda yanma parçalanmasını incelemişlerdir. Nümerik modellemede ise Ansys-Forte 17.2 yazılımını kullanmışlardır. RANS RNG k-ε türbülans modeli ve G-Equations yanma modelini kullanmışlardır. Yapılan deneysel ve nümerik sonuçlara göre kıvılcım ateşlemeli bir motor içerisindeki taşınım ile alev yayma teorisi ile karşılaştırıldığında haznenin içerisinde kuvvetli bir türbülans oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca maksimum basınç değeri 60 bar olarak her iki yöntemde de elde edilmiştir. Diğer bir performans parametresi olarak ortalama efektif basınç değeri deneysel verilerde 8 bar iken nümerik modellemede 7.6 bar olarak elde edilmiştir.

Shu ve arkadaşları [18], HAD analizleri ile çeşitli enjektör püskürtme açılarında bir CNG-dizel çift yakıtlı motorun yanma işlemini ve emisyon özelliklerini inlemişlerdir. Yapılan çalışmalarda deneysel ve nümerik olarak karşılaştırmalar yapılmıştır. HAD analizleri Converge yazılımında yapılmıştır. 3B model sonuçlarını (silindir içi basınç, ısı yayılma oranı ve emisyonlar) deneysel sonuçlar ile doğrulamışlardır.

Hou ve arkadaşları [19], farklı oranlarda doğalgaz, karbondioksit ve hidrojen ile çalıştırılan motor üzerinde deneysel ve sayısal incelemeler yapmışlardır. Deneysel çalışmalarında üç ayrı tüpten farklı yakıt türlerinin bir karışım kutusunda belirli bir oranda karıştırılarak motora vermişlerdir. Çalışmaları ZS1100M model bir motor üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Karışımda hidrojenin hacimsel oranı artırıldığında belirli periyotlarda yanmanın geliştiği ve yanma kararlılığının arttırıldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca farklı pozisyonlardaki buji ateşlemesi alev yüzeylerinde yanma verimini ve gelişimini büyük derecede etkilediğini gözlemlemişlerdir.

Baratta ve Rapetto [20], buji ateşlemeli bir motorda doğrudan CNG enjeksiyonunu optimize etmek üzerine çalışmışlardır. 3B modellemede Star-CD

yazılımı kullanılmıştır. Türbülans modelleri arasındaki farkı görmek için k-ε RNG ve standart k-ε arasında gözlemler yapmışlardır. k-ε RNG türbülans modelinin daha başarılı sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

Garg ve Ravikrishna [21], CNG kullanan bir motorun yanma ve silindir içi akış modellemesini yapmışlardır. Oluşturulan 3B modelde Star-CD yazılımı kullanılmıştır. 3B model kapsamında yanma modeli olarak ECFM-3Z ve ateşleme çekirdek izleme modeli olarak AKTIM modelini kullanmışlardır. 3B model sonuçlarında ön karışımlı bir yanma kullanım durumunda yanma işleminde daha düşük sıcaklıklar elde edildiği sonucuna ulaşmışlardır. Tabakalı durumda NOx miktarı ön karışımlı yanma durumuna göre %30 daha düşük değerler elde etmişlerdir.

Duc ve arkadaşları [22], CNG kullanılan bir buji ateşlemeli motorda porttan yakıt enjeksiyon durumunun motor performans ve karakteristiklerine etkisi üzerinde incelemeler yapmışlardır. Testlerde Toyota Vios 1.5G AT model bir motor kullanmışlardır. Testleri 1000 rpm ile 3500 rpm arasında her 500 rpm için gerçekleştirmişlerdir. Testler sonucunda porttan yapılan enjeksiyonda saf benzin kullanımında CNG kullanımına göre güç ve tork değerlerinin daha yüksek çıktığını gözlemlemişlerdir. Silindir içi basınç saf benzin kullanımında yüksek çıkarken, emisyon değerlerinde ise porttan enjekte edilen CNG kullanımında bir düşüş gözlemlemişlerdir.

Mohamad ve Moria [23], dinamik bir homojen karıştırıcı ile buji ateşlemeli bir motorda CNG'nin hidrojen ile zenginleştirilmesinin motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Testlerde CNG'e %10-%30 oranında hidrojen ilavesi durumları incelenmiştir. Enjeksiyon işleminden önce yakıt karıştırma basıncı 0.5 MPa'a düşürmüşler. Devir sayısı 1500-5000 rpm arasında her 1000 rpm için testler gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarında en yüksek BMEP değerini 3000 rpm de %10 H_2 ilavesinde elde etmişlerdir. En yüksek silindir içi basınç değerini ise %14 H_2 ilavesinde 1500 rpm devir sayısında elde etmişlerdir.

Jadyav ve Mallikarjuna [24], direk enjeksiyonlu benzinli bir motorda EGR'nin motor performans ve emisyonlarına etkisi üzerinde çalışmışlardır. 3B modellemede Converge yazılımını kullanmışlardır. HAD analizlerinde 1000 rpm ve sıkıştırma oranı olarak 9.3 tanımlaması yapmışlardır. Silindir içi sıcaklığın EGR artışı ile düştüğü ve NO_X miktarının da bir iyileşme olduğu görülmektedir. EGR'nin artışı ile de ısı yayılım hızının da düştüğü gözlemlenmiştir.

Choi ve arkadaşları [25], bir CNG enjeksiyonlu motorda yanma işleminin ve yakıt enjeksiyonunun modellemesi üzerinde çalışmalardır. Deneysel ve 3B modellemeler yapılarak karşılaştırılmıştır. 3B modelleme için KIVA-3V yazılımı kullanılmıştır. Yapılan testler aşamasında enjeksiyon aşamasındaki jet durumunu daha net gözlemleyebilmek amacı ile PLIF metodunu kullanmışlardır. Yanma modeli olarak G-Equations kullanmışlardır ve üç farklı enjeksiyon basıncının etkileri incelenmiştir. Sonuçlara göre testler ve 3B modelleme karşılaştırıldığında üç farklı enjeksiyon basıncında da penetrasyon mesafesinde benzerlikler gözlemlemişlerdir. Ancak 0.3 ms de testlerde gaz küresi etkisinin altında olduğu gözlemlenmiştir.

Choi ve arkadaşları [26], CNG enjeksiyonu üzerine deneysel ve nümerik incelemeler yapmışlardır. Çalışmalar kapsamında PLIF deney düzeneği ile enjeksiyon aşaması detaylı bir şekilde gözlemlenmiştir. Bu deney düzeneğinde ışın optiği kullanılarak görüntüler lazer yardımı ile elde edilmektedir. 3B modelleme için KIVA-3V yazılımı kullanılmıştır. Yanma modeli olarak G-Equations türbülans modeli olarak RNG k-ε kullanmışlardır. Penetrasyon uzunlukları için ise iki ayrı enjeksiyon basıncı karşılaştırmışlardır. İlk olarak 1MPa enjeksiyon basınç değerinde test ve 3B sonuçları birbirleri ile uyumluluk gösterirken 2MPa enjeksiyon basınç değerinde test ve 3B sonuçlarında sapmalar gözlemlemişlerdir.

Yontar ve Doğu [27], benzin ve LNG yakıtlarının buji ateşlemeli ticari bir motorda performans ve emisyon etkilerini 1B modelleme yaparak incelemişlerdir. Çalışmada 1B modelleme için Ricardo-Wave yazılımı kullanılmıştır. Yanma modeli olarak “Wiebe” ve ısı transfer modeli olarak ise “Woschni” kullanılmıştır. Analiz matrisine göre her 500 rpm artışı ile 1500 rpm – 4000 rpm arasında analizler yapılmıştır LNG kullanımının yüksek devir sayılarında motor performans ve emisyonlarını düşürdüğü gözlenmiştir. Benzin için maksimum tork değeri 3000 rpm de 139 Nm iken, LNG için 3500 rpm de 110 Nm olarak hesaplanmıştır. Performans parametrelerinde LNG kullanımında düşüş olurken emisyon değerlerinde iyileşme elde edilmiştir.

Yontar ve Doğu [28], benzinli bir motorda CNG kullanımı için ateşleme avansının silindir içi yanmaya etkilerini Star-CD yazılımında üç boyutlu analiz yaparak incelemiştir. Oluşturulan model benzinli bir motora ait olup bu motor üzerindeki dönüşümler yapılarak CNG ilavesi uygulanmıştır. Motorda bulunun çift

buji ardışık olarak (5^0 aralıklar ile) ateşleme yapmaktadır. Bu değerler birinci buji için 60^0 KMA-10^0 KMA, ikinci buji için ise 55^0 KMA-5^0 KMA arasında değiştirilerek HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. En verimli ateşleme avans değerlerini iki buji içinde 30^0-25^0 KMA olarak belirlemişlerdir. CNG ilavesinin motorda verimli ateşleme avans değerlerinde artış gösterdiği sonucuna varılmıştır. Net indike iş olarak ateşleme avansları karşılaştırıldığında ise 30^0-25^0 KMA ateşleme avans değerlerinde 0.29kJ olarak en yüksek değer elde edilmiştir.

Yontar ve Doğu [29], çift buji ateşlemeli bir motorda benzin ve CNG'nin motor performansına ve emisyonlara etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Benzin ve CNG için ayrı ayrı 1500 rpm ve 4000 rpm değerleri için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Sayısal model Ricardo Wave yazılımında yapılmıştır. Test sonuçlarına bakıldığında hem benzin hem de CNG için maksimum tork değeri 2800 rpm de elde edilmiştir. Yapılan deneyler ve testler sonucunda CNG kullanımında tork %12,7, güç %12,4, ortalama efektif basınç %12,8, özgül yakıt tüketimi %16,5, CO_2 %12,1 ve CO %89,7 düşüş görülmüştür. Düşük hızlarda CNG de HC oranı benzinden çok daha düşük iken yüksek hızlarda benzinden yüksek değerlere ulaştığı gözlenmiştir.

Yontar ve Doğu [30], ardışık ateşlemeli bir motorda CNG ilavesinin ve hava fazlalık katsayısının motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemiştir. İnceleme deneysel ve 3B modelleme şeklinde yapılmıştır. 3B modelleme için Star-CD/es-ice yazılımı kullanmıştır. HAD modelinde türbülans modeli olarak k-ε RNG kullanmışlar ve yanma modeli olarak ise G-Equations kullanmışlardır. Elde edilen 3B model sonuçlarına göre benzin için ısı yayılımının %10 CNG ilave durumuna göre %9.09 daha yüksek olduğu görülmüştür. CO_2 emisyon değeri benzine göre ise %10 CNG ilave durumunda %22 daha düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Oluşan HC emisyonu için %10 CNG ilave durumunda benzine göre %31 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Son olarak ise en yüksek güç değeri saf benzin kullanımında elde edilirken en düşük güç değeri saf CNG kullanım durumunda elde etmişlerdir.

Yontar ve Doğu [31], ardışık ateşleme bir motorda alev yarıçapının etkilerini 3B modelleme ile incelemiştir. 3B modelde 0.0005m, 0.001m ve 0.002m alev yarıçapları için analizler yapılmıştır. Modelde RNG k-ε türbülans modeli, Angelberger duvar modeli ve G-Equations yanma modeli kullanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre indikatör diyagramındaki en yüksek basınç değeri 0.001m alev yarıçapı değerinde elde edilirken en küçük basınç değeri 0.0005m alev yarıçapında elde edilmiştir. Elde edilen

güç ve tork değerleri göz önünde bulundurulduğunda ise 0.001m alev yarıçapında 132.85Nm-41.74kW, 0.002m alev yarıçapında 115.62Nm-36.30kW ve 0.0005m alev yarıçapında 112.53Nm-35.33kW değerlerini elde etmişlerdir.

Yontar ve Doğu [32], yüksek ve düşük yük koşullarında çift ateşlemeli bir motorda benzin ve CNG üzerinde incelemeler yapmışlardır. Çalışma kapsamında oluşturulan 1B modelde Ricardo-Wave yazılımı kullanılmıştır. Diğer bir yöntem olarak ise testler yapılımıştır. Bu kapsamda ticari motor Honda L13A i-DSI motoru kullanılmıştır. 1B modelleme ve testler 1500 rpm – 4000 rpm arasında her 500 rpm de bir gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre testler ve model arasındaki yüzdesel sapma %5,4 olarak hesaplanmıştır. CNG kullanımının %75 ve %25 gaz kelebeği açıklığında tork %15,6 ve %19 düşürdüğü gözlenmiştir.

Yontar ve Doğu [33], sıralı çift buji ateşlemeli bir motorda G-Equations ve ECFM-3Z yanma modellerini kullanımını incelemişlerdir. HAD analizlerinde Star-CD/es-ice yazılımını kullanmışlardır. HAD analizinde RNG k-ε türbülans modeli kullanmışlardır. Yakıt silindir içerisine emme portundan ön karışım olarak gönderilmiştir. Duvar modeli olarak ise Angelberger kullanılmıştır. Sonuç olarak; G-Equations yanma modelinin buji ateşlemeli motorlarda yanmayı daha iyi temsil ettiği sonucuna ulaşmışlardır. ECFM-3Z modelinde alev merkez sıcaklığı 75.18 K iken G-Equations modelinde alev merkez sıcaklığı 26.03 K olarak gözlenmiştir. İndikatör diyagramlarına bakıldığında ise G-Equations yanma modelinin daha fazla net iş oluşturduğu gözlenmiştir. NO_X oluşumu değerlendirildiğinde ise G-Equations yanma modelinde ECFM-3Z modeline göre daha yüksek değerler elde edildiği görülmüştür.

Yontar, Doğu ve Kantaroğlu [34], sıralı çift buji ateşlemeli bir motorda aseton-benzin, naftalin-benzin karışımlarının kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Testlerde ticari bir motor olan Honda L13A4 i-DSI motoru kullanılmıştır. Testlerde yakıt kompozisyonları olarak %25 aseton, %50 aseton ve %50 naftalin kullanmışlardır. Aseton karışımında benzine göre torkta düşüş olduğu belirtilmiştir. Ancak özgül yakıt tüketiminde düşüş gözlenmiştir. Emisyon değerlerinde benzine göre iyileşme gözlenmiştir.

Yontar, Kantaroğlu ve Doğu [35], ateşleme avans değişiminin motor performans ve emisyonlarına etkilerinin HAD analizleri ile incelemişlerdir. Çalışma

kapsamında motor devir sayısı, sıkıştırma oranı ve hava-yakıt karışım oranı sabit tutularak en uygun ateşleme avansı belirlenmiştir. HAD analizlerinde Star-CD yazılımını kullanmışlardır. En uygun ateşleme avans değerinin bulunması amacı ile 650-710 KMA'ında 10 KMA artışlar ile yedi farklı analiz tamamlanmışlardır. Analizler kapsamında yanma modeli olarak ECFM-3Z ve türbülans modeli olarak k-ε RNG kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre en yüksek basınç ve sıcaklık değeri 650 KMA'ında elde edildiği gözlemlemişlerdir. Emisyon ve performans açısından en uygun ateşleme avans değerinin 670 KMA olduğu belirtmişledir. Burada önemli bir parametre olarak devir sayısının sabit 3600 rpm olduğunu da belirtmişlerdir. Bu sonucunda ise her devir sayısı için farklı bir ateşleme avansı belirlenmesi gerektiği vurgulanmıştır.

Yontar ve Doğu [36], buji ateşlemeli bir motorda %75 kelebek açıklığının motor performans ve emisyonlarına etkisini deneysel ve 1B HAD analizleri ile incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarda 1339 cm^3 hacme sahip, silindir çapı 73mm, stroke mesafesi 80mm ve sıkıştırma oranı 10.8 olan Honda L13A4 motor kullanılmış ve 1B modelleme ise Ricardo-Wave yazılımında yapılmıştır. Analizler ve testler 500 rpm artışlar halinde 1500 rpm – 4000 rpm arasında yapılmıştır. Tork ve güç değerlerinin karşılaştırması yapıldığında ise özellikle 3000 rpm den sonra 1B modelde daha yüksek değerler elde edildiği gözlemlenmiş ve bunun sebebi olarak da model de neredeyse kayıpsız durumların değerlendirilmesinden kaynaklı fark olduğu belirtilmiştir. Emisyon değerleri karşılaştırıldığında ise testte 3000 rpm den sonra bir azalma gözlemlenirken, 1B modelde de tersi yönde artış gözlemlemişlerdir.

Doğu, Yontar ve Kantaroğlu [37], sıralı çift buji ateşlemeli bir motorda benzin, CNG, LPG, aseton, naftalin ve bor türevlerinin motor performansı ve emisyonlara etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Bor türevleri olarak boraks pentahidrat, susuz boraks, borik asit kullanmışlardır. Testler ticari bir motor olan Honda L13A4 i-DSI motorunda gerçekleştirilmiştir. Testler öncelikle yalın olarak benzin, CNG ve LPG için yapılmıştır. Sonrasında %10 CNG, %5 LPG, %25 aseton, %50 aseton, %50 naftalin ve bor türevleri için testler yapılmıştır. Saf CNG ve saf LPG benzine göre tork değerleri CNG için %4,8 ve LPG %9,5 düşük değerler elde edilmiştir. Tork değeri %10 CNG ve %5 LPG yakıtlarında benzine göre %17,4 ve %8,5 düşüş görülmüştür. Aseton için benzine göre tork değerleri %25 aseton için %3,6, %50 aseton için %3,9 düşüş göstermiştir.

Yontar [38], alev yayılmasının alev yarıçapı üzerindeki etkilerinin sayısal olarak incelemiştir. Sayısal analizde Star-CD yazılımını kullanmıştır. Analizleri 3000 rpm, 10.8 sıkıştırma oranı ve 0.9 hava/yakıt oranı için yapmıştır. Çalışma kapsamında 0.5mm, 1mm ve 2mm alev yarıçapları incelenmiştir. Sonuç olarak ise 1mm alev yarıçapı için en yüksek güç değeri elde etmiştir.

Literatürdeki alternatif yakıt ve alternatif yakıt katkılarının motor performansı ve emisyonlarına etkilerine yönelik önemli sayıdaki çalışmalar konunun önemini de ortaya koymaktadır. Deneysel çalışma sayısı burada belirtilenler çok daha fazladır. Motor modelleme çalışmaları daha çok son yıllarda yapılan çalışmalardır ve giderek artmaktadır. Özellikle, yakıt ekonomisi ve emisyonların iyileştirilmesine yönelik yaptırımlarla bu çalışmalar daha da artma eğilimindedir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında ise, ticari bir içten yanmalı motor için 3B silindir-içi yanma HAD modeli Ansys-Forte v.19.0 yazılımında oluşturulmuştur. Bu motor, çift bujili bir motordur ve literatürde çift buji ateşlemeli motor için HAD modeli oldukça sınırlıdır. Bu HAD modeli kullanılarak, benzin, CNG ve %5-10-20 kütlesel CNG oranlı benzin-CNG karışımları olmak üzere toplam 5 yakıt için motor performansı ve emisyonlarının değişimi incelenmiştir. Böylece, alternatif yakıt olarak CNG kullanımının ortaya koyduğu etkiler belirlenmiştir.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR ve MOTOR KARAKTERİSTİKLERİ

Motor; kimyasal enerjiyi ısı enerjisine, ısı enerjisini de mekanik enerjiye çeviren makinelere denir.

Birçok açıdan motor sınıflandırmaları yapılabilir. Bunlardan bazıları aşağıda listelenmiştir.

A) Yanmanın oluştuğu yere göre:
   1) İçten yanmalı motor
   2) Dıştan yanmalı motor

B) Motor çevrimi zaman sayısına göre:
   1) 2-zamanlı motor
   2) 4-zamanlı motor

C) Yanma başlatılmasına göre:
   1) Buji ateşlemeli
   2) Sıkıştırma ateşlemeli

Bu motorlar aşağıda kısaca açıklanmıştır.

2.1. İçten Yanmalı Motor Çeşitleri

Bu bölümde içten yanmalı motorlar sınıflandırılarak açıklanacaktır. İçten yanmalı motorlar zamanlarına göre "2 Zamanlı ve 4 Zamanlı" olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır. Ateşleme şekillerine göre ise temelde "Buji ateşlemeli ve Sıkıştırma ateşlemeli" olmak üzere sınıflandırılmaktadır.

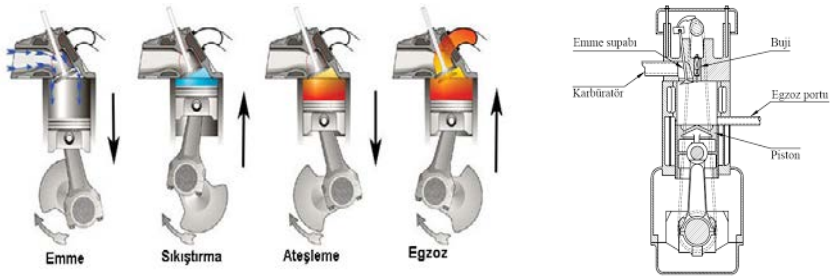
İki Zamanlı Motorlar: İki zamanlı motorlarda bir çevrim 360 KMA (Krank Mili Açısı) sürmektedir. Yani her biri 180 KMA olarak iki zaman gerçekleştirmektedir. Bu kapsamda 0-180 KMA arasında "Emme ve Sıkıştırma" zamanları bulunurken, 180-360 KMA arasında "Güç ve Egzoz" zamanları tamamlanmaktadır (Şekil 2.1). Emme ve sıkıştırma zamanında emme manifoldundan yanma odasına taze karışım alınır. Bu alınan taze karışım by-pass kanalı yardımı ile

silindir içinde taşınma işlemi gerçekleştirilir. Alınan taze karışım ile birlikte sıkıştırma işlemi gerçekleşir ve 180 KMA sonunda silindir içi basınç ve sıcaklık yükselir. 0 KMA'da piston AÖN (Alt Ölü Nokta) iken 180 KMA'da ÜÖN (Üst Ölü Nokta)'dadır. Bu noktadaki basınç ve sıcaklıklar "Sıkıştırma Sonu" basıncı ve sıcaklığı olarak adlandırılmaktadır. 180-360 KMA'da ise güç ve egzoz zamanları gerçekleşmektedir. Yaklaşık 180 KMA'nda buji ateşlemeli bir motor için bir buji yardımı ile yanma gerçekleştirilerek yanma sonrası meydana gelen egzoz gazları egzoz manifoldundan dışarı atılmaktadır. 180 KMA'da piston ÜÖN iken 360 KMA'da AÖN tekrar dönmüş olacaktır. Böylelikle iki zamanlı motor bir tam çevrimi tamamlamış olacaktır. [39]

Dört Zamanlı Motorlar: Dört zamanlı motorlarda bir çevrim 720 KMA'ndan oluşmaktadır. Bu tip motorlarda "Emme, Sıkıştırma, Güç ve Egzoz zamanı" olarak 4 ayrı zaman gerçekleşir (Şekil 2.1). 0-180 KMA'da emme zamanı, 180-360 KMA'da sıkıştırma zamanı, 360-540 KMA'da güç zamanı ve 540-720 KMA'da egzoz zamanını gerçekleştirerek motor tam bir çevrimi tamamlamış olacaktır. Emme zamanında silindir içine emme manifoldu yardımı ile hava-yakıt karışımı silindir içerisine alınır. Ancak burada tam 0 KMA'dan önce EAA (Emme Açılma Avansı) dikkate alınarak emme supabı açılır sonrasında taze karışım silindir içerisine alınır. Emme zamanı sonunda piston AÖN'da bulunmaktadır. Sıkıştırma zamanında ise içeri alınan yakıt pistonun ÜÖN'ya doğru hareketi ile gerçekleşir. Yaklaşık 360 KMA'nda buji ateşlemesi ile yanma başlar ve silindir içerisinde oluşan sıcaklık ve basınç artışı ile piston AÖN'ya doğru hareket eder. Son olarak EgAA (Egzoz Açılma Avansın) dikkate alınarak 540 KMA'dan önce egzoz supabı açılarak yanma sonrasında oluşan egzoz gazları egzoz manifoldu ile dışarı atılmaktadır.

Buji Ateşlemeli Motorlar: İçten yanmalı motorlarda piston yaklaşık ÜÖN'a geldiğinde bir buji kıvılcımı yardımı ile ateşlemenin gerçekleştirildiği motorlardır. Bu motorlar Otto çevrimine göre çalışır.

Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlar: İçten yanmalı motorlarda piston ÜÖN'a geldiğinde giriş havasına yakıt püskürtülmesi ile basınç ve sıcaklığın etkisi sonucu ateşlemenin gerçekleştirildiği motorlardır. Bu motorlar Diesel çevrimine göre çalışır.



a b)

Şekil 2.1. **a)** Dört zamanlı motor çevrim adımları, **b)** İki zamanlı piston elemanları

2.2. Dört Zamanlı İdeal Otto Motor Çevrimi

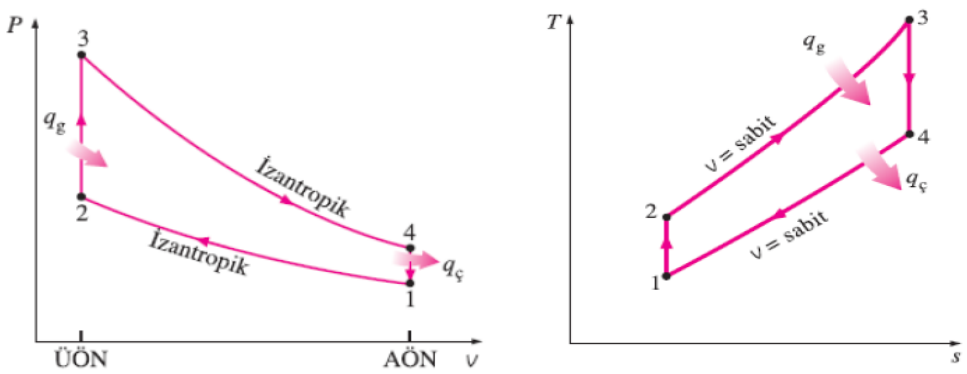
İdeal motor çevriminde çevrim akışkanı ideal hava olarak kabul edilir. Ayrıca, ideal çevrimde sürtünmelerin olmadığı kabul edilir. Sıkıştırma ve genişleme hal değişimleri sanki dengeli hal değişimi varsayılır tüm hal değişimleri tersinir kabul edilir. Çevreye ısı kaybı olmadığı kabul edilir.

Dört zamanlı ideal Otto motor çevriminin P-V ve T-s diyagramları Şekil 2.2'de [44] gösterilmiştir. P-V ve T-s diyagramlarında çevrim noktaları "1, 2, 3, 4" olarak tanımlanmıştır. Bu noktalar arasında oluşan hal değişimleri aşağıda listelenmiştir.

- **1-2 :** İzentropik sıkıştırma (s=sabit)
- **2-3 :** Sabit hacimde ısı girişi (v=sabit)
- **3-4 :** İzentropik genişleme (s=sabit)
- **4-1 :** Sabit hacimde ısı çıkışı (v=sabit)

} *4- zamanlı ideal Otto çevrimi*

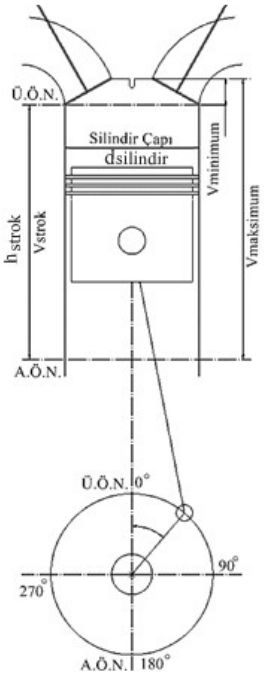
Burada 1-2 arasında izentropik sıkıştırma işlemi gerçekleşmektedir. Sıkıştırma sonu yani 2 noktasında piston ÜÖN'dadır. 2-3 noktaları arasında sabit hacimde ısı girişi gelir. 3-4 noktaları arasında piston izentropik genişleme işlemi yapar. Bu işlem esnasında yanma odasının basıncı ve sıcaklığı düşer. 4-1 noktaları arasında ise sabit hacimde ortama ısı atılır.



Şekil 2.2. Dört zamanlı ideal Otto motor çevrimi P-V ve T-s diyagramları

2.3.Buji Ateşlemeli Motor Karakteristikleri

Bu çalışmada benzinli bir motorun bir silindiri dikkate alınarak HAD modeli oluşturulmuştur. İçten yanmalı motorlarda temel motor karakteristiklerinin hesaplanmasında kullanılan temel denklemler aşağıda yazılmıştır. Şekil 2.3'de tipik bir silindir-piston sistemi şeması aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Silindir-piston sistemi şeması

1) Strok hacmi (V_{strok}): Pistonun ÜÖN ile AÖN arasında süpürdüğü hacimdir.

$$V_{strok} = (\pi \cdot {d_{silindir}}^2/4) \cdot h_{strok} \quad (2.1)$$

Burada; $d_{silindir}$: silindir çapı, h_{strok}: pistonun ÜÖN ile AÖN arasında hareket ettiği mesafeyi ifade göstermektedir.

2) Sıkıştırma oranı (ε) : Sıkıştırma oranı, piston AÖN iken silindir içindeki toplam hacmin ($V_{maksimum}$) piston ÜÖN da iken ki ölü hacme ($V_{minimum}$) oranıdır. Toplam hacim ($V_{maksimum}$), strok hacmi ile ölü hacmin toplamıdır. Ölü hacim ($V_{minimum}$), piston ÜÖN iken piston yüzeyi ile silindir kafası arasındaki hacimdir. Bu durumda sıkıştırma oranı aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

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

3) Isıl verim (η): P-V diyagramındaki net alan net işi (W_{net}) vermektedir. Çevrimin ısıl verimi (η); elde edilen net işin 2-3 noktaları arasındaki giren ısıya oranı ile bulunur aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\eta = W_{net}/\, q_g \quad (2.3)$$

4) Ortalama efektif basınç (P_{me}): Çevrim boyunca elde edilen net işin strok hacmine oranıdır.

$$P_{me} = W_{net}/(V_{maksimum} - V_{minimum}) = W_{net}/[\big((V_{strok} + V_{ölü}) - V_{ölü}\big]$$

$$P_{me} = (P_e \cdot 60)/(i \cdot n \cdot V_{strok} \quad (2.4)$$

Burada i çevrim sayısı, n devir sayısı ve P_e terimi de efektif gücü ifade etmektedir.

5) Efektif güç (P_e): Motor krank milinden elde edilen net güçtür. Ortalama efektif basınç cinsinden veya tork cinsinden aşağıdaki formüller ile hesaplanır.

$$P_e = (P_{me} \cdot i \cdot n \cdot V_{strok})/60 = T \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)/60 \quad (2.5)$$

Burada, P_{me}: ortalama efektif basınç, i: çevrim sayısı, n: devir sayısı ve T: döndürme momentini ifade etmektedir.

6) Özgül yakıt tüketimi (b_e): Motorun bir saatte 1 kW güç üretmek için tükettiği yakıtı ifade eder.

$$b_e = \dot{m}_{yakıt}/P_e = \dot{m}_{yakıt}/[T \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)/60 \quad (2.6)$$

Burada, P_{me}: ortalama efektif basınç, i: çevrim sayısı, n: devir sayısı ve T: döndürme momentini ifade etmektedir.

7) Efektif iş (W_e): Bir çevrimde elde edilen net iştir.

$$W_e = P_{me} \cdot V_{strok} = [(P_e \cdot 60)/(i \cdot n \cdot V_{strok})] \cdot V_{strok} \quad (2.7)$$

8) Giren ısı enerjisi ($Q_{yakıt}$): Motora yakıtla giren ısı enerji miktarı; toplam yakıt tüketimi ile yakıtın ısıl değerinin çarpımıdır.

$$Q_{yakıt} = Hu \cdot \quad (2.8)$$

9) Efektif verim (η_e): Efektif verim için motor milinden alınan gücün yakıt ile motora verilmiş olan enerjiye oranı şeklinde tanımlanır.

$$\eta_e = P_e/(Hu \cdot \dot{m}_{yakıt}) = P_e/Q_{yakıt} \quad (2.9)$$

10) Volumetrik verim (η_v): Silindire alınan hava kütlesinin silindir hacminin alabileceği hava kütlesine oranıdır.

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_{hava \cdot gerçek}}{\dot{m}_{hava \cdot teorik}} \quad ; \quad \dot{m}_{hava \cdot teorik} = \rho_{hava} \cdot V_H \cdot i \cdot n \quad (2.10)$$

11) Hava fazlalık katsayısı (λ): Yanma için gerçekte sağlanan hava miktarının stokiometrik yanma için gerekli hava miktarına oranıdır.

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

Burada lambda'nın değerine göre;

λ <1 Zengin karışım (Eksik yanma)

λ = 1 Stokiyometrik karışım (Teorik tam yanma)

λ > 1 Fakir karışım (Tam yanma)

olmaktadır. Hava fazlalık katsayısı 1 değerinin altında tutulduğu durumlarda motordan elde edilecek performans değerleri yüksek olacaktır. Bu aralık gerçekte 0.9-0.95 arasındadır.

3. YANMA DENKLEMLERİ VE HACİMSEL/KÜTLESEL ORAN HESABI

Bu bölümde tez kapsamında kullanılan yakıtlara ait fiziksel, kimyasal ve yanma özelliklerinin yanı sıra HAD modelinde tanımlanacak olan kütlesel oranların hesapları yapılmıştır. Tez kapsamında benzin olarak benzin olarak izo-oktan (C_8H_{18}) ve CNG olarak metan (CH_4) tanımlanmıştır. Bu yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 3.1'de listelenmiştir. [1,2,5,40]

Benzin, yapısında birçok farklı hidrokarbon bulundurmaktadır. Bunlardan bazıları; parafinik hidrokarbon, benzenik hidrokarbon, etilenik hidrokarbondur. Bu farklı hidrokarbon yapıları farklı kimyasal özellikte benzini oluşturur. Benzini diğer yakıtlardan ayıran en önemli özelliklerden birisi vuruntuya karşı direncidir. Yakıtın vuruntuya karşı direnci ne kadar çok ise sıkıştırma oranı da buna bağlı olarak artırılabilmektedir. Benzinin içerisine vuruntuyu önleyici madde karıştırılmaktadır. Benzin kullanımının diğer bir avantajı ise motor içerisindeki mekanik parçalarda yağlama ve soğutma işlevi bulunmasıdır. [1]

CNG'nin bileşimindeki metan gazı (CH_4) çıktığı kaynağa bağlı olarak değişmekle birlikte çoğunluğu (%98'e varan oranlarda) metan gazından (CH_4) meydana gelmektedir. Metanın oktan sayısı benzine kıyasla yüksektir. Bu nedenle metanın vuruntuya karşı direnci de yüksektir ve bu sayede sıkıştırma oranı daha yüksek seviyelerdedir. CNG için motor güç değerleri düşük olmaktadır. Çünkü, CNG'nin stokiometrik karışım oranlarındaki karışım enerjisi benzinle kıyaslandığında düşüktür. Bu yüzden CNG kullanımı durumunda motor performansında düşme olmaktadır. CNG'nin H/C oranının benzine kıyasla daha yüksek olması CO, CO_2 emisyonlarında düşüşe, H_2O emisyonunda ise bir yükselişe sebep olur. CNG'nin gaz fazında, benzinin sıvı fazda olması kıyaslandığında bir avantaj olarak görülebilmektedir. Benzin motor içerisinde bir buharlaşma süresine ihtiyaç duyarken CNG için böyle bir durum söz konusu değildir. Benzine kıyasla CNG'nin bir dezavantajı ise benzin gibi yağlama ve soğutma işlevinin olmamasıdır. Bundan dolayı zaman içerisinde motor içerisindeki mekanik parçalardaki aşınma daha fazla olur. [1]

Bu tez kapsamında çift buji ateşlemeli motorda benzin, CNG ve benzin-CNG karışımları incelenmiştir. Benzin-CNG karışımları olarak %5-10-20 kütlesel oranlarında CNG benzine katılmıştır. Benzin için izo-oktan (C_8H_{18}) ve CNG için metan (CH_4) kullanılmıştır. HAD modelinde tanımlanmak her bir yakıtın stokiometrik oranlarda kimyasal yanma denklemleri ve reaktant ve ürün bileşenlerinin oranları aşağıda hesaplanmıştır.

Tablo 3.1. Yakıt özellikleri

Yakıt	Benzin	Metan
Kimyasal Formülü	C_8H_{18}	CH_4
Yoğunluk (Sıvı) (kg/m^3)	735	430
Yoğunluk (Buhar) (kg/m^3)	-	0,656
Yoğunluk (Buhar) (hava=1)	3,9	0,6
Moleküler Ağırlığı (g/mol)	114	16
C/H Oranı	0,444	0,25
Alt Isıl Değer (kJ/kg)	43500	50800
Alt Isıl Değer (J/m^3)	3,20E+10	3,3E+07
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı (K)	530	853
Oluşum Entalpisi (kJ/kmol)	-224500	-74900
Isıl Kapasite (kJ/kgK)	2,08	2,254
Adyabatik Alev Sıcaklığı (K)	2266	2227
Laminer Alev Hızı (m/s)	0,31	0,37
Fiziksel Hal (NŞA)	Sıvı	Gaz

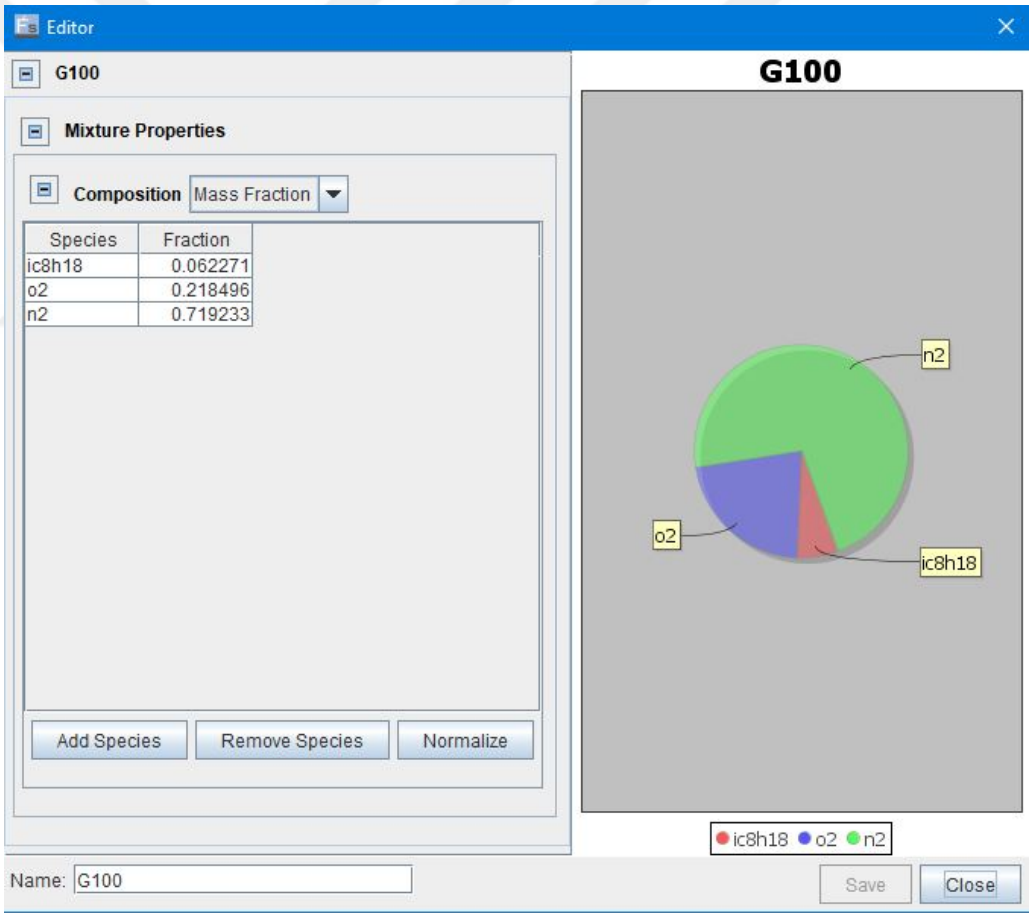
3.1. Benzin Yanma Denklemleri ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı

Bu hesaplamalardan elde edilen tüm değerler Tablo 3.2'de listelenmiş ve benzine ait hesaplama detayları ekler bölümünde paylaşılmıştır.

Tablo 3.2. Benzin için silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerinin kütle ve hacim değerleri

		Girenler				Çıkanlar				
		C_8H_{18}	CH_4	O_2	N_2	CO_2	H_2O	N_2	Alt Isıl Değer (Q)	Enerji (Qxgr)
El Hesabı	G100 (g)	0,0236	0,0000	0,0829	0,2730	0,0690	0,0318	0,2581	43500	1028,19
	G100 (cm^3)	5,5300	0,0000	69,1500	260,1400	41,8300	47,0600	245,9200		1028,19

Yapılan bu hesaplamalar kullanılarak emme manifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Benzin için emme malnifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü

3.2. CNG Yanma Denklemleri ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı

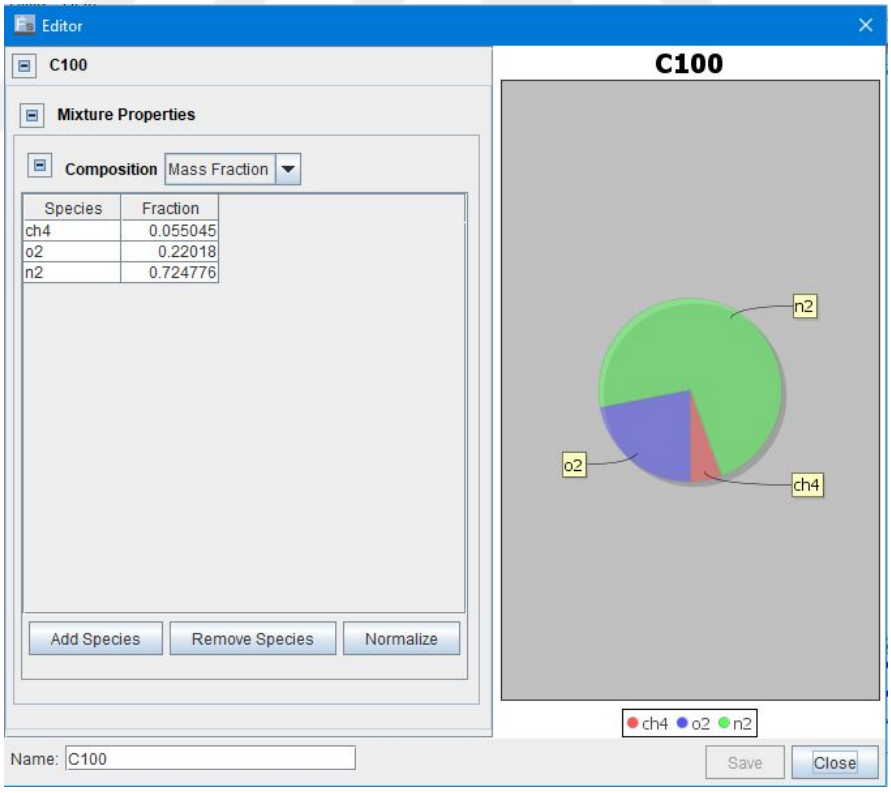
CNG'nin stokiometrik yanması durumunda silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerin hacimsel ve kütlesel miktarları aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır ve Tablo 3.3'de listelenmiş ve CNG'e ait hesaplama detayları ekler bölümünde paylaşılmıştır.

Bu hesaplamalardan elde edilen tüm değerler Tablo 3.3'de listelenmiştir.

Tablo 3.3. CNG için silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerinin kütle ve hacim değerleri

		Girenler				Çıkanlar				
		C_8H_{18}	CH_4	O_2	N_2	CO_2	H_2O	N_2	Alt Isıl Değer (Q)	Enerji (Qxgr)
El Hesabı	CNG100 (g)	0,0000	0,0191	0,0763	0,2512	0,0525	0,0429	0,2512	50800	971,479
	CNG100 (cm^3)	0,0000	31,8100	63,6300	239,3800	31,8100	63,6300	239,3800		971,479

Yapılan bu hesaplamalar kullanılarak emme manifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. CNG için emme manifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü

3.3. Benzin-CNG Karışımı Yanma Denklemi ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı

Benzin-CNG [izo-oktan (C_8H_{18}) – metan (CH_4)] karışımının hava ile stokiometrik kimyasal yanma denklemindeki herhangi bir molar/hacimsel karışım oranı için aşağıdaki şekilde gerçekleşmektedir. Burada, öncelikle, stokiometrik kimyasal yanma denkleminde; benzinin mol sayısı/hacmi (a) ve CNG'nin mol sayısı/hacmi (b) olarak alınmış ve genel olarak hesaplamalar yapılmıştır.

$$a.C_8H_{18} + b.CH_4 + (12,5.a + 2.b)(O_2 + 3,762.N_2)$$
$$\rightarrow (8.a + b).CO_2 + (9.a + 2.b)H_2O + \left[\left(3,762 \times 12,5.a\right) + (3,762 \times 2.b)\right].N_2 \quad (3.1)$$

Benzin-CNG karışımının stokiometrik yanması durumunda silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerin hacimsel ve kütlesel miktarları aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır ve Tablo 3.4'de listelenmiştir.

<u>Hacimsel oran hesabı:</u>

Benzin-CNG karışımının stokiometrik kimyasal yanma denklemindeki giren ve çıkan bileşenlerin toplam mol sayısı/hacmi aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$V_{\text{giren}} = \text{a+b+(12,5.a+2.b)+}\left[3,762 \times \left(12,5.\text{a+2.b}\right)\right] = 60,525.\text{a} + 10,524.\text{b}\left[mol\right]$$
$$V_{\text{çıkan}} = \left(8.\text{a} + \text{b}\right) + \left(9.\text{a} + 2.\text{b}\right) + \left[\left(3,762 \times 12,5.\text{a}\right) + \left(3,762 \times 2.\text{b}\right)\right] = 64,024.\text{a} + 10,524.\text{b}\ \left[mol\right] \quad (3.2)$$

Bu stokiometrik kimyasal yanma denkleminde, giren bileşenlerin molar/hacimsel yüzdeleri aşağıda hesaplanmıştır. Bu hesaplamada; giren bileşenin mol sayısı/hacmi, toplam mol sayısına/hacmine oranlanmıştır. Giren bileşenlerin molar/hacimsel yüzdeleri toplamı 1 (bir) olmaktadır.

Girenler:

$$\%_{\text{hacimsel}}\,C_8H_{18} = \frac{\text{a}}{\left(60,525.\text{a} + 10,524.\text{b}\right)} = \text{X}$$
$$\%_{\text{hacimsel}}\,CH_4 = \frac{\text{b}}{\left(60,525.\text{a} + 10,524.\text{b}\right)} = \text{Y}$$
$$\%_{\text{hacimsel}}\,O_2 = \frac{\left(12,5.\text{a} + 2.\text{b}\right)}{\left(60,525.\text{a} + 10,524.\text{b}\right)} = \text{Z}$$
$$\%_{\text{hacimsel}}\,N_2 = \frac{\left[3,762 \times \left(12,5.\text{a} + 2.\text{b}\right)\right]}{\left(60,525.\text{a} + 10,524.\text{b}\right)} = \text{T}$$
$$\text{X} + \text{Y} + \text{Z} + \text{T} = 1$$

Çıkanlar:

$$\%_{\text{hacimsel}}\,CO_2 = \frac{\text{8.a+b}}{\left(64,024.\text{a} + 10,524.\text{b}\right)} = \text{U}$$
$$\%_{\text{hacimsel}}\,H_2O = \frac{\text{9.a+2.b}}{\left(64,024.\text{a} + 10,524.\text{b}\right)} = \text{V}$$
$$\%_{\text{hacimsel}}\,N_2 = \frac{\left[3,762 \times \left(12,5.\text{a} + 2.\text{b}\right)\right]}{\left(64,024.\text{a} + 10,524.\text{b}\right)} = \text{W}$$
$$\text{U} + \text{V} + \text{W} = 1$$

(3.3)

Kütlesel oran hesabı:

Benzin-CNG karışımının stokiometrik kimyasal yanma denklemindeki giren ve çıkan bileşenlerin toplam kütleleri aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

Giren bileşenlerin her birinin katsayıları yani mol sayıları o bileşenin mol kütlesi ile çarpılır ve toplanırsa reaksiyona giren toplam kütle elde edilir.

$$m_{Toplam} = (a.114) + (b.16) + \left[(12,5.a + 2.b) \times 32\right] + \left\{\left[3,762 \times (12,5.a + 2.b)\right] \times 28\right\}[kg] \quad (3.4)$$

Bu stokiometrik kimyasal yanma denkleminde, giren bileşenlerin kütlesel yüzdeleri aşağıda hesaplanmıştır. Bu hesaplamada; giren bileşenin kütlesi, toplam kütleye oranlanmıştır. Giren bileşenlerin kütlesel yüzdeleri toplamı 1 (bir) olmaktadır.

$$\%_{kütlesel} C_8H_{18} = \frac{a.114}{m_{Toplam}} = K$$

$$\%_{kütlesel} CH_4 = \frac{b.16}{m_{Toplam}} = L$$

$$\%_{kütlesel} O_2 = \frac{(12,5.a + 2.b) \times 32}{m_{Toplam}} = M \quad (3.5)$$

$$\%_{kütlesel} N_2 = \frac{\left[3,762 \times (12,5.a + 2.b)\right] \times 28}{m_{Toplam}} = N$$

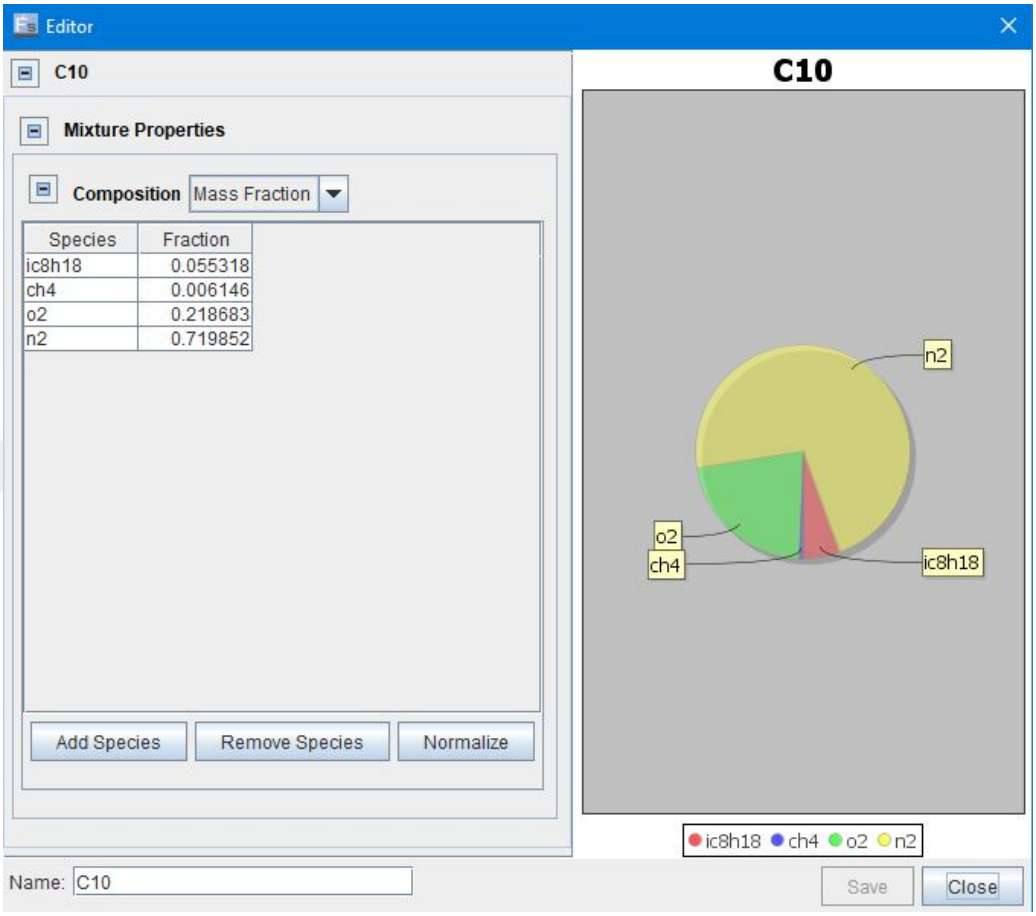
$$K + L + M + N = 1$$

Bu hesaplamalardan elde edilen tüm değerler Tablo 3.4'de listelenmiş ve C10 yakıtına ait hesaplama detayları ekler bölümünde paylaşılmıştır.

Tablo 3.4. Benzin-CNG karışımı için silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerinin kütle ve hacim değerleri

		Girenler				Çıkanlar			
		C_8H_{18}	CH_4	O_2	N_2	CO_2	H_2O	N_2	Enerji (j)
El Hesabı	C20 (cm^3)	4,220	7,520	67,840	255,230	39,560	50,810	244,420	1014,78
	C10 (cm^3)	4,860	3,840	68,480	257,630	40,680	48,970	245,170	1021,33
	C5 (cm^3)	5,190	1,940	68,810	258,870	41,250	48,020	245,540	1024,72
	C20 (g)	0,018	0,005	0,081	0,268	0,065	0,034	0,257	1014,78
	C10 (g)	0,021	0,002	0,082	0,270	0,067	0,033	0,257	1021,33
	C5 (g)	0,022	0,001	0,083	0,272	0,068	0,032	0,258	1024,72

Yapılan bu hesaplamalar kullanılarak emme manifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. CNG10 için emme manifoldundan giren hava-yakıt içindeki her bir bileşenin kütlesel oranlarının tanımlandığı HAD modeli arayüzü

Tablo 3.5'de %5-10-20 CNG ilavesi için kimyasal denklemden elde edilen katsayılar verilmiştir.

Tablo 3.5. Kimyasal denklemlerden elde edilen katsayılar

		KATSAYILAR						
		Girenler				Çıkanlar		
		C_8H_{18}	CH_4	O_2	N_2	CO_2	H_2O	N_2
El Hesabı	C20 (Kütlesel)	0,36	0,64	5,78	21,73	3,52	4,52	21,73
	C10 (Kütlesel)	0,56	0,44	7,86	29,57	4,91	5,91	29,57
	C5 (Kütlesel)	0,73	0,27	9,64	36,25	6,09	7,09	36,25

Sonuç olarak bu bölümde tez kapsamında incelenen yakıt türlerine ait hacimsel, kütlesel miktarlar ve katsayılar hesaplanmıştır. Tablo 3.6'da tüm yakıtlar için hacimsel ve kütlesel miktarlar verilmiştir.

Tablo 3.6. Tüm yakıtlar için kütlesel ve hacimsel miktarları

		Girenler				Çıkanlar			
		C_8H_{18}	CH_4	O_2	N_2	CO_2	H_2O	N_2	Enerji (J)
El Hesabı	G100 (g)	0,0000	0,0000	0,0829	0,2730	0,0690	0,0318	0,2581	1028,19
	G100 (cm^3)	5,5300	0,0000	69,1500	260,1400	41,8300	47,0600	245,9200	
	C100 (g)	0,0000	0,0191	0,0763	0,2512	0,0525	0,0429	0,2512	971,479
	C100 (cm^3)	0,0000	31,8100	63,6300	239,3800	31,8100	63,6300	239,3800	
	C20 (cm^3)	4,2200	7,5200	67,8400	255,2300	39,5600	50,8100	244,4200	1014,78
	C10(cm^3)	4,8600	3,8400	68,4800	257,6300	40,6800	48,9700	245,1700	1021,33
	C5 (cm^3)	5,1900	1,9400	68,8100	258,8700	41,2500	48,0200	245,5400	1024,72
	C20 (g)	0,0180	0,0045	0,0813	0,2679	0,0652	0,0343	0,2565	1014,78
	C10 (g)	0,0208	0,0023	0,0821	0,2704	0,0671	0,0331	0,2573	1021,33
	C5 (g)	0,0222	0,0012	0,0825	0,2717	0,0680	0,0324	0,2577	1024,72

4. SİLİNDİR-İÇİ YANMA HAD MODELİ

Silindir-içi yanma 3B HAD analizi yapabilen yazılımlar giderek gelişmektedir ve bunlardan öne çıkanlar aşağıda listelenmiştir.

1) Ansys-Forte
2) AVL-Fire
3) Star-CD/es-ICE
4) Converge
5) KIVA-4
6) Ricardo

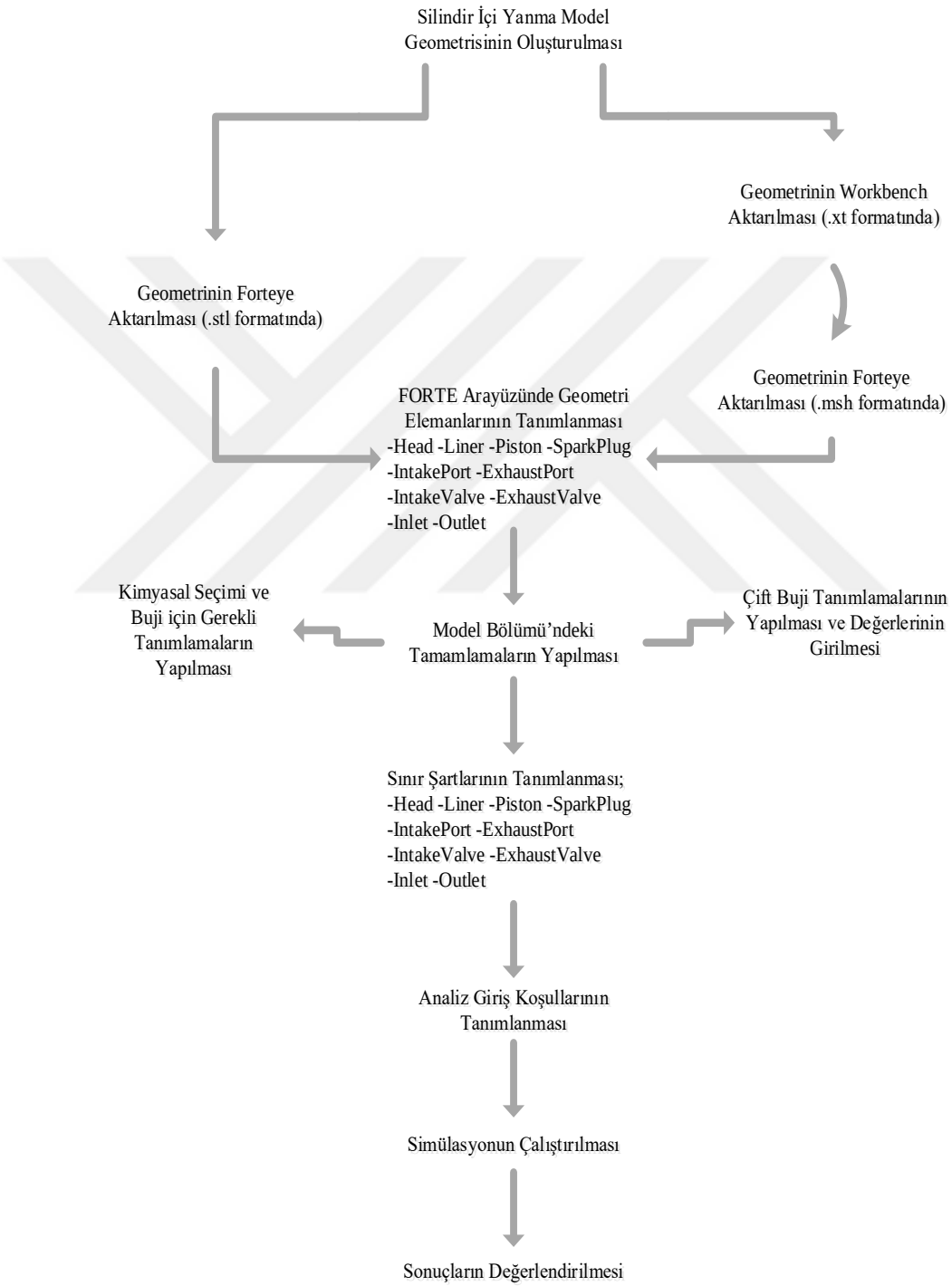
Bu tez kapsamında Ansys-Forte v19.0 yazılımı kullanılmıştır. Piyasada kullanımları olan bu yazılımların her birinin diğerlerine göre avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır. Bir yazılımın ara yüzü karmaşık iken diğer bir yazılımın çözüm kısmı karmaşık olabilmektedir. Bu tez kapsamında kullanılan Ansys-Forte yazılımı değerlendirilir ise; ara yüz anlamında diğer birçok yazılımdan daha sade olmasına rağmen içerik anlamında birçok karmaşık adımdan oluşmaktadır.

HAD modelinin oluşturulmasının detaylarından önce aşağıdaki paragrafta önemli bir husus açıklanmıştır.

Bu yazılımların doğru ve etkin kullanımı için hem motor hem de modelleme hakkında geniş çaplı teorik bilgi ve tecrübe gerektirmektedir. Ancak yeterli teorik bilgiye sahip olmak da bu yazılımların kullanımı aşamasında tam anlamıyla yeterli olamamaktadır. Çünkü; teorik olarak hesaplanmış sayısal değerler ve veriler, hala gelişime devam eden yazılımların ara yüzlerinde yeterli açıklıkta verilmemiştir. Silindir-içi yanmanın 3B HAD modelinin oluşturulması, analizinin yapılması ve sonuçların okunması şeklindeki tüm ana aşamalar birçok alt aşamayı içeren girişimli karmaşık tanımlamalar yapmayı gerektirmektedir. Bu sebeple, teorik bilgi yanında özellikle modelleme ve yazılım hakkında birikimli bilgi ve tecrübeye de sahip olmak da önem arz etmektedir. Örneğin; bir silindir-içi yanma modeli oluşturulmuş olsa dahi çözüm aşamasında alınan herhangi bir hata veya uyarı karşısında izlenebilecek yolların tahmin edilip çözüme ulaşmada bu tecrübeler önem taşımaktadır. Bu yazılımların kullanımında teorik bilgi ve tecrübelerin dışında önem arz eden diğer bir unsur ise

yazılımların ara yüzlerinin nasıl çalıştığı konusunun iyi bilinmesidir. Bu yazılımların arayüzleri hala gelişime açıktır ve yazılımların el kitapları yeterli açıklıkta değildir.

Silindir-içi yanma 3B HAD modelinin oluşturulması için Ansys-Forte yazılımında takip edilen adımlar genel olarak Şekil 4.1'de gösterilmiş ve temel adımlar detaylı olarak açıklanmıştır.



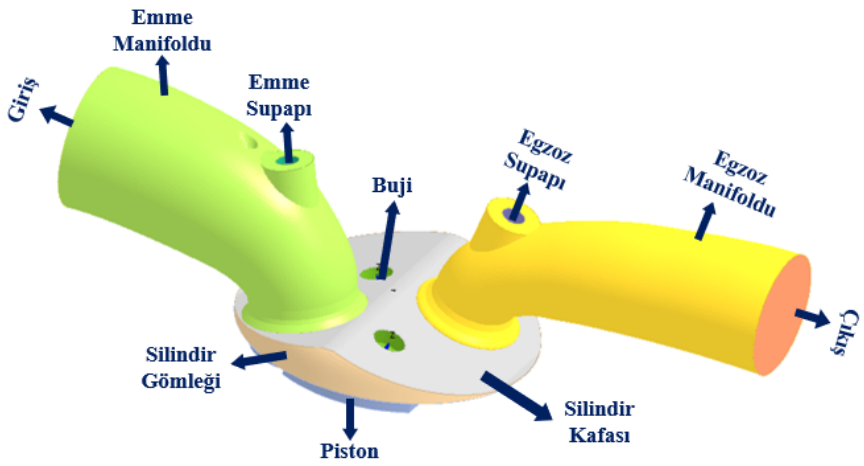
Şekil 4.1. Silindir içi yanma 3B HAD modeli oluşturma şeması.

4.1.Silindir-içi Yanma Model Geometrisinin Oluşturulması

Silindir-içi yanma 3B HAD modeli için, öncelikle model bölgesini içeren tüm geometrinin 3B çizimi yapılır. Model bölgesi, Şekil 4.2'de gösterildiği ve aşağıda listelendiği gibi, emme manifoldu girişinden egzoz manifoldu çıkışına kadar yanma bölgesini içeren tüm parçaları içermektedir.

1) Piston (Piston)
2) Silindir gömleği (Liner)
3) Silindir kafası (Head)
4) Buji 1-2 (Spark 1-2)
5) Emme supabı (Intake valve)
6) Egzoz supabı (Exhaust valve)
7) Emme manifoldu (Intake port)
8) Egzoz manifoldu (Exhaust port)

HAD modeli geometrisinin oluşturulması için Yontar [Yontar-2016] tarafından incelenen Honda L13A4 i-DSI motorunun ilgili tüm parçaları CMM (Coordinate Measuring Machine) cihazı ile taranmış ve katı modelleri oluşturulmuştur. Bu tez çalışmasında Yontar tarafından sağlanan bu geometrik ölçüler kullanılarak HAD model geometrisi SolidWorks yazılımda çizilmiştir. Yine bu tez kapsamında kullanılan HAD analiz yazılımı olan Ansys-Forte v19.0'a geometrinin aktarılması için gerekli modifikasyonlar yapılmıştır.

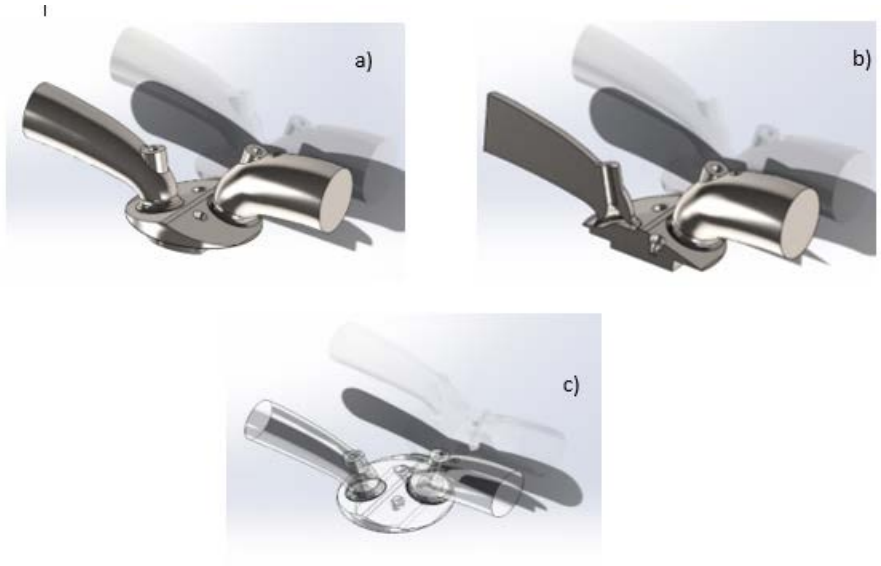


Şekil 4.2. 3-Boyutlu silindir içi yanma model geometrisi ve elemanları

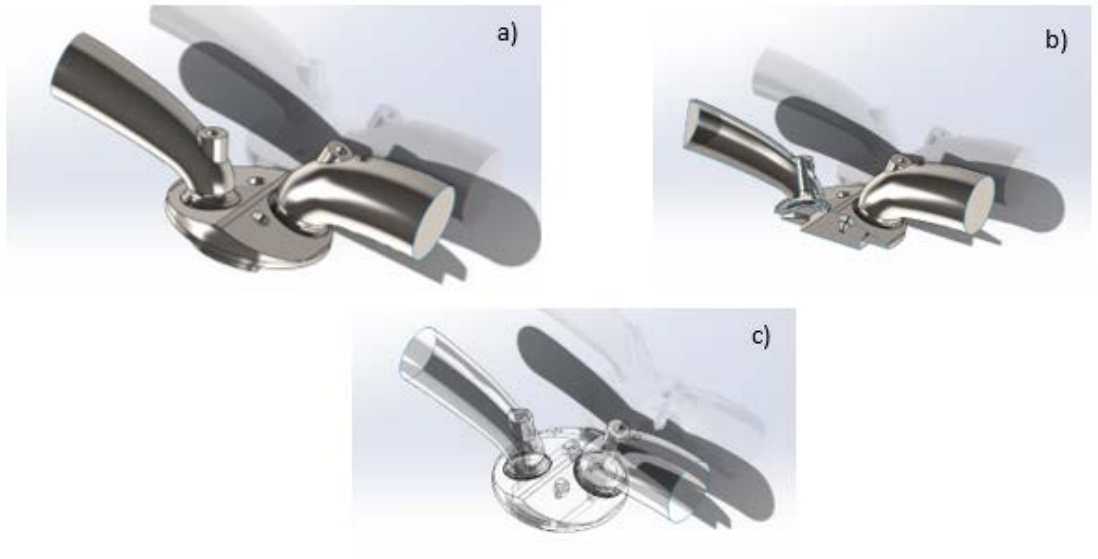
SolidWorks yazılımında çizim aşamasında farklı yöntemler izlenebilmektedir. Bu yöntemlerden ilki bütün geometrik elemanların tek bir çizim içerisinde bulanacak şekilde oluşturulmasıdır. Bu çizim yönteminde silindir kafasının merkez noktası, geometri merkezi olacak şekilde tanımlanır. Sonrasında ise diğer bütün elemanların tek bir çizim dosyasında olacak şekilde oluşturulur. Diğer bir geometri oluşturma yöntemi ise bütün model parçaları ayrı dosyalar halinde hazırlanıp sonrasında montaj yapılarak bir araya getirilmesi ile de geometri oluşturulabilir. Tez kapsamında, geometri tek bir çizim dosyasında oluşturulmuştur. HAD analizinin yapılacağı Ansys-Forte yazılımındaki tanımlamalar gereği geometri, silindirin ÜÖN'daki pozisyonunda oluşturulmuştur.

HAD model bölgesi oluşturulurken HAD yazılımına aktarıma uygun olarak öncelikle akışkan hacimlerinin olduğu bölgelerin çizimi yapılmıştır. Ayrıca, HAD yazılımına aktarım için akışkan hacmini çevreleyen tüm yüzeyler de kabuk olarak çıkarılmıştır.

Oluşturulan akışkan hacmi modeli ve kabuk modeli aşağıdaki Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de gösterilmiştir. SolidWorks yazılımında oluşturulan geometri Ansys-Forte yazılımına aktarılmak üzere parasolid (*.x_t) formatında kaydedilmiştir.



Şekil 4.3. 3-Boyutlu silindir içi yanma geometrisi hacmi



Şekil 4.4. 3-Boyutlu silindir-içi yanma geometrisi kabuk modeli

4.2. Silindir-içi Yanma HAD Modelinin Oluşturulması

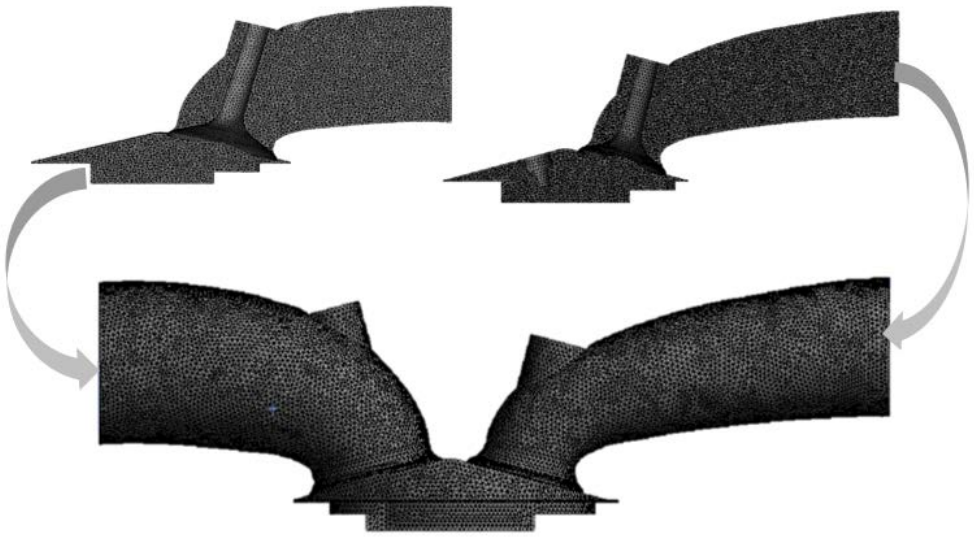
Bu bölümde silindir-içi yanma 3B HAD modelinin oluşturulması Ansys-Forte v19.0 yazılımına yönelik olarak anlatılmıştır.

İlk olarak, SolidWorks yazılımında parasolid (*.x_t) formatında kaydedilen geometri Ansys-Workbench arayüzüne aktarılır.

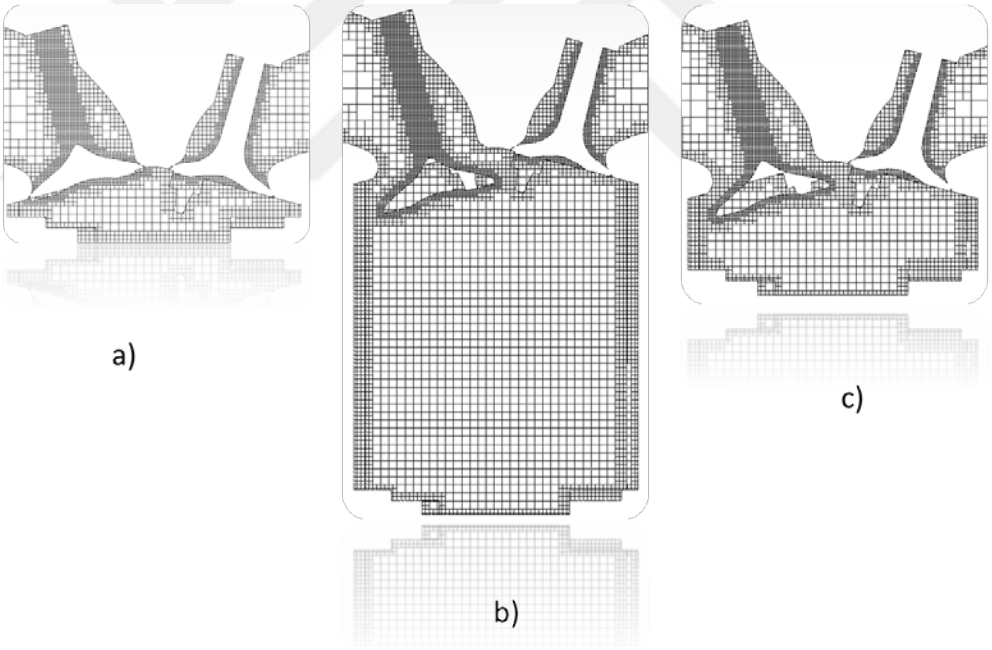
4.2.1. Ansys-Workbench Arayüzünde Mesh Oluşturma

Silindir-içi yanma HAD modelinin oluşturulması için mesh oluşturma işlemi, Ansys yazılımında Ansys-Workbench arayüzünde veya Anysy-Forte arayüzünde yapılabilmektedir. Bu tez çalışmasında, mesh oluşturma Ansys-Workbench arayüzünde yapılmıştır ki bu arayüzde daha düzgün ve kontrollü mesh yapılabildiği tecrübe edilmiştir. Mesh aşamasında ise tüm geometriye "Body Sizing" tanımlanarak element size değeri olarak ise 0,1mm-1mm değerleri tanımlanmıştır. Bu durumda, model geometrisinde piston ÜÖN'da iken 1618300 adet nodes (düğüm noktası) ve 1162722 adet element oluşmuştur. Bu mesh tanımlama değerleri için bazı denemeler yapılmış ve tüm model bölgesi dikkate alınarak oluşan mesh gözden geçirilmiş ve mesh en-boy oranları da (aspect ratio) göz önünde bulundurularak bu element size değerlerinin kullanılmasına karar verilmiştir. Oluşturulan mesh görünümleri Şekil 4.5'de gösterilmiştir. Ayrıca, farklı krank açılarında oluşan mesh görünümleri de Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

Bu kısımda oluşturulan mesh dosyası (*.msh) formatında kaydedilmiştir ki bu mesh dosyası Ansys-Forte arayüzünde okunacaktır.



Şekil 4.5. Ansys-Workbench arayüzünde oluşturulan mesh görünümleri



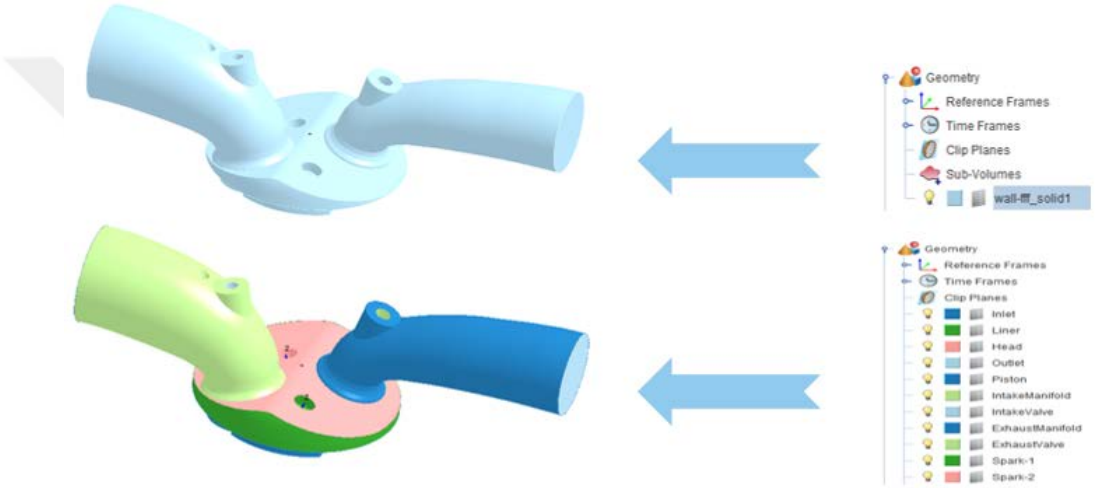
Şekil 4.6. Farklı krank açılarındaki mesh görünümleri

a) 360 KMA mesh yapısı, b) 500 KMA mesh yapısı, c) 405 KMA mesh yapısı

4.2.2. Geometri İsimlendirmeleri ve Adaptif Mesh Tanımları

Ansys-Workbench arayüzünde oluşturulan mesh Ansys-Forte arayüzüne aktarılır. Bu arayüze aktarılan geometri tek bir parça halindedir ve bu aşamada model bölgesini oluşturan tüm hacimlerin ve yüzeylerin isim tanımlamaları yapılır. Burada gerçekleştirilen işlem, bir bütün olarak aktarılan geometrinin parçalara bölünerek Şekil 4.2'de gösterilen ve Bölüm 4.1'de listelenen tanımlamaların yapılmasıdır.

Aşağıdaki Şekil 4.7'de tanımlama işleminden önceki ve sonraki durum Ansys-Forte arayüzünde gösterilmiştir.

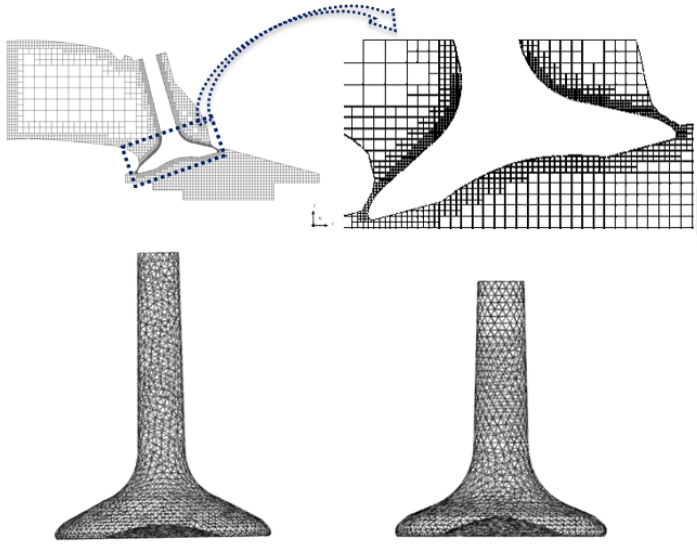


Şekil 4.7. Ansys-Forte arayüzünde yapılan hacim ve yüzey tanımları

Bu aşamadan sonra, Ansys-Forte, mesh düzenlemeleri bölümündeki tanımlamalar yapılarak otomatik mesh oluşturma (AMG -Automatic Mesh Generation) yardımı ile mesh oluşturma işlemi gerçekleştirilir. Mesh düzeltmesi sekmesinde birçok seçenek mevcuttur. Bunlardan bazıları; nokta, çizgi, yüzey, hacim düzeltmeleri vb. komutlardır. Gerekli görülen bölgelerdeki düzeltmeler geometriye uygun olarak tanımlanır.

Ardından, AMG ile oluşturulan mesh yapısı gözden geçirilerek daha sık mesh gerektiren bölgelerde yeniden mesh oluşturulur. Ayrıca, çözüm esnasında hız, sıcaklık ve basınç gibi akış özelliklerinin gradyanlarının yüksek olduğu bölgelerde daha hassas çözüm elde edilebilmesi için bu bölgelerde çözüme göre dinamik olarak değişen daha sık mesh kullanımı tercih edilmiştir. Bu amaçla, Ansys-Forte arayüzünde adaptif mesh

yapısı (SAM-Solution Adaptive Mesh) kullanılmıştır. Adaptif mesh için; duvarlarda, giriş-çıkış bölgelerinde, supaplarda "size fraction" değeri 1/4-1/8 tanımlanmıştır. Supaplarda 1/8 şeklinde daha düşük değerin tanımlanmasının sebebi, supap oturma (valve seat) bölgesindeki boşluk değerinin çok küçük (0,1 mm) olması nedeni ile supap bölgesinde daha ince mesh oluşturulmaya çalışılmıştır. Şekil 4.8'de supapların genel ve kesit mesh yapısı gösterilmiştir. Ayrıca, "SAM-Temperature, SAM-Velocity" tanımlamaları ile de piston içerisindeki akışkanın hızına ve sıcaklığına bağlı olarak sürekli yeni mesh yapıları oluşturulması sağlanmıştır. Adaptif mesh yapısı bütün simülasyon aralığında aktif olacak şekilde tanımlanmıştır. Ancak SAM-Temperature düzeltmesi yalnızca yanmanın olduğu 700KMA-800KMA arasında tanımlanmıştır. Ateşleme sonrası silindir içi sıcaklık artışları daha fazla olduğundan dolayı bu aralıkta daha hassas ve doğru bir mesh yapısı sağlanmaya çalışılmıştır. Tablo 4.1'de tanımlanan adaptif mesh parametreleri listelenmiştir.



Şekil 4.8. Supapların genel ve kesit görünümdeki mesh yapısı

Tablo 4.1. Tanımlanan adaptif mesh parametreleri

Düzeltme Uygulanacak Geometri Elemanları	Mesh Düzeltme Oranı	Mesh Katmanı	Düzeltme Uygulanacak Açı Değerleri
- ExhaustPort, IntakePort - Head, Liner, Piston, Spark	1/4	1	320 CA - 1080 CA
- Inlet, Outlet	1/4	2	320 CA - 1080 CA
- IntakeValve, ExhaustValve	1/8	2	320 CA - 1080 CA
SAM-Velocity	1/2	-	320 CA - 1080 CA
SAM-Temperature	1/4	-	700 CA - 800 CA

4.2.3. HAD Modeli Tanımlamaları

Bu bölümde, Şekil 4.9'da gösterilen yazılımın "Models" arayüzünde yapılan HAD modeli tanımlamaları belirtilmiştir. Bu tanımlamalar kimyasal seçimi, türbülans modeli seçimi, sprey modeli seçimi ve buji ateşlemesi seçimi olarak listelenmiştir.

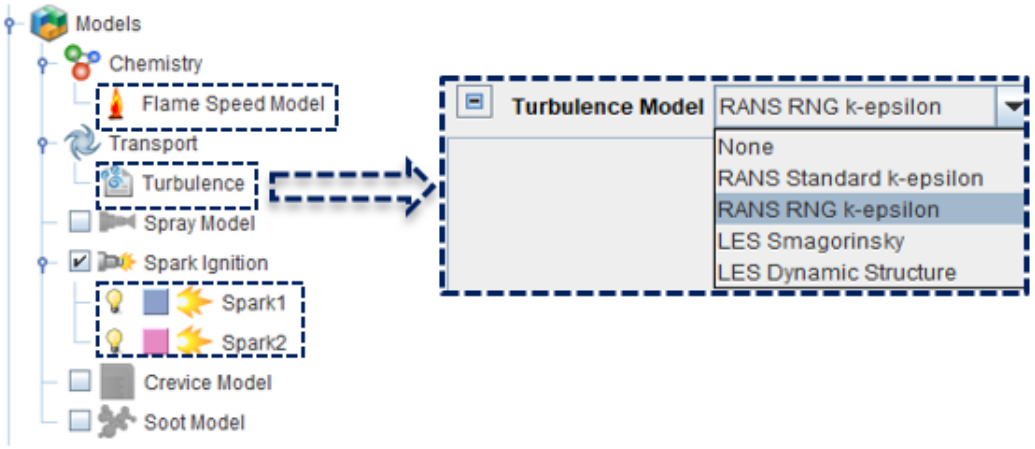
Kimyasal seçimi kısmında yanma modelinde kullanılacak yakıt türü seçilmektedir. Seçilebilecek yakıt türlerine örnek olarak; benzin, doğalgaz, LPG vb. gibi yakıtlar tanımlanabilmektedir. Kimyasal olarak, yazılımın kütüphanesinde tanımlı olan ve benzinin bir türü olan "Gasoline_1comp_59sp" seçilmiştir.

Bu arayüzde ayrıca yanma hızı modeli tanımlanmaktadır. Üç ayrı yanma hızı model seçimi yapılabilmekte olup bunlar; Power Law, Table Lookup, Table Library olarak ayrılmaktadır. Yanma hızı modeli olarak ise Table Library seçilerek kimyasal formül "ic8h18" seçilmiştir.

Sprey model ve buji ateşleme kısımlarında sıkıştırma veya kıvılcım ateşleme seçimleri yapılabilmektedir. Bu tez çalışmasında buji ateşleme kısmı etkinleştirilerek gerekli tanımlamalar yapılmıştır. Buji ateşleme kısmında birden fazla buji tanımlaması yapılabilmektedir. Modellenen motorda her bir silindirde çift buji bulunduğundan iki adet buji tanımlaması yapılmıştır. Buji ateşleme tanımlanması üç önemli adımdan oluşmaktadır. İlki alev küresinin oluşacağı koordinatı tanımlamaktır. İkincisi bujilerin hangi KMA'ında ne kadar süre boyunca ateşleme yapacağının tanımlanmasıdır. Son olarak da başlangıçta oluşacak olan alev yarıçapının tanımlanması adımıdır. Yapılan buji tanımlamaları Tablo 4.2'de listelenmiştir.

Bu arayüzde yanma model tanımlaması da yapılmaktadır. Yanma modeli olarak "G-Equations" yanma modeli kullanılmıştır ki yazılımdaki hali hazırda bir yanma modeli bulunmaktadır.

Bu arayüzde son olarak türbülans model seçimi yapılmaktadır. Bu kısımda dört farklı türbülans model seçeneği bulunmaktadır. Bunlar; "RANS Standart k-epsilon", "RANS RNG k-epsilon", "LES Smagorinsky", "LES Dynamic Structure"dır. Tez çalışmasında "RANS RNG k-epsilon" türbülans modeli kullanılmıştır. Şekil 4.9'da tanılamaların yapıldığı arayüz görülmektedir. Çalışma kapsamında türbülans modelleri iki grupta incelenmiştir. Bunlar RANS ve LES gruplarıdır. Belirtilen iki grup ortak çözdüğü denklemlerin yanı sıra aralarında farklılıklarda bulunmaktadır. RANS (Reynold Averaged Navier Stokes) grubu için; eşit olarak ayarlanmış koşullar altında birçok akış alanının ortalamasını yakalamayı amaçlayan Reynolds Ortalama Navier Stokes yaklaşımıdır. LES (Large-Eddy Simulation) grubu ise; akışların topluluk ortalaması yerine bireysel akışları inceleyen "Büyük Girdap Simülasyonu" yaklaşımıdır.



Şekil 4.9. HAD modeli tanımlamaları arayüzü

Tablo 4.2. Buji ateşleme zamanları, süreleri ve başlangıç alev yarıçapları

	Ateşleme Başlangıcı (KMA)	Ateşlemenin Yapılacağı Süre (Duration) (KMA)	Başlangıç Alev Yarıçapı (mm)
Buji-1	690	10	0.1
Buji-2	695	10	0.1

4.2.4. Sınır Şartı Tanımlanmaları

Bu bölümde sınır şartı tanımlamaları yapılmaktadır. HAD model bölgesini çevreleyen 11 yüzey (Şekil 4.2 ve Şekil 4.7) ve tanımlanan basınç/sıcaklık sınır şartları Tablo 4.3'de listelenmiştir. Giriş ve çıkış sınır şartları test motorundan elde edilmiştir. [40,45]

Tablo 4.3. HAD model bölgesini çevreleyen yüzeyler ve tanımlanan basınç/sıcaklık sınır şartları

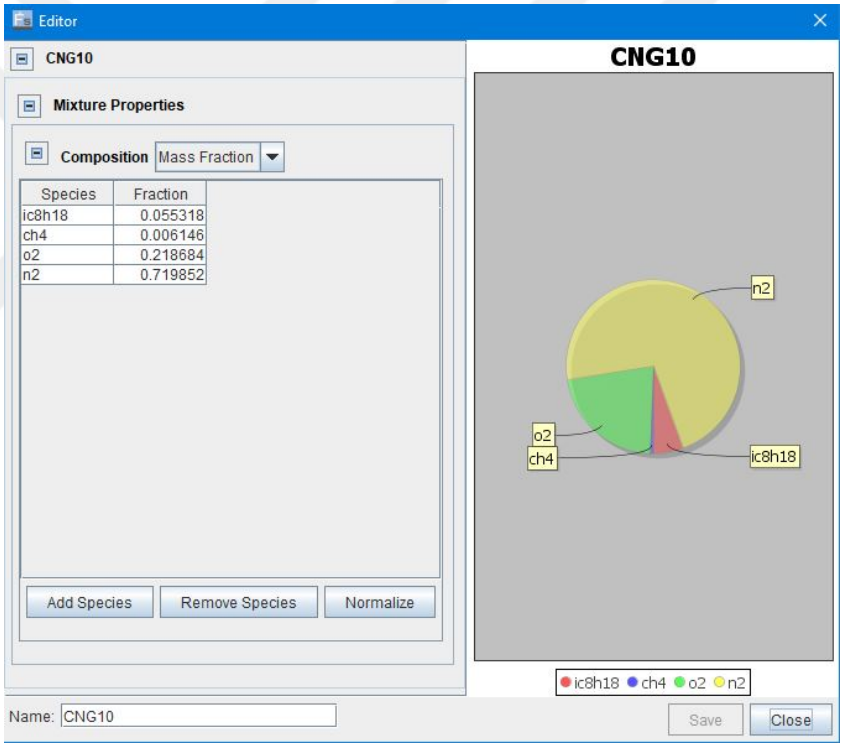
SINIR ŞARTLARI			
	Tür	Basınç (Pa)	Sıcaklık (K)
Giriş	Toplam Basınç	95000	305
Çıkış	Toplam Basınç	95000	-
Piston	-	-	500
Emme Manifoldu	-	-	323
Egzoz Manifoldu	-	-	490
Silindir Gömleği	-	-	540
Silindir Kafası	-	-	550
Emme Supapı	-	-	312
Egzoz Supapı	-	-	506
Buji	-	-	600

Emme manifoldunun girişinde sıcaklık yanında ayrıca giren hava-yakıt karışımının bileşenleri ve kütlesel oranları tanımlanmaktadır. Bu kısımda tanımlanan akışkana "inlet_fluid" ismi verilmiştir. Kütlesel oranların hesabı Bölüm 3'de detaylı olarak yapılmıştır ve özet olarak aşağıdaki Tablo 4.4'de incelemesi yapılan 5 yakıt için (G100, C100, C20, C10, C5) verilmiştir. Bu oranların tanımlandığı arayüz aşağıda Şekil 4.10'da C10 için gösterilmiştir. Arayüzde girilen kütlesel oranların yazılım içinde kontrolü 'Composition Calculation Utility' aracı ile yapılmıştır. Bu araç istenilen oranlarda farklı yakıtların karışımını sağlayarak bu karışım için gerekli hava miktarını da hesaplamaktadır. Composition Calculation Utility aracı ile yakıt derişimi hesaplattırıldıktan sonra boundary conditions kısmında giriş yakıtı tanımlanmıştır. Bu tanımlama arayüzü C10 yakıtı için Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Giriş akışkanının tanımlanması aşamasında diğer bir önemli nokta ise yakıtın emme manifoldundan ön

karışım olarak tanımlanmasıdır. Ancak test motorunda benzin ve CNG yakıtları supap arkasından giriş havasına püskürtülme işlemi ile yapılmaktadır. Yakıt tanımlama farklılığından kaynaklı yöntemler arasında değişkenlikler görülebilmektedir.

Tablo 4.4. Emme manifoldu girişinde tanımlanan hava-yakıt karışımının bileşenleri ve kütlesel oranları

	C_8H_{18}	CH_4	O_2	N_2	Toplam
G100	0,062271262	0	0,218495657	0,71923308	1,0000000
C100	0	0,055044862	0,220179446	0,724775692	1,0000000
C20	0,048542433	0,012135638	0,218866879	0,72045505	1,0000000
C10	0,055318173	0,006146203	0,218683666	0,719851958	1,0000000
C5	0,058771703	0,003093446	0,218590284	0,719544567	1,0000000



Şekil 4.10. Emme manifoldu girişinde hava-yakıt karışımının bileşenlerinin ve kütlesel oranlarının tanımlandığı arayüz (C10 için)

Piston yüzey sıcaklığının tanımlaması yanında motor çevrimi boyunca hareket eden piston hareketinin de tanımlaması bu bölümde yapılmaktadır Bu amaçla yazılım arayüzündeki "Motion Type" kısmı "Slinder Crank" olarak seçerek silindire ait "Stroke Mesafesi: 80 mm ve Biyel kolu uzunluğu: 149 mm" değerleri tanımlanmıştır.

Emme ve egzoz subapları da piston ile senkron olarak hareket etmektedir. Arayüzdeki "Motion Type" kısmı "Offset Table" seçilerek emme ve egzoz supaplarının hareket profilleri tanımlanmaktadır. Emme ve egzoz supaplarının hareket profillerinin hesaplamaları ise krank dairesinin hareketine göre yapılmaktadır [Yontar 2016]. Bu kısımda tanımlanan diğer önemli bir parametre ise supapların açılıp kapanma zamanlarıdır. Bu tanımlamalar Tablo 4.5'de listelenmiştir.

Tablo 4.5. Simülasyon aralığı, supapların açılma-kapanma zamanları ve ateşleme zamanları

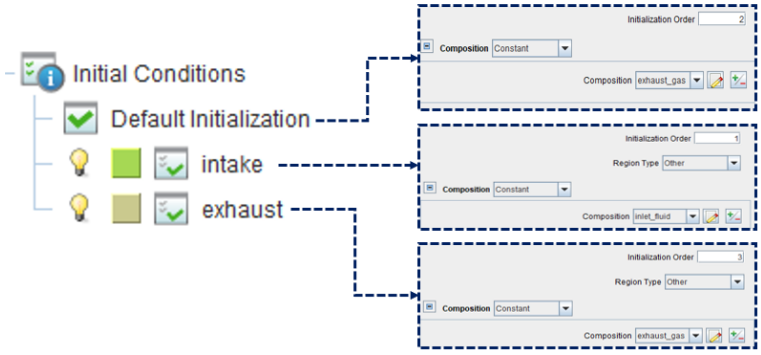
	Başlangıç (KMA)	Bitiş (KMA)
Simülasyon Aralığı	320	1080
Çevrim Aralğı	360	1080
Emme Supap Açıklığı	343	598
Egzoz Supap Açıklığı	858	348
Ateşleme Zamanları	690-695	

4.2.5. Başlangıç Şartlarının Tanımlanması

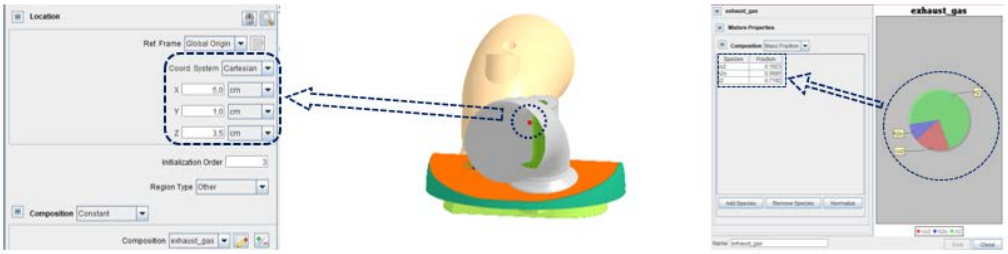
HAD analizi için iterasyonların başlangıcında tüm akış hacmindeki akış özelliklerinin tahmini başlangıç değerleri olarak tanımlaması yapılır. Yazılımda başlangıç değerlerinin tanımlandığı arayüz Şekil 4.11'de gösterilmiştir.

Başlangıç değerlerinin tanımlanması için ilk olarak varsayılan ayarlar bölümünde çıkış gazları için tahmini bir karışım oranı tanımlanmaktadır ki bu karışım oranları için Bölüm 3'de hesaplanan stokiometrik yanmaya karşılık gelen değerler kullanılmıştır. Bu karışım oranları "çıkış gazı (exhaust_gas)" için yapılmıştır ve bu değerlerin başlangıçta olacağı koordinat tanımlaması da yapılmıştır (Şekil 4.12).

Ayrıca çıkışta “sıcaklık: 950K ve basınç:95000 Pa” olarak tanımlanmıştır ve tüm akışkan hacmindeki başlangıç değerleri olarak bu değerler kullanılmıştır.



Şekil 4.11. Başlangıç değerlerinin tanımlandığı arayüz



Şekil 4.12. Egzoz çıkışı için başlangıç karışım oranları ve koordinatları

4.2.6. Simülasyon Ayarlarının Tanımlanması ve Sonuçların Yazdırılması

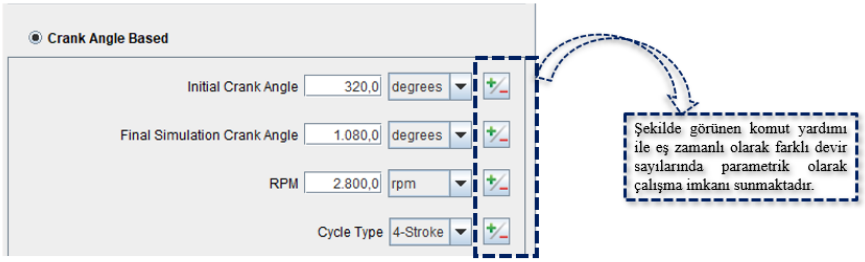
Bu bölümlerde analizin çalıştırılacağı motor çevrimi aralığı yani KMA aralığı, motor devir sayısı, çözümde kullanılacak zaman adımı, kimyasal çözücü gibi tanımlamalar yapılmaktadır. Bu tanımlamaların yapıldığı arayüz Şekil 4.13'de gösterilmiştir.

İncelenen motor 4 zamanlı bir motordur ve bu tanımlama yapılmıştır. Motor çevrimi 360-1080 KMA aralığında gerçekleşmektedir. Simülasyon aralığı olarak ise; başlangıçta gelişmiş akış şartlarının oluşması için simülasyon 320 KMA'ndan başlatılmıştır ve 1080 KMA'nda tamamlanmıştır. Motor devir sayısı olarak 2800 d/dk tanımlanmıştır. Şekil 4.14'de motor çevrim zamanları gösterilmiştir.

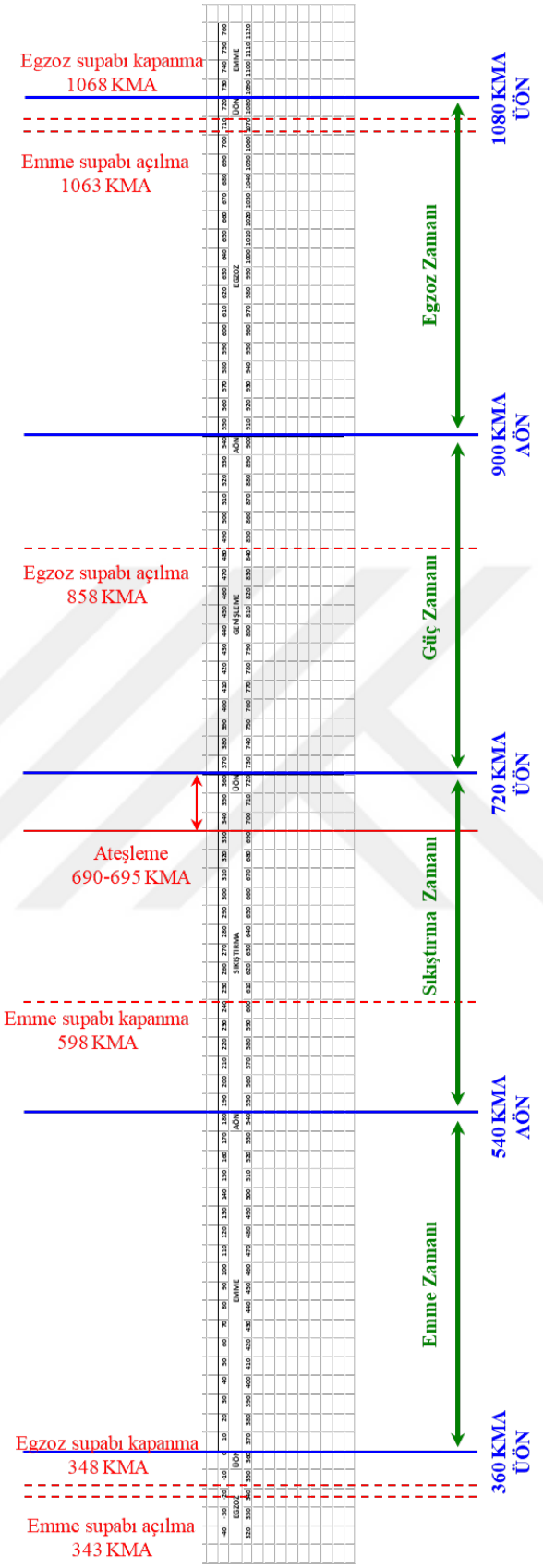
Zamana bağlı olarak yapılan çözümlerde, başlangıç ve maksimum zaman adımları tanımlanırken oluşturulan mesh düzeltmeleri göz önünde bulundurularak "Başlangıç zaman adımı 5E-5" ve "Maksimum zaman adımı 1E-5" olacak şekilde ayarlanmıştır. Ancak bu değerler mesh yoğunluğunun artırılması veya azaltılması durumlarına göre değişkenlik gösterebilmektedir.

Diğer bir bölüm olarak Kimyasal Çözücü kısmında daha önceden tanımlanan kimyasalların hangi KMA'nda aktif olarak çalışacağı tanımlanmıştır. Ayrıca kimyasal çözücünün buji ateşlemesi sonrasında aktif edileceği de bu kısımda belirtilmiştir.

Zamana bağlı olarak yapılan çözümde sonuçların her bir krank açısında yazdırılması tanımlanmıştır. Yazdırma KMA aralığı küçüldükçe sonuç dosyası boyutu artmaktadır.



Şekil 4.13. Simülasyon tanımları arayüzü

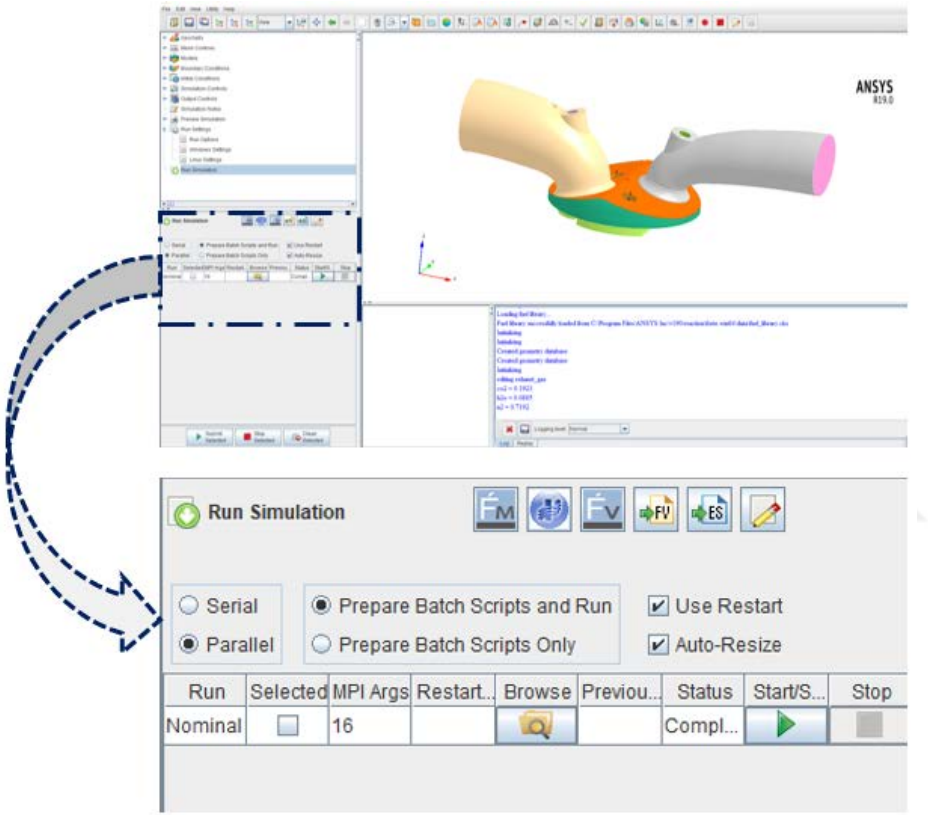


Şekil 4.14. Motor çevrimi zamanları

4.2.7. Simülasyonun Çalıştırılması

Simülasyonun çalıştırılmasında paralel işlemci kullanılmıştır. Şekil 4.15'de gösterilen arayüzde paralel ve seri çalıştırma seçenekleri bulunmaktadır.

Tez analizlerinde kullanılan iş istasyonu bilgisayarda 16 çekirdekli Xeon işlemci bulunmaktadır ve 15 veya 16 çekirdek kullanılarak analizler yapılmıştır.



Şekil 4.15. Simülasyonun çalıştırılması arayüzü

4.3. HAD Modeli Korunum Denklemleri

Tez kapsamında yapılan 3B Modelleme için önemli bir adım olan analitik modelleme kısmıdır. Çünkü bu bölüm 3B model kapsamında tanımlanan diferansiyel denklemlerin fiziksel karşılıklarını içermektedir. Bu çalışmada kullanılan geometride hareketli elemanların kullanılıyor olması ve belirli zamanlarda da akışkan hareketi olması nedeni ile birçok hesaplanması gereken temel fizik denklemleri işin içine girmektedir. Bu bölümde Ansys Forte yazılım programının arka planında çözülen denklemler hakkında genel bilgilendirmeler yapılacaktır. [42]

Yapılan 3B model çalışmasında oluşturulan mesh (çözüm ağı) simülasyon boyunca çözülmesi gereken "Süreklilik korunumu, Momentum korunumu ve Enerji korunumu" denklemlerini etkilemektedir. Çünkü program belirlenen simülasyon aralığında her bir KMA'da yeni bir mesh ağı oluşturmaktadır. Oluşturulan her bir mesh ağı için yeniden çözümlemeler yapılarak her KMA'da "hız, basınç, sıcaklık, hücre sayısı vb." birçok parametre hesaplanmaktadır. Hesaplanan bu parametreler de ise "Temel Korunum" denklemleri kullanılmaktadır.

Süreklilik Korunum Denklemleri

Akışkan hesaplamalarında kullanılan bu denklemler akışkanın hareket ettiği alanda/bölgede akışkan miktarının korunarak taşınmasını ifade eden denklemler olarak fiziksel karşılıkları tanımlanabilir. Bu denklemin programda kullanım bölgeleri için örnek vermek gerekir ise; emme zamanında silindir içerisine alınması gereken hava veya hava-yakıt karışımı bir boru yardımı ile (giriş manifoldu) içeriye alınmaktadır. Bu içeri taşıma işleminde akış esnasındaki akışkan miktarının hesaplanarak bu hesaplar doğrultusunda taşıma işlemi gerçekleşmektedir. Bu duruma ek olarak direk enjeksiyon yapmayan motorlarda manifold bölgesinden yakıt sprey yapılarak alınabilmektedir. Bu aşamada da yine sprey modellerinde kullanılan denklemlerin yanı sıra yakıtın taşınması için süreklilik denklemleri kullanılmaktadır. Ansys Forte'de genel süreklilik denklemi şu durumlar için kullanılmaktadır;

- Akış taşınımı,
- Moleküler difüzyon,
- Türbülanslı taşıma,
- Yakıt spreyi ile etkileşim,
- Yanma

Ansys Forte arayüzünde kullanılan genel süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}_k \tilde{u}) = \nabla \cdot [\bar{\rho} D \nabla \bar{y}_k] + \nabla \cdot \Phi + \dot{\bar{\rho}}_k^C + \dot{\bar{\rho}}_k^S \quad (k = 1, \cdots, K) \qquad (4.1)$$

şeklindedir. Denklem 4.1'de ρ yoğunluk, k özel sabit, K türlerin toplam sayısı, υ akış hız vektörü, y_k ise k sabitlerinin kütlesel oranını temsil etmektedir. D terimi Fick'in difüzyon kanunu uygulamalarında ortalama bir karışımda moleküler difüzyon katsayısını ifade etmektedir. ρ_k (c) ve ρ_k(s) terimleri sırası ile kimyasal reaksiyon ve sprey buharlaşması boyunca kullanılan kaynak terimlerini ifade etmektedir.

Bütün türler için tamamen gaz fazındaki akışkan için süreklilik denklemi Denklem 4.2'de verilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u}) = \dot{\bar{\rho}}^S \qquad (4.2)$$

Momentumun Korunum Denklemleri

Genel akış problemlerinde akışkanların (sıvı – gaz) hareketlerini hesaplanması için kullanılan diferansiyel denklem guruplarıdır. Diğer bir isim olarak "Navier-Stokes" denklemleri olarak da bilinmektedir. Simülasyonlarda belirli aralıklar için hareket tanımlamaları yapılmaktadır ve bu tanımlamalar sonucu temel korunum denklemlerinin çözüm aşaması gerçekleştirilmektedir. Program kapsamında ise bu denklemlerin birçok kullanım durumu mevcuttur. Örneğin silindir içerisine alınan akışkan piston hareketi ile oluşan vakum nedeni ile akışkan bir hıza sahip olacak ve bu hız ile sürekli olarak hareket edecektir. Bu anlık hareketler esnasında Navier-Stokes denklemleri yardımı ile bir sonraki adımda akışkan partiküllerinin hareketi hesaplanarak simülasyona yansıtılmaktadır. Ansys Forte'de Momentum (Navier-Stokes) denklemleri şu durumlarda kullanılmaktadır:

- Akışkanın taşınım etkilerini dikkate almak,
- Basınç kuvvetleri,
- Viskoz gerilmeleri,
- Türbülanslı taşıma,
- Sıvı püskürtmeden meydana gelen etkilerin dikkate alınması,
- Yüzey kuvvetleri

Ansys Forte arayüzünde kullanılan genel momentum denklemi;

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{\mathrm{u}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{\mathrm{u}}\tilde{\mathrm{u}}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \bar{\sigma} - \nabla \cdot \Gamma + \bar{F}^{S} + \bar{\rho}\bar{g} \qquad (4.3)$$

şeklindedir. Burada P basınç, F_s sprey boyunca her hacim başına kazanılan momentumun oranıdır. g özel yüzey kuvvetleridir ve $\overline{\boldsymbol{\sigma}}$ ise viskoz kayma gerilmesini ifade eder aşağıdaki denklem aracılığı ile elde edilmektedir.

$$\bar{\sigma} = \rho \boldsymbol{\nu} \left[\nabla \tilde{\mathrm{u}} + (\nabla \tilde{\mathrm{u}})^{T} - \frac{2}{3} (\nabla \tilde{\mathrm{u}}) \mathrm{I} \right] \qquad (4.4)$$

Burada ise v laminer kinematik viskozite, I benzerlik tensörü ve T ise bir tensörün transpozunu ifade etmektedir. $\boldsymbol{\mathrm{T}}$ ise lineer olmayan taşınım teriminin ayrıştırılması için gerilim bileşeni olarak tanımlanabilir. RANS yaklaşımında Reynold gerilimi olarak adlandırılırken, LES yaklaşımında SGS gerilimi olarak adlandırılmaktadır.

Enerji Korunum Denklemleri

Enerji korunumu termodinamiğin birinci yasasını esas almaktadır. Bu kanuna göre ise enerji yoktan var edilemez ve varken yok edilemez durumunu savunmaktadır. Bu kapsamda da analiz boyunca silindir içerisinde meydana gelecek bir enerji herhangi bir şekilde dönüştürülür ve faydalı enerji olarak kullanılır. Örneğin piston hareketi ile sıkıştırma sonucunda bir basınç meydana gelir ve buji yardımı ile yanma gerçekleşmiş olur. Ortaya çıkan ısı enerjisi mekanik enerjiye çevrilerek piston hareketi sağlanmış olur. İşte bu dönüşüm esnasında enerji korunum denklemleri kullanılmaktadır. Ansys Forte enerji korunum denklemleri şu durumlar için kullanılmaktadır;

- Taşınım etkileri,
- Türbülanslı taşıma,
- Türbülanslı dağıtma (yayma, püskürtme),
- Sprey,
- Kimyasal reaksiyon,
- Çoklu bileşenli bir akışta difüzyon entalpisi

Ansys Forte'de içeride oluşan enerjiyi taşıma veya dönüştürme işlemleri için kullanılan denklem ;

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{I}) = -\bar{p}\,\nabla \cdot \tilde{u} - \nabla \cdot \bar{J} - \nabla \cdot H + \bar{\rho}\tilde{\varepsilon} + \dot{\bar{Q}}^{C} + \dot{\bar{Q}}^{S} \qquad (4.5)$$

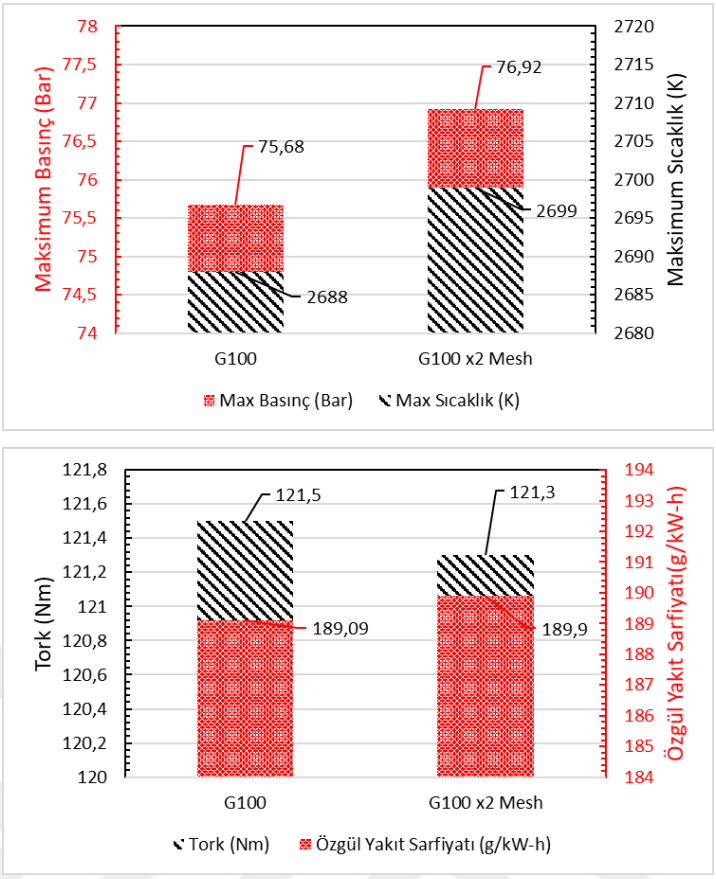
şeklindedir. Burada l özel iç enerji, J ise ısı taşınımı ve entalpi difüzyonu boyunca katkı için kullanılan ısı akısı vektörüdür. J terimi şu şekilde elde edilebilir;

$$\bar{J} = -\lambda \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D \sum_{k} \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k \qquad (4.6)$$

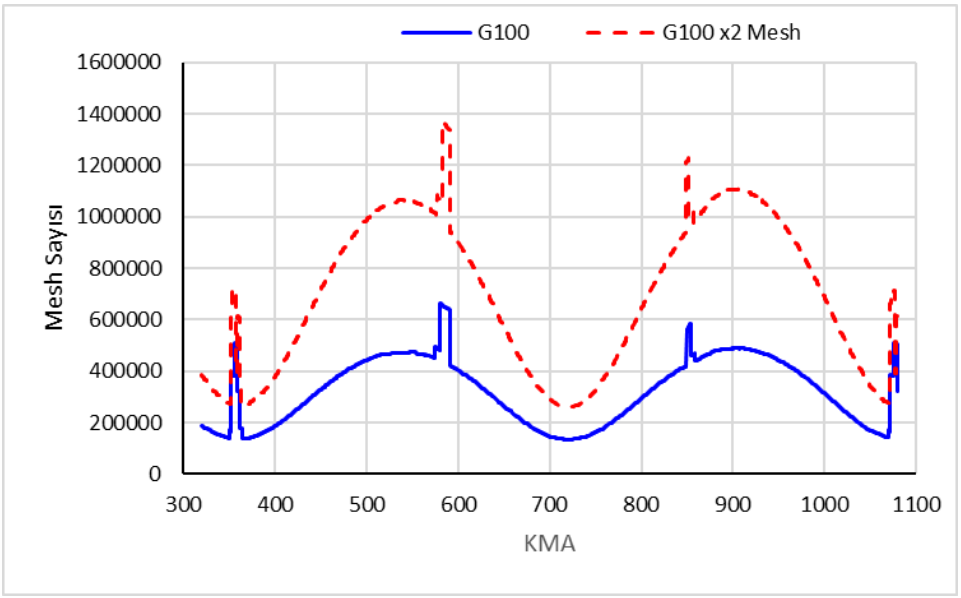
şeklindedir. λ termal iletkenlik, α termal yayılım ve C_P ısı kapasitesine bağlıdır. T akışkan sıcaklığı, h_k k türlerinin özel entalpisidir. H taşınım terimlerini ayrıştıran ana bileşendir.

4.4. Mesh Sayısı Analizleri

Analiz sonuçlarının mesh sayısından bağımsız olduğunu göstermek amacıyla iki farklı mesh sayısında analizler yapılmıştır. Bu mesh denemeleri G100 yakıtı için gerçekleştirilmiştir. İlk mesh denemesi orta sıklıkta olacak şekilde ayarlanmış ve bu durumda başlangıçta 188342 mesh değeri oluşmuştur. Bu mesh yapısında maksimum mesh sayısı 580 KMA'ında 663918 olmuştur. Bu mesh değerlerinde 320-1080 KMA arasında 16 çekirdek kullanılarak çözdürülen analiz yaklaşık üç günde tamamlanmıştır. Diğer mesh yapısında ise yaklaşık iki katı olacak şekilde ayarlanmıştır. Bunun sebebi daha sık mesh yapısı kullanıldığında motor performans ve emisyon parametrelerindeki değişim gözlemlenmek istenmiştir. Bu durumda başlangıçta 386366 mesh değeri oluşmuştur. Bu mesh yapısında maksimum mesh sayısı 582 KMA'ında 1374126 olmuştur. Bu mesh değerlerinde 320-1080 KMA arasında 16 çekirdek kullanılarak çözdürülen analiz yaklaşık 6 günde tamamlanmıştır İki farklı mesh karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda mesh sayıları arasında büyük farklılıklar olmasına rağmen performans ve emisyon parametrelerinde fazla bir değişim gözlemlenmemiştir. Şekil 4.16'de iki farklı mesh yapısı sonucunda elde edilen Maksimum basınç, maksimum sıcaklık, tork ve özgül yakıt sarfiyatı için karşılaştırma grafiği verilmiştir. Bundan kaynaklı ise ilk durum yani başlangıçta 188342 mesh yapısı analizler kapsamında kullanılmıştır. Şekil 4.17'da iki farklı mesh yapısı için KMA'ına göre değişimi verilmiştir.



Şekil 4.166. G100 ve G100x2 Mesh için yapılan analizler sonucunda parametrelerin değişimi



Şekil 4.177. İki farklı mesh yapısı için KMA'ına göre değişimi

5. SONUÇLAR

Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan “Honda L13A4 i-DSI” çift buji ateşlemeli motorunun 3B silindir-içi yanma HAD analizleri aşağıdaki 5 yakıt için yapılmıştır.

1) Benzin G100
2) CNG C100
3) %5 kütlesel CNG oranlı benzin-CNG karışımı C5
4) %10 kütlesel CNG oranlı benzin-CNG karışımı C10
5) %20 kütlesel CNG oranlı benzin-CNG karışımı C20

Analizlerde; stokiometrik yanma ve motor kataloğunda belirtilen maksimum tork şartı olan tam yükteki 2800 d/dk dikkate alınmıştır. Analizler, bir motor çevrimi 360-1080 KMA olmasına rağmen çevrim başlangıcında stabil akış alanlarının oluşması için analizler 320-1080 KMA arasında çalıştırılmıştır. HAD analiz matrisi Tablo 5.1’de gösterilmiştir.

Elde edilen HAD analizlerinin sonuçları aşağıda listelenen

A) Motor performansı
B) Emisyonlar
C) Silindir-içi yanma ve alev gelişimi

olmak üzere 3 başlıkta değerlendirilmiştir. Her sonuç başlığı için elde edilen parametreler ve şekil numaraları da belirtilmiştir.

A) Motor performansı
   1) Silindir-içi basınç Şekil 5.4
   2) Silindir-içi sıcaklık Şekil 5.5
   3) Silindir-içi basınç-hacim değişimi (indikatör diyagramı) Şekil 5.6
   4) Tork Şekil 5.7
   5) Ortalama efektif basınç Şekil 5.7
   6) Özgül yakıt tüketimi Şekil 5.8

B) Emisyonlar

1) CO_2 Şekil 5.9
2) CO Şekil 5.10
3) H_2O Şekil 5.11
4) O_2 Şekil 5.12
5) N_2 Şekil 5.13
6) HC Şekil 5.14
7) NO_X Şekil 5.15

C) Silindir-içi yanma ve alev gelişimi

8) Silindir-içi eş-sıcaklık dağılımı (eksenel kesit) Şekil 5.16
9) Silindir-içi eş-sıcaklık dağılımı (radyal kesit) Şekil 5.17

Burada, emisyonlar silindir içindeki miktarın KMA'ına göre değişimi şeklinde elde edilmiştir.

Ayrıca, her bir parametre için elde edilen sonuçlar, karşılaştırma amaçlı 5 yakıt için aynı grafikte gösterilmiştir. Yine karşılaştırma amaçlı olarak, Yontar [5] tarafından yapılan test ve analiz sonuçları da grafiklere dahil edilmiştir.

Tablo 5.1. HAD modeli analiz matrisi.

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

5.1. Motor Performansı

Silindir-içi basıncın ve sıcaklığın KMA'ına göre değişimi sırasıyla Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'de gösterilmiştir. Şekil 5.6'de ise indikatör diyagramı çizilmiştir. Genel olarak elde edilen silindir-içi basınç ve sıcaklık ve indikatör diyagramları bilinen motor davranışlarını yansıtmaktadır ve incelenen 5 yakıt için de (G100, C100, C5, C10, C20) genel olarak aynı forma sahiptir. Ayrıca, elde edilen grafiklerde gösterilen Yontar [5] tarafından elde edilen analiz sonuçları ile de benzer grafik formları görülmektedir.

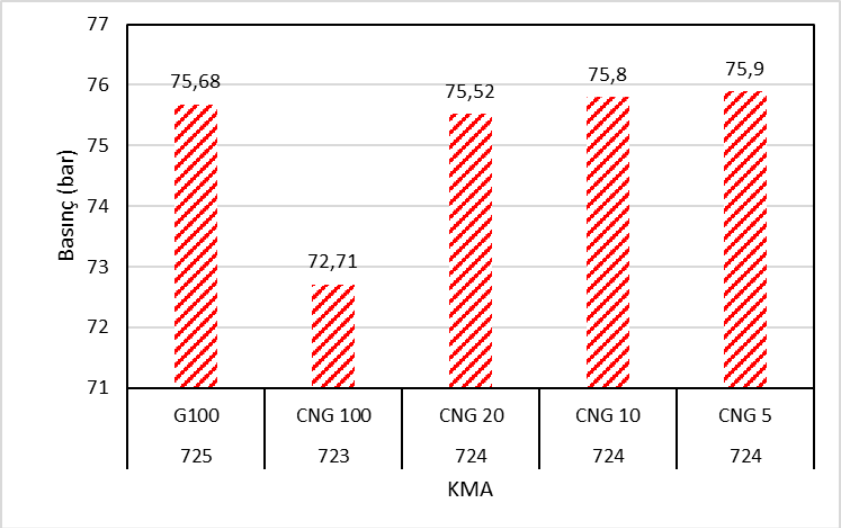
Sıkıştırma stroğu 540-720 KMA aralığında olmaktadır. Emme subapı 598 KMA'nda kapanmaktadır. Buji ateşlemeleri ise 690 ve 695 KMA'nda yapılmaktadır. Sıkıştırma ile, ilk buji ateşlemesinin gerçekleştiği 690 KMA'nda basınç 10 bar seviyesine ve sıcaklık 500 K seviyesine yükselmiştir. 690 ve 695 KMA'ndaki ateşlemelerle ile başlayan yanma sonucu ve 720 KMA'ına kadar devam eden sıkıştırma ile silindir-içi basınç ve sıcaklık aniden yükselmiştir. Bu yükselmeler ile silindir-içi basınç ve sıcaklık yaklaşık 725 KMA'nda en büyük değerleri olan 75 bar ve 2700 K seviyelerine çıkmıştır.

Genişleme stroğu olan 720-900 KMA aralığına geçildiğinde, ÜÖN'dan sonra silindir-içi basınç aniden düşerken, silindir-içi sıcaklık ise özellikle ısıl ataletten dolayı ve yanmanın bir süre daha devam etmesinden dolayı basınca göre daha yavaş düşmektedir.

Benzin için en yüksek silindir-içi basınç 7598 kPa ile 725 KMA'nda ve en yüksek silindir-içi sıcaklık ise 2688 K ile 733 KMA'nda oluşmuştur. Yontar analizinde [5] ise en yüksek silindir-içi basınç ve sıcaklık değerleri sırasıyla 7200 kPa ve 2688 K olarak hesaplanmıştır. Basınçta yaklaşık %5 fark var iken sıcaklığın aynı değerde olduğu görülmektedir ki farklı yazılımlarda kullanılan yanma modellerinin farklılıklarından kaynaklı bu kadar düşük fark olması oldukça iyi gözükmektedir.

İncelenen yakıtlar için en yüksek silindir-içi basınç ve oluştuğu KMA en yüksekten düşüğe doğru; G100 için 7598 kPa (725 KMA), C5 için 7593 kPa (724 KMA), C10 için 7580 kPa (724 KMA), C20 için 7552 kPa (724 KMA), C100 için 7271 kPa (723 KMA) olarak hesaplanmıştır. Yakıtlara göre basınç değerlerinde çok

fark olmaması dikkat çekmektedir. En yüksek basıncı G100 yakıtı ve en düşük basıncı C100 yakıtı vermiştir. Artan CNG yüzdesi basınç değerini benzinden CNG'ye doğru kaydırmıştır. İncelenen 5 yakıt için en yüksek silindir-içi basınç değerleri ve oluştukları KMA Tablo 5.2'de gösterilmiştir ve Şekil 5.1'de grafiği çizilmiştir.

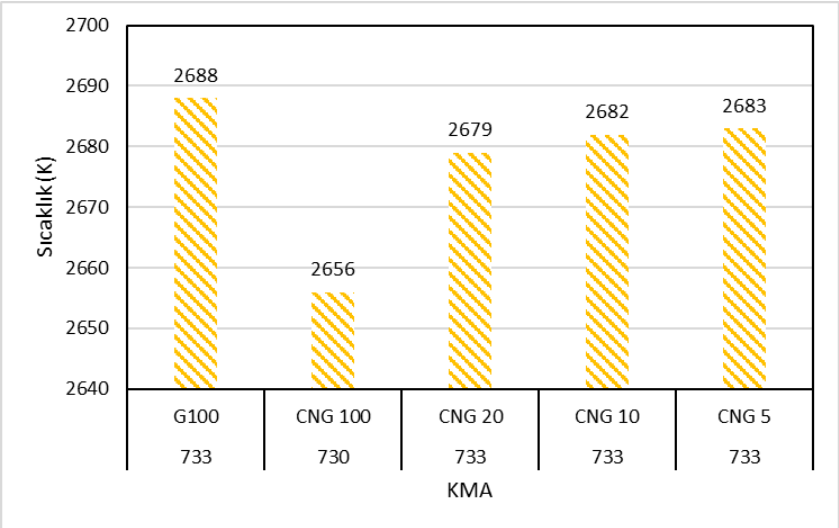


Şekil 5.1. Silindir içi en yüksek basınç değerleri ve oluştukları KMA görülmektedir.

İncelenen yakıtlar için en yüksek silindir-içi sıcaklık ve oluştuğu KMA en yüksekten düşüğe doğru; G100 için 2688 K (733 KMA), C5 için 2683 K (730 KMA), C10 için 2682 K ve C20 için 2679 K (733 KMA), C100 için 2656 K (733 KMA) olarak hesaplanmıştır. Yakıtlara göre sıcaklık değerlerinde çok fark oluşmadığı görülmektedir. İncelenen 5 yakıt için en yüksek silindir-içi sıcaklık değerleri ve oluştukları KMA Tablo 5.2'de gösterilmiştir ve grafiği Şekil 5.2'de çizilmiştir.

En yüksek basınç ve sıcaklık değerlerini G100 yakıtı ve en düşük basınç ve sıcaklık değerlerini C100 yakıtı vermiştir. Artan CNG yüzdesi ile birlikte silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri benzinden CNG'ye doğru azalmıştır.

Tablo 2.1'de G100 ve C100 yakıtlarına ait kimyasal özellikler verilmiştir. Burada adyabatik alev sıcaklıkları karşılaştırılacak olunur ise; G100 (2250 K) ve C100 (2227 K) olarak görülmektedir. Bunun sonucunda yanma sonrası silindir için basınç ve sıcaklık değerleri C100'de beklenen üzere daha düşük çıkmıştır.

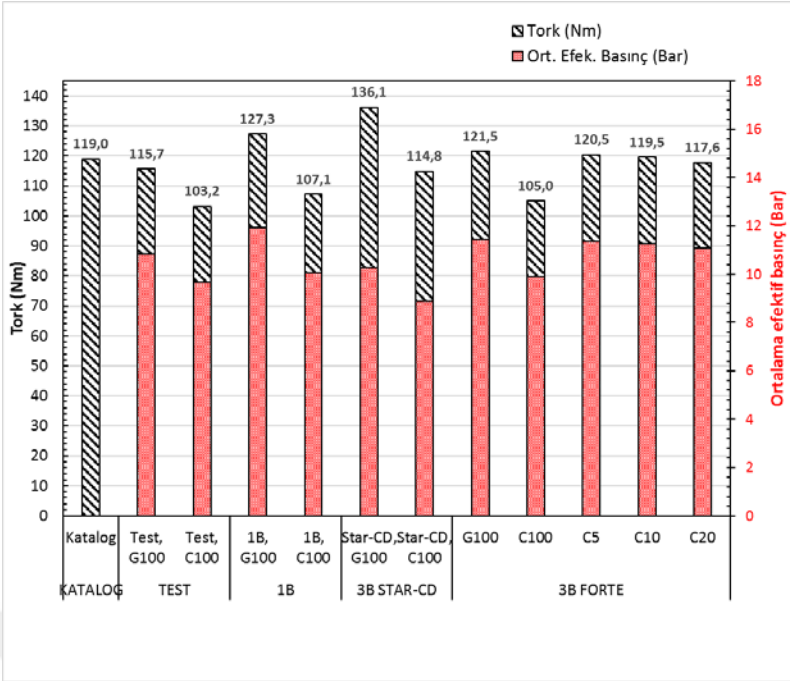


Şekil 5.2. Silindir içi en yüksek sıcaklık değerleri ve oluştukları KMA görülmektedir.

Tablo 5.2. En yüksek silindir-içi basınç ve sıcaklık değerleri ve oluştukları KMA değerleri.

Yakıt	Maksimum Sıcaklık (K)	KMA	Maksimum Basınç (bar)	KMA
G100	2688	733	75,68	725
CNG 100	2656	730	72,71	723
CNG 5	2683	733	75,90	724
CNG 10	2684	733	75,80	724
CNG 20	2679	733	75,52	724

Şekil 5.6'de silindir-içi basınç-hacim değişimi (indikatör diyagramı) gösterilmiştir. İncelenen yakıtlar için özellikle yanmanın olduğu tepe noktasında farklılıklar oluşmaktadır. En yüksek basınçların değerleri ve oluştukları andaki hacim değerleri farklıdır. Bu farklılıklar Şekil 5.1'de ve Tablo 5.2'de gösterildiği gibi küçük de olsa nihai olarak ortalama efektif basıncı ve torku değiştirmektedir. Bu çalışmada kullanılan Ansys-Forte v.19.0 yazılımına göre Yontar'ın [5] kullandığı Star-CD/es-ICE yazılımından elde eğrinin bir miktar sağa kaymış olmasının ve en yüksek değerin biraz düşük çıkmasının sebebi olarak; yazılımlarda kullanılan yanma ve türbülans modelleri farklılıkları ve ölü hacim farklılıkları gösterilebilir.



Şekil 5.3. Tork ve Ortalama efektif basınç değerleri gösteriliştir.

İndikatör diyagramından hesaplanan tork ve ortalama efektif basınç değerleri incelenen tüm yakıtlar için Şekil 5.3'de gösterilmiştir. Grafik, katalog değeri yanında Yontar [5] tarafından elde edilen test, 1B model ve 3B model sonuçlarını da içermektedir. 3B Ansys-Forte modeli için G100 (11,456 bar), C5 (11,360 bar), C10 (11,270 bar), C20 (11,090 bar) ve C100 (10,850 bar) değerleri elde edilmiştir. 1B model için; G100 (11,940 bar) ve C100 (10,05 bar) değerleri ve test modeli için; G100 (10,85 bar) ve C100 (9,68 bar) değerlerini Yontar tarafından elde edilmiştir. 3B Star-CD modeli için ise; G100 (10,27 bar) ve C100 (8,902 bar) değerleri Yontar tarafından elde edilmiştir. Sonuç olarak Test, 1B, 3B Star-CD ve 3B Ansys Forte sonuçları karşılaştırıldığında değerlerin birbirleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Benzin için; incelenen Honda L13A4 motorunun katalog torku 119,0 Nm'dir ve test ile ölçülen tork 115,7 Nm'dir. Test şartlarının (ortam havası özellikleri, yakıt özellikleri, soğutma şartları) katalog torkunun ölçüldüğü şartlar ile aynı olmaması ve motorun yıpranmış olması bu fark için olağan sebeplerdir. Tüm modelleme yazılımlarından elde edilen torklar ise katalog torkundan yüksek çıkmıştır. Modellerden elde edilen torklar; 1B model için 127,3 Nm, 3B Star-CD modeli için 136,1 Nm ve 3B Ansys-Forte modeli için 121,5 Nm olarak hesaplanmıştır. Katalog

torkuna (119,0 Nm) en yakın tork bu çalışmada yapılan 3B Ansys-Forte modelinde (121,5 Nm) elde edilmiştir ki arada %2,1 fark bulunmaktadır. Modellerden elde edilen torkun yüksek olmasının sebebi olarak, testte oluşan tüm sınır şartlarının (örnek olarak yanma hacmi yüzey sıcaklıkları) ölçülememesi ve modelde tanımlanamaması ve tüm test kayıplarının (mekanik sürtünme kayıpları, yüzey ısı kaybı, soğutma suyuna ısı kaybı) modele dahil edilememesi gösterilebilir. Ayrıca, modelde yakıt olarak izo-oktan kullanılırken, testlerdeki benzinin tüm içeriğinin izo-oktan olmadığı bilinmektedir. Bununla birlikte, katalog, test ve model sonuçlarının belli seviyede yakın çıkması, kullanılan yöntemleri doğrulamaktadır.

CNG için, motor benzin için yapıldığından katalog tork değeri bulunmamaktadır. Test torku 103,2 Nm olarak ölçülmüştür. Modellerden elde edilen torklar; 1B model için 107,1 Nm, 3B Star-CD modeli için 114,8 Nm ve 3B Ansys-Forte modeli için 105,8 Nm olarak hesaplanmıştır. CNG yakıtı benzin ile karşılaştırıldığında, öncelikle, CNG test torku (103,2 Nm) benzin test torkundan (115,7 Nm) %10,8 düşük çıkmıştır. Bu tork düşüşü, 1B model sonuçları için %15,9; 3B Star-CD sonuçları için %15,7 ve bu çalışmada yapılan 3B Ansys-Forte sonuçları için %13,6 olarak hesaplanmıştır.

CNG torkunun benzinden düşük çıkmasının sebebi, CNG'nin birim hacim için alt ısıl değerinin (3,3E+07 J/m^3) benzine göre (3,2E+10 J/m^3) daha düşük olması gösterilebilir. Bu bağlamda benzin ve metanın (hava=1) için yoğunlukları göz önünde bulundurulmalıdır.

Benzin-CNG karışımı için ise kütlesel CNG oranlarına göre torklar; C5 için 120,5 Nm, C10 için 119,5 Nm ve C20 için 117,6 Nm olarak hesaplanmıştır. Benzin-CNG karışımdaki artan CNG oranı ile tork, benzin torkundan (121,5 Nm) CNG torkuna (105,0 Nm) doğru düşmektedir. Benzin-CNG karışımlarında da tork, benzine göre düşük çıkmıştır.

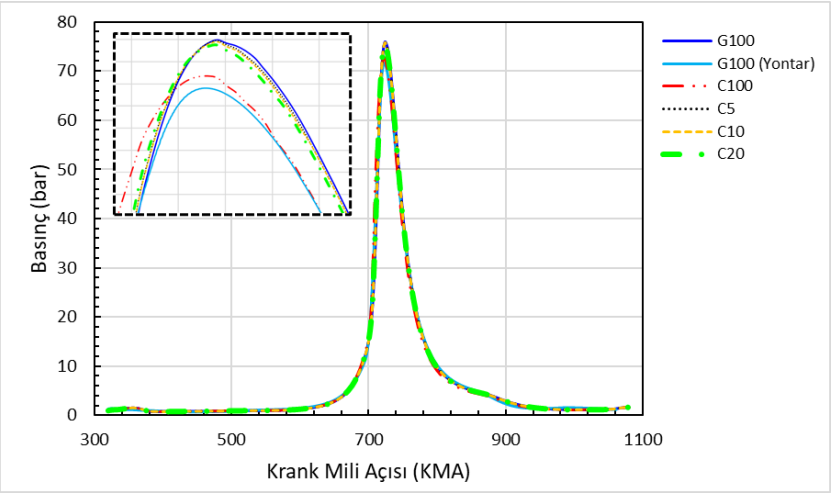
Şekil 5.8'de özgül yakıt tüketimi değişimi verilmiştir. 3B Ansys-Forte modeli için G100 (189,09 g/kWh), C5 (188,31 g/kWh), C10 (187,46 g/kWh), C20 (185,93 g/kWh) ve C100 (174,47 g/kWh) değerleri elde edilmiştir. 3B Ansys-Forte modeli 1B ve test değerleri ile karşılaştırıldığında önemli seviyede farklar olduğu görülmektedir. Bunun temel nedeni 1B ve test yöntemlerinde benzin ve CNG supap arkasından

püskürtülerek gönderilirken, 3B Ansys-Forte modelinde tüm yakıtlar giriş havasına ön karışımlı olarak tanımlanmıştır. Bu sebeple yöntemler arasında özgül yakıt sarfiyatı değerleri farklı çıkmaktadır.

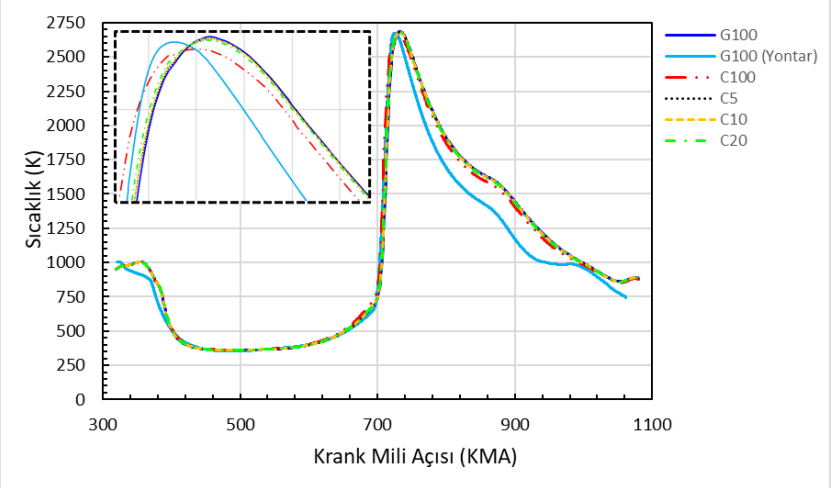
Sonuç olarak, tüm incelenen yakıtlar için benzine CNG ilavesi torku düşürmektedir.

CNG torkunun benzinden düşük çıkmasının sebebi, CNG'nin birim hacim için alt ısıl değerinin (3,3E+07 J/m^3) benzine göre (3,2E+10 J/m^3) daha düşük olması gösterilebilir. Bu bağlamda benzin ve metanın (hava=1) için yoğunlukları göz önünde bulundurulmalıdır.

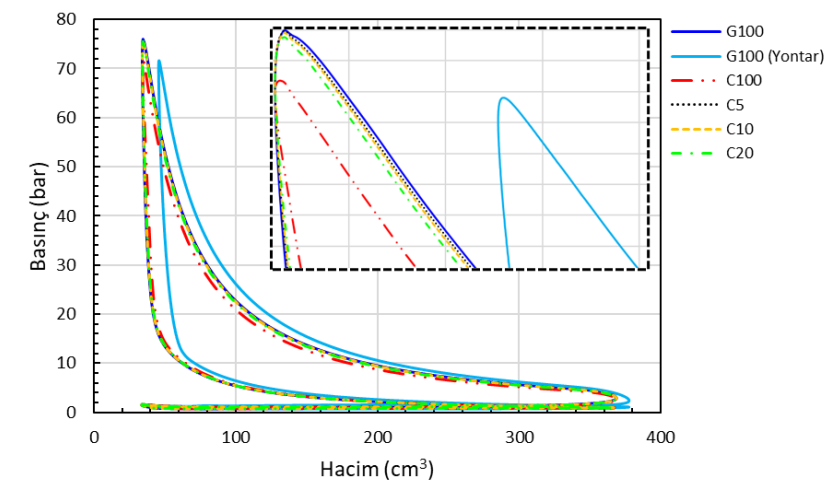
İndikatör diyagramı ve tork değerleri kullanılarak hesaplanan ve Şekil 5.3'de gösterilen ortalama efektif basınç değerleri, tork ile aynı davranışı göstermektedir.



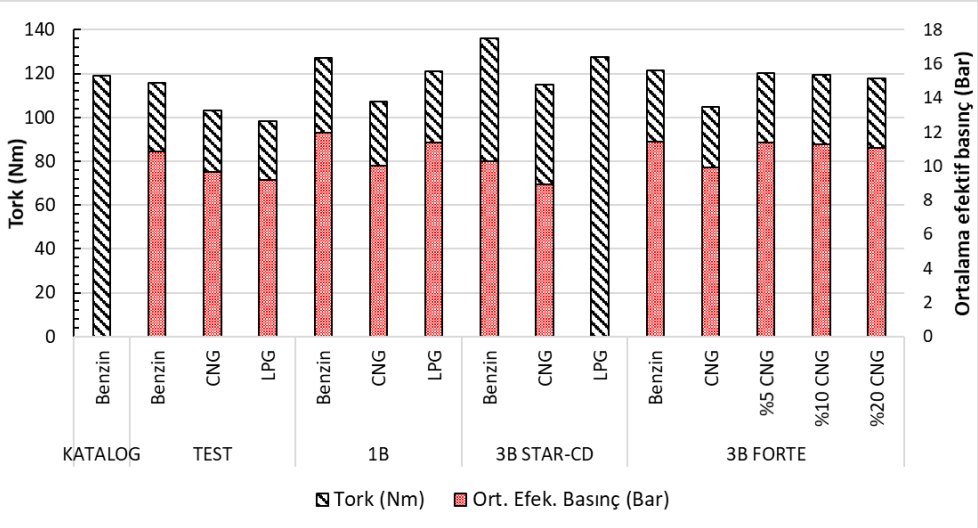
Şekil 5.4. Silindir içi basınç



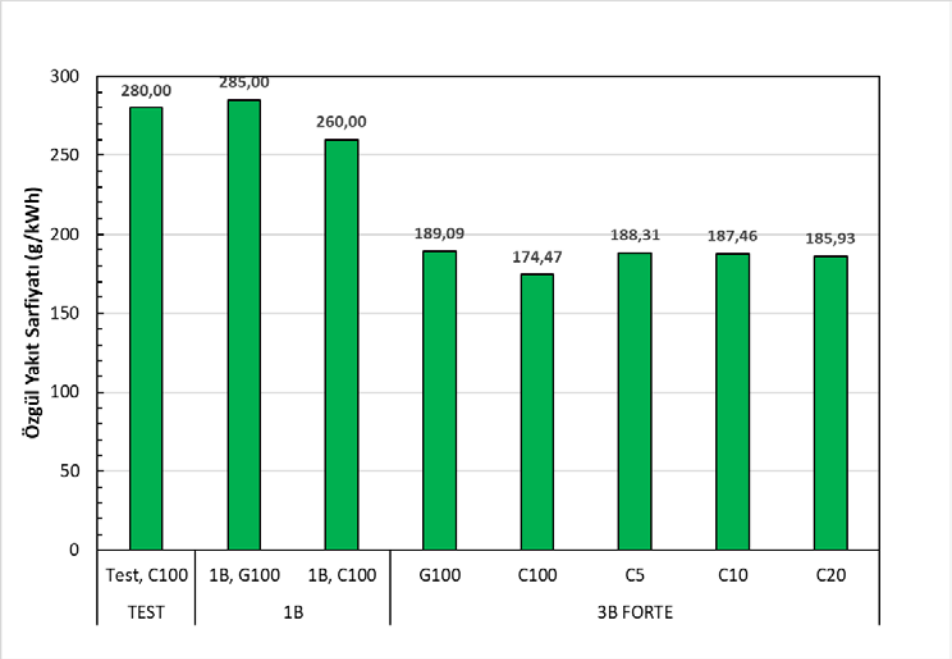
Şekil 5.5. Silindir içi sıcaklık



Şekil 5.6. Silindir-içi basınç-hacim değişimi (indikatör diyagramı)



Şekil 5.7. Tork-Ortalama efektif basınç



Şekil 5.8. Özgül yakıt tüketimi

5.2. Emisyonlar

Benzinli motorda CNG veya CNG katkısı kullanımının emisyonlara etkisi de modelleme yazılımlarında hesaplanmıştır. İncelenen 5 yakıt için silindir-içi yanma modelinde, silindir içindeki 7 adet kimyasal bileşenin (CO_2, CO, H_2O, HC, O_2, NOx, N_2) KMA'ına göre değişim grafikleri (Şekil 5.6-12) elde edilmiştir. Grafiklere Yontar'ın elde ettiği sonuçlar da dahil edilmiştir.[5] Ayrıca emisyonlar içerisinde belirtilen HC silindir içi yakıt değişimini göstermektedir. Yani emisyon olarak değerlendirilmemiştir.

Motor strok zamanları, emme ve egzoz supaplarının açılma-kapanma zamanları ve bujilerin ateşleme zamanlarının KMA'ına göre gerçekleşmeleri yukarıda Tablo 4.5 verilmişti. Motor çevrimi 360-1080 KMA arasında gerçekleşirken, akış alanı oluşumun için HAD analizi 320-1080 KMA aralığında yapılmıştı. Emme subapı 343-598 KMA aralığında açık kalırken egzoz subapı 858-348 (1108) KMA aralığında açık kalıyordu. Buji ateşlemeleri ise 690 ve 695 KMA'nda yapılıyordu.

Buradaki motorun çevrimsel bilgilerine göre silindir-içi oluşan emisyonların değişimi incelenen tüm yakıtlar için genel olarak aşağıdaki gibi açıklanabilir.

1) Emme stroğu 360-540 KMA aralığında olmasına rağmen, bir önceki çevrim sonuna doğru emme supabı 343 KMA'nda açılmaktadır. Emme hareketinin başladığı ÜÖN olan 360 KMA açısında, bir önceki çevrimden kalan egzoz gazları ve bir miktar taze hava-yakıt karışımı dolgusu silindir içinde bulunmaktadır.
2) Emme stroğu aralığında (360-540 KMA) silindir içine alınan hava-yakıt karışımından dolayı silindir içindeki O_2, N_2 ve HC artmakta ve sıkıştırma stroğunun sonuna yakın olan ateşlemeye kadar sabit kalmaktadır. Bu esnada yani ateşlemeye kadar bir önceki çevrimden silindir içinde kalan CO_2, CO, H_2O, NOx miktarları düşük değerlerde sabit kalmaktadır.
3) Çift buji ateşlemelerinin olduğu 690 ve 695 KMA'larında, ani yanmanın oluşması ile CO_2, CO ve H_2O aniden 720 KMA'ına kadar artarken O_2 ve HC ise aniden düşmektedir.

4) Yanmanın oluşturduğu bu değişimden sonra, CO_2, H_2O, O_2, N_2, HC emisyonları; pistonun ÜÖN'dan genişleme stroğu ile aşağıya doğru inerken ki 720 KMA ile egzoz supabının açılmaya başladığı 858 KMA'nı birkaç KMA geçene kadar yaklaşık sabit kalmaktadır. Grafik skalasında N_2 emisyonunun bu aralıkta (720-858 KMA) değişmemiş gözükmesi NOx oluşumunun N_2 miktarında hissedilir etki oluşturmayacak kadar düşük olmasıdır. Bu aralıkta (720-858 KMA) NOx emisyonu ise; emisyon toplam kütleye göre [(gr-NOx) / (kg-yakıt)] çizildiğinden ve silindir-içi sıcaklık genişleme ile NOx oluşum sıcaklığının (~1700 K) altına düştüğünden kademeli olarak azalmaktadır. Bu aralıkta (720-858 KMA) CO emisyonu ise devam eden yanma ile giderek azalmaktadır.
5) Genişleme stroğu aralığında (720-900 KMA), egzoz supabının 858 KMA'nda açılmaya başlaması ile silindir-içi gazların dışarıya atılması ile; silindir içindeki tüm emisyonlar düşmeye başlamıştır ve bu düşüş egzoz stroğu (900-1080 KMA) sonuna kadar devam etmiştir.
6) Emisyon grafiklerinin bazılarında, ayrıca, Yontar tarafından Star-CD/es-ICE yazılımında elde edilen emisyonlarda gösterilmiştir ki Ansys-Forte yazılımında elde edilen sonuçlar ile yakın sonuçlar olduğu görülmektedir. Sadece, CO emisyonunda Star-CD sonucu tepe noktada yaklaşık 3,5 kat yüksek çıkmıştır. Diğer küçük farkların ve bu yüksek farkın, yazılımların yanma modeli farklılıklarından kaynaklandığı söylenebilir.

Burada yazılan bu genel emisyon değerlendirmelerinden sonra, incelenen 5 yakıt için emisyon değerlendirmeleri aşağıda yapılmıştır.

İncelenen 5 yakıt için HAD analizindeki emme manifoldu girişinde tanımlanan stokiometrik hava-yakıt karışımındaki reaktantların ve yanma sonu ürünlerin kütlelerinin el hesabı ve HAD analizi sonucunda hesaplanan değerler Tablo 5.3'de listelenmiştir.

Tablo 5.3. HAD analizindeki emme manifoldu girişinde tanımlanan stokiometrik hava-yakıt karışımındaki reaktantların ve yanma sonu ürünlerin kütlelerinin el hesabı ve HAD analizi sonucunda hesaplanan değerler.

		C_8H_{18}	CH_4	O_2	N_2	CO_2	H_2O	Enerji (J)
El Hesabı	G100 (g)	0,0236	0,0000	0,0829	0,2730	0,0690	0,0318	1028,1900
	G100 (cm^3)	5,5300	0,0000	69,1500	260,1400	41,8300	47,0600	
	C100 (g)	0,0000	0,0191	0,0763	0,2512	0,0525	0,0429	971,4790
	C100 (cm^3)	0,0000	31,8100	63,6300	239,3800	31,8100	63,6300	
	C20 (cm^3)	4,2200	7,5200	67,8400	255,2300	39,5600	50,8100	1014,7800
	C10(cm^3)	4,8600	3,8400	68,4800	257,6300	40,6800	48,9700	1021,3300
	C5 (cm^3)	5,1900	1,9400	68,8100	258,8700	41,2500	48,0200	1024,7200
	C20 (g)	0,0180	0,0045	0,0813	0,2679	0,0652	0,0343	1014,7800
	C10 (g)	0,0208	0,0023	0,0821	0,2704	0,0671	0,0331	1021,3300
	C5 (g)	0,0222	0,0012	0,0825	0,2717	0,0680	0,0324	1024,7200
Analiz	G100 (g)	0,0201	0,0000	0,0728	0,2525	0,0645	0,0302	897,2100
	C100 (g)	0,0000	0,0160	0,0666	0,2230	0,0770	0,0379	805,1500
	C20 (g)	0,0153	0,0038	0,0713	0,2477	0,0604	0,0321	875,4700
	C10 (g)	0,0176	0,0020	0,0721	0,2501	0,0624	0,0312	886,0900
	C5 (g)	0,0189	0,0010	0,0724	0,2513	0,0635	0,0307	891,5900

Yanmanın gerçekleştiği KMA bölgesinde benzin ve CNG emisyonları karşılaştırıldığında; CO_2 ve CO emisyonları benzin için yüksek çıkarken H_2O emisyonu CNG için yüksek çıkmıştır. Benzin-CNG karışımındaki artan CNG oranı; CO_2, CO ve H_2O emisyon miktarlarını benzinden CNG'ye doğru ötelemiştir.

CO_2 ve CO emisyonlarının benzinde yüksek çıkması ve H_2O'nun CNG'de yüksek çıkmasının sebebi, bu yakıtların C/H oranından kaynaklanmaktadır. HAD modelinde; benzin olarak izo-oktan (C_8H_{18}) ve CNG olarak metan (CH_4) tanımlanmıştır. Benzinin C/H oranı (0,444), CNG'nin C/H oranından (0,250) yüksektir. Dolayısıyla, CO_2 ve CO emisyonları daha fazla C içeren benzinde daha fazla oluşurken, H_2O emisyonu daha fazla H içeren CNG'de daha fazla oluşmaktadır. Tablo 5.3'deki stokiometrik yanma için yapılan el hesapları, HAD analizi sonuç raporu ve emisyon grafiklerindeki değerleri birbirine yakın ve uyumludur. Mesela benzin için CO_2 miktarı el hesabında 0,0690 gr, HAD sonuç raporunda 0,0645 gr ve Şekil 5.9'daki emisyon grafiğinde 0,0645 gr olarak gözükmektedir. HAD analizinde CO_2 miktarının düşük çıkmasının sebebi, volumetrik verimden kaynaklı olarak silindire alınan dolgu miktarının düşük olmasına ve bir miktar CO oluşumuna bağlanmaktadır.

Silindir içindeki O_2 miktarı, emme stroğunun sonunda (540 KMA) en yüksek değerine ulaşmakta ve ateşlemeye kadar (690-695 KMA) sabit kalmaktadır. Ateşleme ile oluşan ani yanma ile aniden düşmektedir. Silindir-içi O_2 miktarı CNG'de yüksektir. Benzin-CNG karışımındaki artan CNG oranı; O_2 miktarını benzinden CNG'ye doğru kaydırmıştır. Benzin için silindir-içi O_2 miktarının yüksek olması, CNG'e göre

benzinde yüksek olan C/H oranındaki fazla olan karbonunun stokiometrik yanma için daha fazla O_2'ye gerek duymasından kaynaklanmaktadır. Benzinin stokiometrik yanma için daha fazla O_2 gereksinimi hava ile silindire alınan daha fazla N_2 demektir ki N_2 miktarının gösterildiği Şekil 5.13'de bu durum gözükmektedir. Sonuç olarak N_2 miktarındaki artış O_2 ihtiyacı giriş havasının artırılması ile karşılanmaktadır. O_2 nin artması ile birlikte N_2'de de artışlar olacaktır. Silindir içindeki N_2 miktarı emme sonunda en yüksek değerine ulaştıktan sonra egzoz supabı açılana kadar yaklaşık sabit kalmıştır. Az miktarda oluşan NOx, çok fazla miktarda olan N_2'yi çok az etkilemektedir.

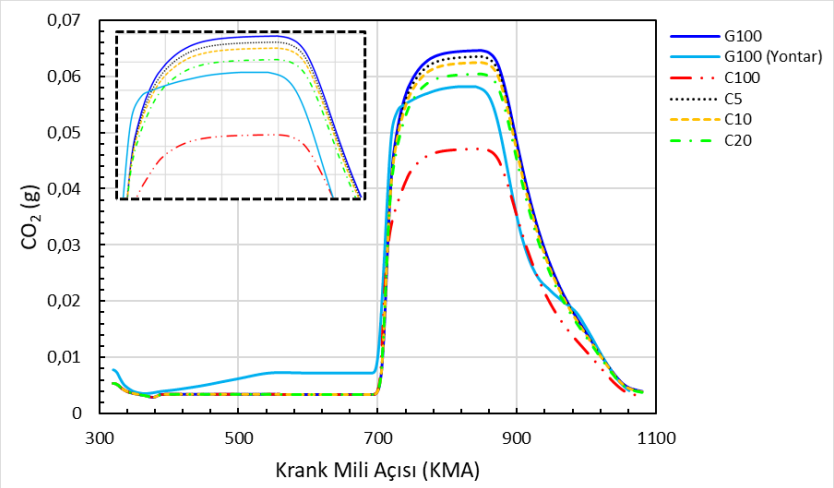
Ateşlemelerin olduğu 690-695 KMA'nda başlayan yanma ile adyabatik alev sıcaklığı artarak NOx'in oluşmaya başladığı yaklaşık 1700 K'i geçmektedir ve NOx emisyonu en yüksek değerine yaklaşık 730 KMA'nda ulaşmaktadır. CNG'nin adyabatik alev sıcaklığı (2227 K) benzinden (2250 K) düşük olmasına rağmen Şekil 5.15'de verilen grafik emisyon indeksi olarak değerlendirildiği için C100'de NO_X emisyonu daha yüksek çıkmıştır. Benzin-CNG karışımları için NOx emisyonları ise benzin ile CNG arasında gerçekleşmiştir.

Benzin ve CNG emisyonlarının özet karşılaştırması Tablo 5.4'de verilmiştir. Benzin-CNG karışımları için emisyonlar benzin ve CNG arasında daha çok benzine yakın çıkmıştır.

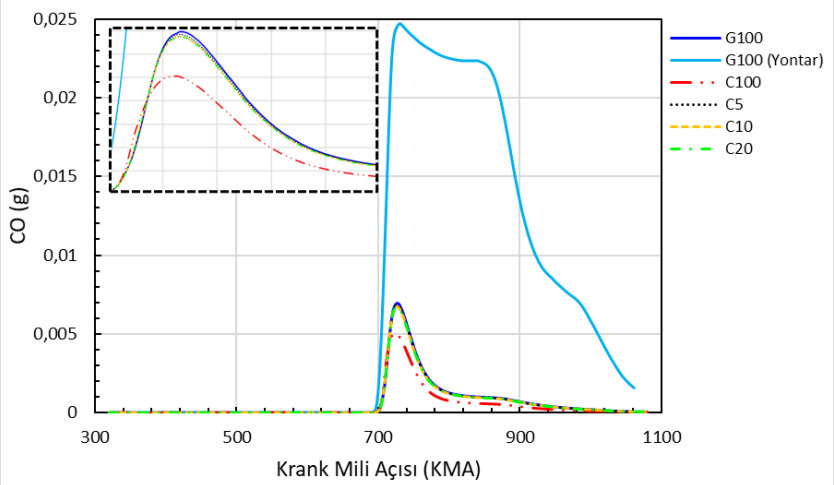
Özet olarak emisyonlara bakıldığında; CNG ve benzin-CNG karışımları CO_2 ve CO emisyonlarını azaltarak iyileştirici etki gösterirken NO_X emisyonunun arttığı gözlemlenmiştir.

Tablo 5.4. Emisyon açısından benzin ve CNG karşılaştırması.

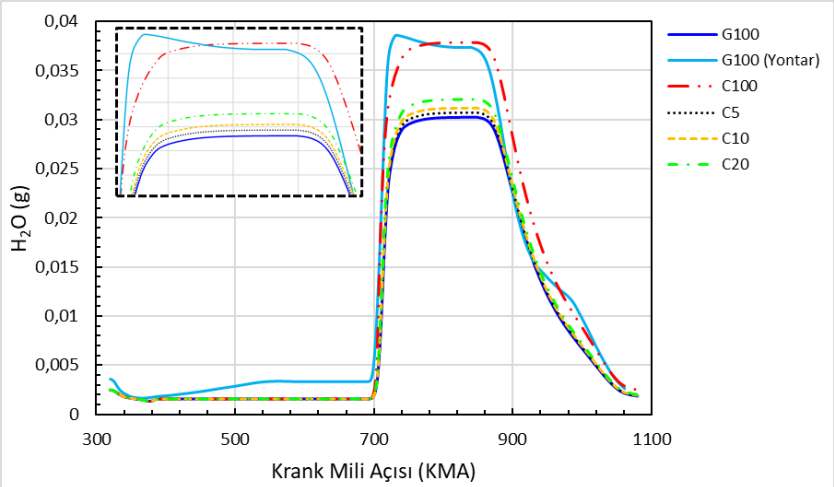
	Emisyon	Şekil	G100	C100
1	CO	Şekil 5.9	Yüksek	
2	CO_2	Şekil 5.10	Yüksek	
3	H_2O	Şekil 5.11		Yüksek
4	O_2	Şekil 5.12	Yüksek	
5	N_2	Şekil 5.13	Yüksek	
6	UHC	Şekil 5.14	Yüksek	
7	NO_X	Şekil 5.15	Yüksek	



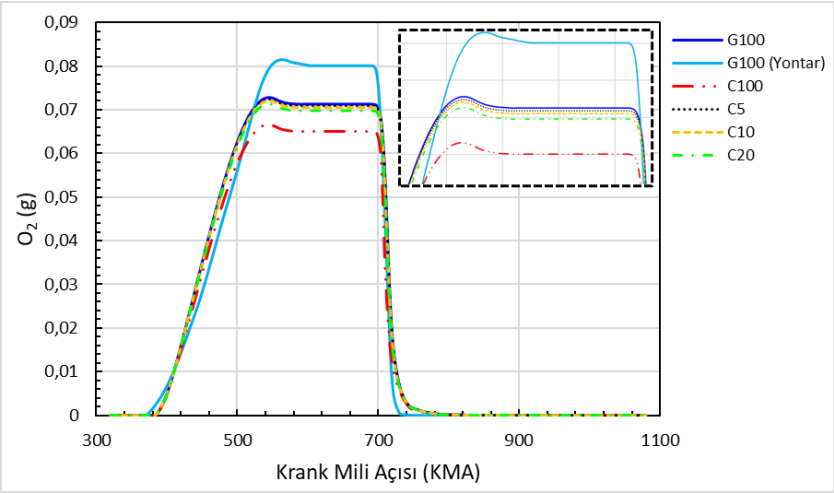
Şekil 5.9. Silindir içi CO_2 değişimi



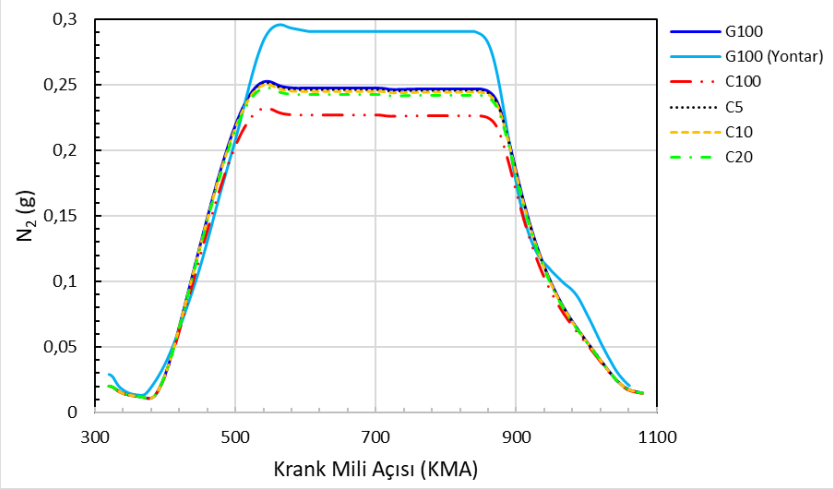
Şekil 5.10. Silindir içi CO değişimi



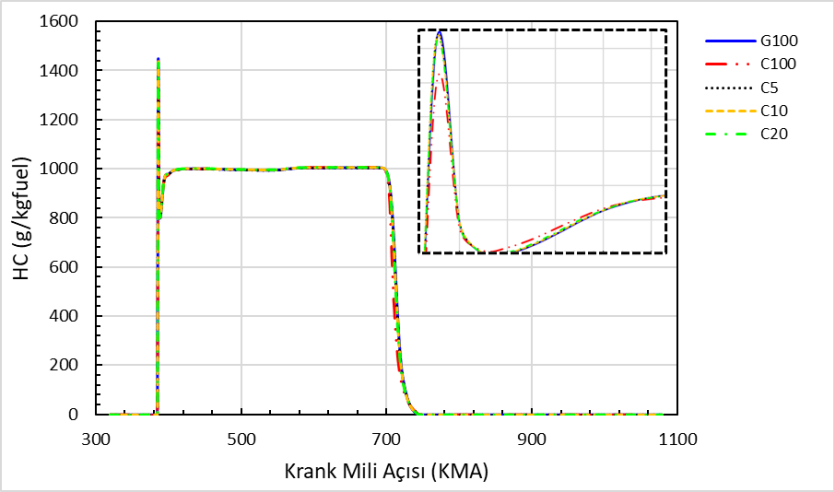
Şekil 5.11. Silindir içi H_2O değişimi



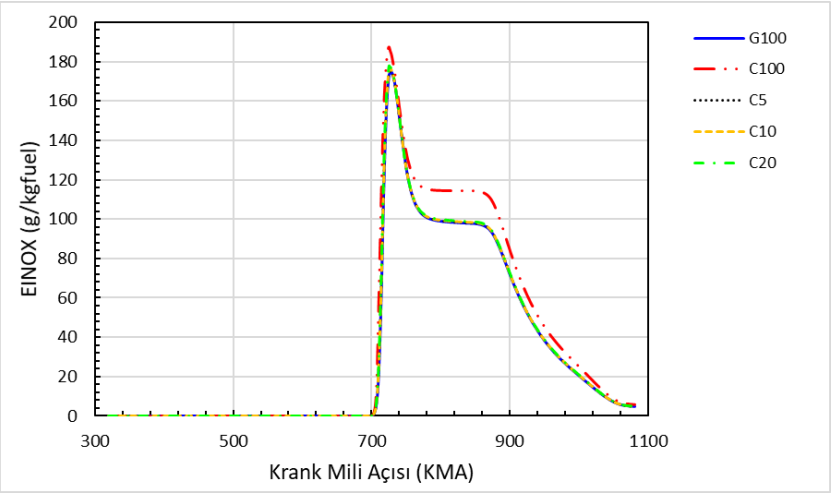
Şekil 5.12. Silindir içi O_2 değişimi



Şekil 5.13. Silindir içi N_2 değişimi



Şekil 5.14. Silindir içi HC değişimi



Şekil 5.15. Silindir içi NOx değişimi

5.3. Silindir-İçi Yanma ve Alev Gelişimi

Silindir-içi 3B yanma HAD analizi, tüm çevrim boyunca silindir içindeki tüm noktalarda basınç ve sıcaklıklar değerlerinin elde edilmesini sağlamaktadır. Bu sayede, sıcaklık dağılımlarının KMA'ına göre değişimi çizilerek ateşleme ile yanmanın oluşumu ve alevin ilerleyişi görsellenebilmektedir. Günümüzde, özellikle silindir-içi alev gelişiminin deneysel olarak görsellenmesi üzerine olan çalışmalarda bir yoğunlaşma vardır. Bu sayede, alevin yayılmasının anlaşılıp etkin parametrelerin belirlenerek daha etkin bir yanma ve pistona kuvvet etkimesinin sağlanması için çalışılmaktadır.

Silindir-içi yanma oluşumunu ve alev gelişimini 3B olarak görselleyebilmek için, silindir içi eş-sıcaklık dağılımları özellikle ateşlemeden hemen sonraki yanmanın olduğu KMA'larında eksenel ve radyal kesitlerde Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de incelenen 5 yakıt için gösterilmiştir.

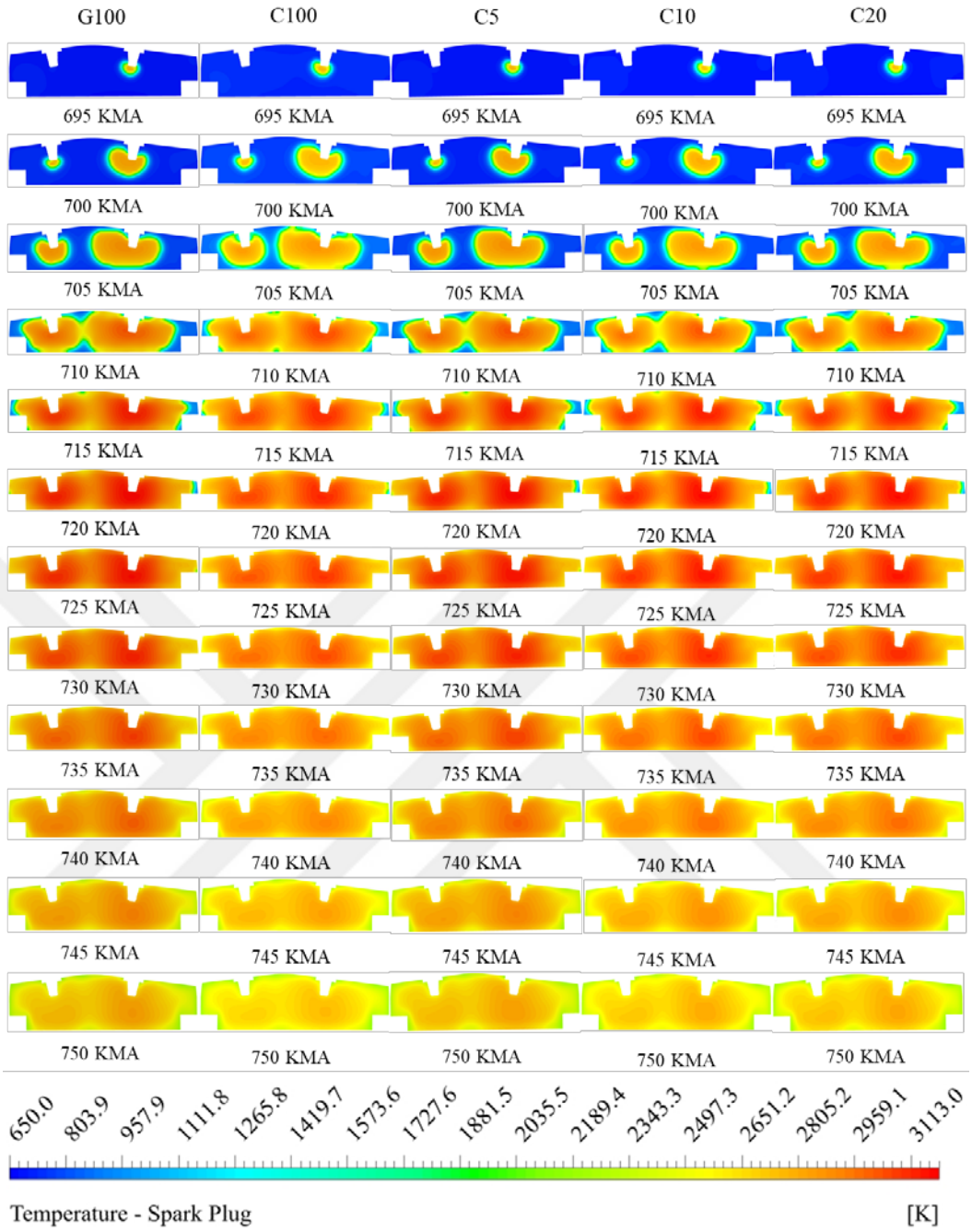
Sıralı çift buji ateşlemeli motorda emme supabına yakın birinci buji 690 KMA'nda egzoz supabı tarafındaki ikinci buji 695 KMA'nda ateşleme yapmaktadır. Her bir bujinin ateşleme süresi 10 KMA'dır. Başlangıç alev küresi çapı 0.2 mm olarak tanımlanmıştır. Eş-sıcaklık dağılımları 695 KMA'ından başlayarak 5 KMA aralıklarla 750 KMA'ına kadar çizilmiştir.

Eş-sıcaklık dağılımları, her iki bujiyi kesen eksenel kesitte gösterilmiştir. Radyal kesit olarak ise buji altından itibaren 1,9 mm aşağıda silindir eksenini dik kesen dairesel düzlem seçilmiştir.

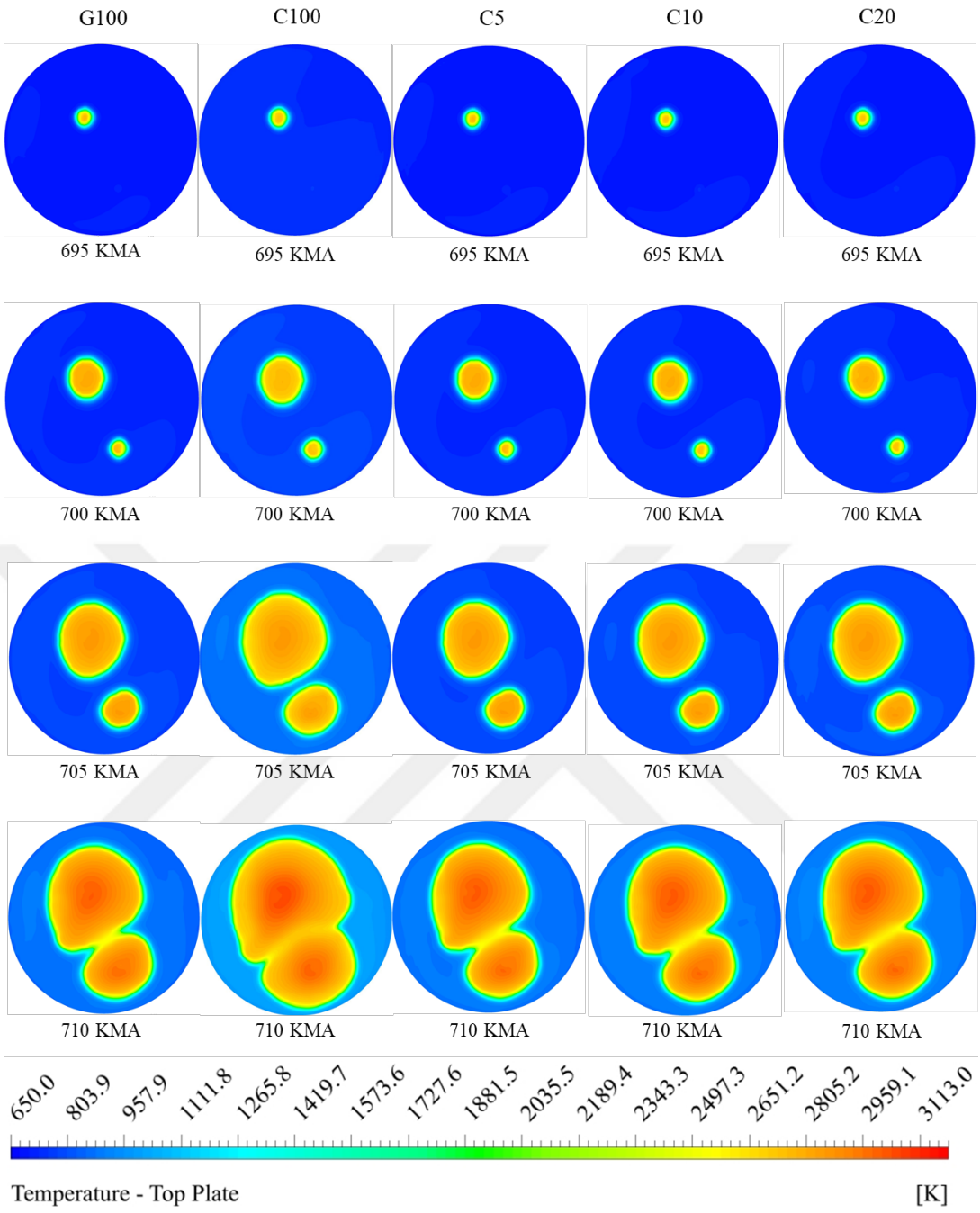
Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'deki, eksenel ve radyal kesitlerdeki eş-sıcaklık dağılımlarında görüldüğü gibi, ateşlemeler ile oluşan alev küreleri ayrık olarak genişleyerek 710 KMA'nda birleşmekte ve tüm silindir içine yayılmaktadır. Çift buji ateşlemesinin oluşturduğu çift alev küresinin yayılımı açık olarak görülmektedir. Sıcaklık 730 KMA'ına kadar yükseldikten sonra düşmeye başlamaktadır.

Burada önemli bir gözlem, alevin 750 KMA'ına kadar tüm silindir içinde ulaşamadığı silindir yüzeyine yakın bölgeler olduğu görülmektedir.

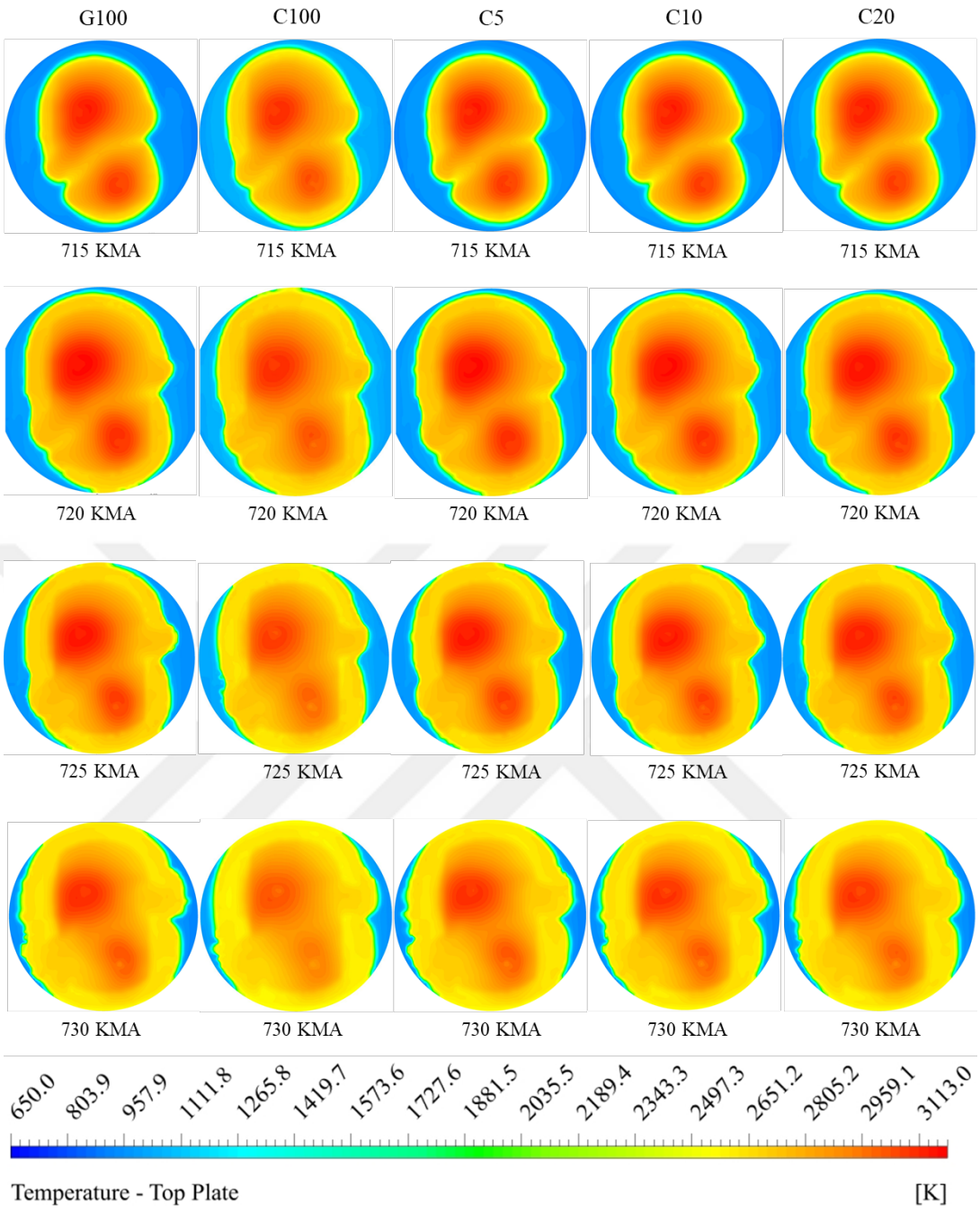
Alev oluşumunun ve ilerlemesinin CNG'de benzine göre daha hızlı olduğu görülmektedir. Ayrıca, CNG'nin adyabatik alev sıcaklığı (2227^0C) benzinden (2250^0C) daha düşüktür. Şekil 5.5'de 725 KMA'ındaki G100 ve C100 yakıtları karşılaştırıldığında silindir içi sıcaklığın G100 yakıtında daha yüksek olduğu görülmektedir.



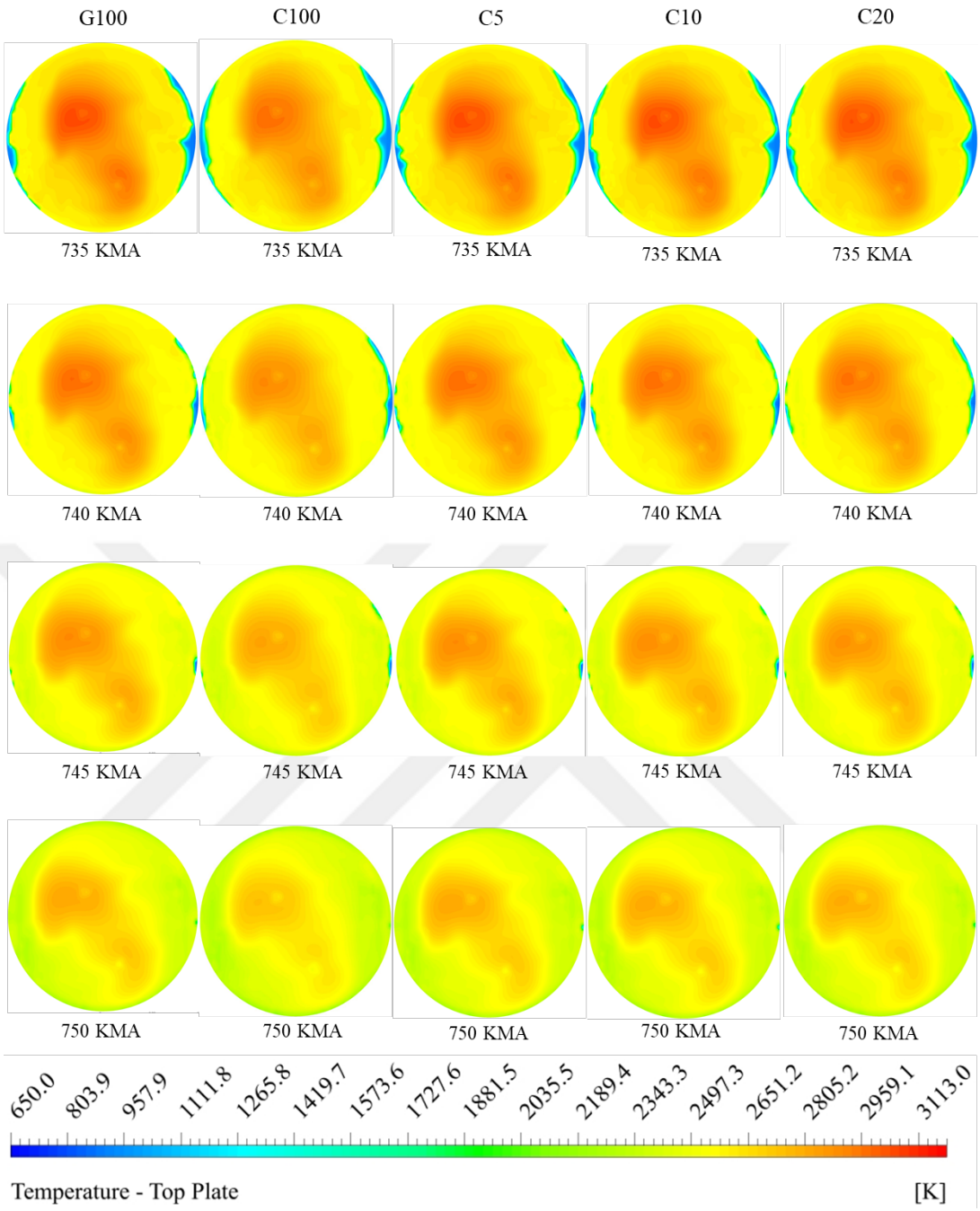
Şekil 5.16. Silindir-içi eş-sıcaklık dağılımı (eksenel kesit)



Şekil 5.17. Silindir-içi eş-sıcaklık dağılımı (radyal kesit)



Şekil 5.17 (devam)



Şekil 5.17 (devam)

6. GENEL DEĞERLENDİRMELER

Bu tez çalışmasında, ticari bir otomobil motoru olan Honda L13A4 i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli motorunda benzin, CNG ve benzin-CNG karışımlarının motor performansına ve emisyonlara etkisi 3B silindir-içi yanma HAD analizleri ile incelenmiştir. Benzin-CNG karışımları, benzine kütlesel olarak %5-10-20 CNG katkısıyla oluşturulmuştur. HAD modelinde; benzin olarak izo-oktan (C_8H_{18}) ve CNG olarak metan (CH_4) tanımlanmıştır.

İncelemede; stokiometrik yanma ve motor kataloğunda belirtilen maksimum tork şartı olan tam yükteki 2800 d/dk dikkate alınmıştır.

Sayısal incelemede, 3B (3 boyutlu) silindir-içi yanma HAD analizi için Ansys-Forte v.19.0 yazılımı kullanılmıştır. HAD modelinde; G-equation yanma modeli ve RANS RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. Sonuçlar bu motora ait deneysel sonuçlar ve çeşitli modelleme yazılımları ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. İncelenen motor için elde edilen sonuçların tüm yöntemler için (katalog değerleri, 1B Ricardo-Wave modeli, 3B Star-CD modeli, 3B Ansys-Forte) tüm motor çevrimi boyunca genel olarak birbirine yakın ve uyumlu çıkması çalışmaların doğruluğunu teyit etmektedir.

Elde edilen HAD analizlerinin sonuçları aşağıda listelenen 3 başlıkta değerlendirilmiştir.

- Motor performansı (silindir-içi basınç ve sıcaklık, P-V diyagramı, tork, ortalama efektif basınç, özgül yakıt tüketimi)
- Emisyonlar (CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2, HC, NO_X)
- Silindir-içi yanma ve alev gelişimi (eş-sıcaklık dağılımı)

Motor performansı:

1) İncelenen yakıtlar için en yüksek silindir-içi basınç ve oluştuğu KMA en yüksekten düşüğe doğru; G100 için 7598 kPa (725 KMA), C5 için 7593 kPa (724 KMA), C10 için 7580 kPa (724 KMA), C20 için 7552 kPa (724 KMA), C100 için 7271 kPa (723 KMA) olarak hesaplanmıştır. Yakıtlara göre basınç değerlerinde çok fark olmaması dikkat çekmektedir. En yüksek basıncı G100 yakıtı ve en düşük basıncı C100 yakıtı vermiştir. Artan CNG yüzdesi basınç değerini benzinden CNG'ye doğru kaydırmıştır.
2) İncelenen yakıtlar için en yüksek silindir-içi sıcaklık ve oluştuğu KMA en yüksekten düşüğe doğru; G100 için 2688 K (733 KMA), C5 için 2683 K (730 KMA), C10 için 2682 K ve C20 için 2679 K (733 KMA), C100 için 2656 K (733 KMA) olarak hesaplanmıştır. Yakıtlara göre sıcaklık değerlerinde çok fark oluşmadığı görülmektedir.
3) En yüksek basınç ve sıcaklık değerlerini G100 yakıtı ve en düşük basınç ve sıcaklık değerlerini C100 yakıtı vermiştir. Artan CNG yüzdesi ile birlikte silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri benzinden CNG'ye doğru azalmıştır.
4) CNG yakıtı benzin ile karşılaştırıldığında, öncelikle, CNG test torku (103,2 Nm) benzin test torkundan (115,7 Nm) %10,8 düşük çıkmıştır. Bu tork düşüşü, 1B model sonuçları için %15,9; 3B Star-CD sonuçları için %15,7 ve bu çalışmada yapılan 3B Ansys-Forte sonuçları için %13,6 olarak hesaplanmıştır.
5) Benzin-CNG karışımlarında da tork, benzine göre düşük çıkmıştır.
6) Benzine göre, CNG veya benzin-CNG karışımı tork değerini düşürmüştür.
7) 3B Ansys-Forte modeli için G100 (11,456 bar), C5 (11,360 bar), C10 (11,270 bar), C20 (11,090 bar) ve C100 (10,850 bar) değerleri elde edilmiştir. 1B model için; G100 (11,940 bar) ve C100 (10,05 bar) değerleri ve test modeli için; G100 (10,85 bar) ve C100 (9,68 bar) değerlerini Yontar tarafından elde edilmiştir. 3B Star-CD modeli için ise; G100 (10,27 bar) ve C100 (8,902 bar) değerleri Yontar tarafından elde edilmiştir. Sonuç olarak Test, 1B, 3B Star-CD ve 3B Ansys Forte sonuçları karşılaştırıldığında değerlerin birbirleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Emisyonlar

1) Yanmanın gerçekleştiği KMA bölgesinde benzin ve CNG emisyonları karşılaştırıldığında; CO_2 ve CO emisyonları benzin için yüksek çıkarken H2O emisyonu CNG için yüksek çıkmıştır. Benzin-CNG karışımındaki artan CNG oranı; CO_2, CO ve H_2O emisyon miktarlarını benzinden CNG'ye doğru ötelemiştir.
2) CO_2 ve CO emisyonlarının benzinde yüksek çıkması ve H_2O'nun CNG'de yüksek çıkmasının sebebi, bu yakıtların C/H oranından kaynaklanmaktadır. Benzinin (C_8H_{18}) C/H oranı (0,444), CNG'nin (CH_4) C/H oranından (0,250) yüksektir. Dolayısıyla, CO_2 ve CO emisyonları daha fazla C içeren benzinde daha fazla oluşurken, H_2O emisyonu daha fazla H içeren CNG'de daha fazla oluşmaktadır.
3) Stokiometrik yanma için yapılan el hesapları, HAD analizi sonuç raporu ve emisyon grafiklerindeki değerleri birbirine yakın ve uyumludur. Mesela benzin için CO_2 miktarı el hesabında 0,0690 gr, HAD sonuç raporunda 0,0645 gr ve HAD emisyon grafiğinde 0,0645 gr olarak gözükmektedir. HAD analizinde CO_2 miktarının düşük çıkmasının sebebi, volumetrik verimden kaynaklı olarak silindire alınan dolgu miktarının düşük olmasına ve bir miktar CO oluşumuna bağlanmaktadır.
4) Silindir-içi O_2 miktarı CNG'de benzine göre daha yüksektir. Benzin-CNG karışımındaki artan CNG oranı; O_2 miktarını benzinden CNG'ye doğru kaydırmıştır. Benzin ve CNG için C/H oranları göz önünde bulundurulduğunda benzin için C/H oranı 0.444 iken CNG için 0.250'dir. Bundan dolayı benzinde C miktarının fazla olması oksijen ihtiyacını artırmaktadır. Böylelikle C/H oranındaki fazla olan karbonunun stokiometrik yanma için daha fazla O_2'ye gerek duymasından kaynaklanmaktadır.
5) Ateşlemelerin olduğu 690-695 KMA'nda başlayan yanma ile adyabatik alev sıcaklığı artarak NOx'in oluşmaya başladığı yaklaşık 1700K'i geçmektedir ve NOx emisyonu en yüksek değerine yaklaşık 730 KMA'nda ulaşmaktadır. CNG'nin adyabatik alev sıcaklığı (2227 K) benzinden (2250 K) düşük olmasına rağmen Şekil 5.15'de verilen grafik emisyon indeksi olarak değerlendirildiği için C100'de NO_X emisyonu daha yüksek çıkmıştır. Benzin-

CNG karışımları için NOx emisyonları ise benzin ile CNG arasında gerçekleşmiştir.

6) Özet olarak emisyonlara bakıldığında; CNG ve benzin-CNG karışımları NOx, CO_2 ve CO emisyonlarını azaltarak iyileştirici etki yapmaktadır.

Silindir-içi yanma ve alev gelişimi:

1) Silindir-içi yanma oluşumu ve alev gelişimi; silindir içi eş-sıcaklık dağılımları özellikle ateşlemeden hemen sonraki yanmanın olduğu KMA'larında eksenel ve radyal kesitlerde çizilerek 3B olarak görselleşmiştir.
2) Eksenel ve radyal kesitlerdeki eş-sıcaklık dağılımlarında görüldüğü gibi, 690 ve 695 KMA açılarındaki ateşlemeler ile oluşan alev küreleri ayrık olarak genişleyerek 710 KMA'nda birleşmekte ve tüm silindir içine yayılmaktadır. Çift buji ateşlemesinin oluşturduğu çift alev küresinin yayılımı açık olarak görülmektedir. Sıcaklık 730 KMA'na kadar yükseldikten sonra düşmeye başlamaktadır.
3) Burada önemli bir gözlem, alevin 750 KMA'na kadar tüm silindir içinde ulaşamadığı silindir yüzeyine yakın bölgeler olduğu görülmektedir. Alevin geç ulaştığı bu bölgeler istenmeyen hatta vuruntuya sebep olabilecek bölgelerdir.
4) Alev oluşumunun ve ilerlemesinin CNG'de benzine göre daha hızlı olduğu görülmektedir. Bu durum, CNG'nin alev hızının (0.37 m/s) benzinden (0.31 m/s) yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, CNG'nin adyabatik alev sıcaklığı (2227^0C) benzinden (2250^0C) daha düşüktür. Şekil 5.5'de 725 KMA'ındaki G100 ve C100 yakıtları karşılaştırıldığında silindir içi sıcaklığın G100 yakıtında daha yüksek olduğu görülmektedir.

Nihai özet bilgi olarak, çift buji ateşlemeli benzinli motorda benzin yerine CNG veya benzin-CNG karışımı yakıt olarak kullanıldığı zaman, tork düşmekte, NOx, CO_2 ve CO emisyonları azalmakta, H_2O ve emisyonları artmaktadır.

Bu tez çalışması, ticari bir çift buji ateşlemeli motorda 5 adet yakıtın (benzin, CNG, %5-10-20 CNG) kullanımının motor performansına ve emisyonlara etkisi 3B silindir-içi yanma HAD analizleri ile incelenmiştir.

Gelecek çalışmalar olarak aşağıdaki çalışmaların yapılması öngörülmektedir.

- Çift buji ateşlemeli motorda benzin için incelenen 2800 d/dk devir sayısındaki optimum ateşleme açıları 690-695 KMA olarak verilmiştir. CNG ve benzin-CNG karışımlarının HAD analizlerinde de bu ateşleme KMA alınmıştır. Her bir yakıt için ateşleme KMA'ları değiştirilerek motor performansı ve emisyonlar açısından optimum ateşleme avansı belirlenebilir.
- Tez kapsamındaki HAD analizleri 2800 d/dk yapılmıştır. Motorun tüm devir sayısı aralığı (1500–4000 d/dk) taranabilir.
- Tez kapsamında %5-10-20 kütlesel CNG oranları çalışılmıştır. Diğer oranlar çalışılabilir.
- Diğer alternatif yakıtlar ve karışımları (CNG, LPG, aseton, etanol, vb) çalışılabilir.

7. KAYNAKÇA

[1]. Pulkrabek, W. W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, Pearson Prentice Hall, 2004.

[2]. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw, 1988.

[3]. Arıcı S., Doğalgaz Yanmalarında NO_X Oluşumu, İstanbul Teknik Üniversitesi Çevre Mühendisliği Bölümü.

[4]. Anonim, European Vehicle Market Statistics, International Council on Clean Transportation Europe, Pocketbook 2017/2018, 2018.

[5]. A. A. Yontar, Buji Ateşlemeli Motorda Saf ve Karışımlı Alternatif Yakıtların Motor Performansına ve Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi, Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale, 2016.

[6]. Lucchini T., D'Errico G., CFD Modelling of Gasoline Sprays, 7th International Conference on Engines for Automobile, ICE2005, Italy, 2005.

[7]. Jayashankara B., Ganesan V., Effect of Fuel Injection Timing and Intake Pressure on the Performance of a DI Diesel Engine-A Parametric Study Using CFD, Energy Conversion and Management, v.51, pp.1835-1848, 2010.

[8]. Aydın M., Soruşbay C., Çift Yakıtlı İçten Yanmalı Motorlarda Yakıt Karışım Oranlarının Performansa ve Emisyonlara Etkisi, OTEKON2016, pp.150, 2016.

[9]. Putrasari, Y., Praptijanto, A., Nur, A., Wahono, B., and Santoso, W. B., Evaluation of performance and emission of SI engine fuelled with CNG at low and high load condition, Energy procedia, v. 68, pp. 147-156, 2015.

[10]. Aslam, M., U., Masjuki, H., H., Kalam, M., A., Abdeselam, H., Mahlia, T., M., I., and Amalina, M., A., An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle, *Fuel*, v. 85(5), pp. 717-724, 2006

[11]. Jahirul M., I., Masjuki, H., H., Saidur, R., Kalam, M., A., Jayed, M., H., and Wazed, M., A., Comparative engine performance and emisson analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine, *Applied thermal engineering*, v. 30(14), pp. 2219-2226, 2010.

[12]. Momeni M., M., Basirat Tabrizi, H., and Mirsalim, M., Experimental investigation of the concomitant injection of gasoline and CNG in a turbocharged spark ignition engine, Energy conversion and management, v. 80, pp. 126-136, 2014.

[13]. Wahono B., Jwa K., Lim O., A Study on In-Cylinder Flow of Small Engine Using Steady-State Flow Benches, 10th International Conference on Applied Energy, ICAE2018, v.158, pp. 1856-1862, Hong Kong, 2018.

[14]. Liu J., Dumitrescu E. C., 3D CFD simulation of a CI Engine Converted to SI Natural Gas Operation Using the G-equation, Fuel, v.107, pp. 833-844, 2018.

[15]. Baratta M., Catania E.A., Pesce C.F., Computational and Experimental Analysis of Direct CNG Injection and Mixture Formation in a Spark Igniton Research Engine, ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF2010-35103, pp. 777-793, 2011.

[16]. Su Y.-H., Kuo T.-F., CFD-Assisted Analysis of the Characteristics of Stratified-Charge Combustion İnside a Wall-Guided Gasoline Direct Injection Engine, Energy, v. 175, pp. 151-164, 2019.

[17]. Liu J., Dumitrescu E. C., Combustion Partitioning İnside a Natural Gas Spark İgnition Engine with a Bowl-in-Piston Geometry, Energy Conversion and Management, v.183, pp.73-83, 2019.

[18]. Shu J., Fu J., Liu J., Ma Y., Wang S., Deng B., Effects of Injector Spray Angle on Combustion and Emissons Characteristics of a Natural Gas (NG)-Diesel Dual Fuel Engine based on CFD Coupled with Reduced Chemical Kinetic Model, Applied Energy, v.233-234, pp.182-195, 2019.

[19]. Hou S.X., Zhang X., Hu Q.Z., Experimental and Numerical Study on Engine Fueled with Different Fractions of Natural Gas–Carbon Dioxide-Hydrogen Blends, International Journal of Hydrogen Energy, v.44, pp.5599-5606, 2019.

[20]. Baratta M., Rapetto N., Fluid-Dynamic and Numerical Aspects in the Simulation of Direct CNG İnjection in Spark-İgnition Engines, Computers & Fluids, v.103, pp.215-233, 2014.

[21]. Garg M, Ravikrishna V.R., In-Cylinder Flow and Combustion Modeling of a CNG-Fuelled Stratified Charge Engine, Applied Thermal Engineering, v.149, pp.425-438, 2019.

[22]. Duc N.K., Duy N.V., Dinh H.L., Viet N.T., Le-Anh T., Performance and Emission Characteristics of a Port Fuel Injected, Spark Ignition Engine Fueled by Compressed Natural Gas, Sustainable Energy Technologies and Assesments, v.31, pp.383-389, 2019.

[23]. Mohamad I.T., Moria H., Performance and Emissions of a Hydrogen-Enriched Natural Gas Spark Ignition Engine with a Dynamic-Homogeneous Mixer, 10th International Conference on Applied Energy, ICAE2018, v.158, pp.1924-1929, Hong Kong, 2019.

[24]. Jadhav D.P., Mallikarjuna M.J., Effect of EGR on Performance and Emission Characteristics of a GDI Engine-A CFD Study, SAE International, 2017.

[25]. Choi M., Song J., Park S., Modeling of the Fuel Injection and Combustion Process in a CNG direct Injection Engine, Fuel, v.179, pp.168-178, 2016.

[26]. Choi M., Lee S., Park S., Numerical and Experimental Study of Gaseous Fuel Injection for CNG Direct Injection, Fuel, v.140, pp.693-700, 2015.

[27]. Yontar, A. A., and Doğu, Y., 1-D modelling comparative study to evaluate performance and emissions of a spark ıgnition engine fuelled with gasoline and lng, MATEC Web of Conferences, v. 81, no. 05003, 2016

[28]. 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..

[29]. 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, 40(18), pp. 2176-2192,2018.

[30]. 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.

[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., and Doğu, Y., Investigation of the Effects of Gasoline and CNG Fuels on a Dual Sequential Ignıtion Engine at Low and High Load Conditions, Fuel, v232, pp.114-123, 2018.

[33]. 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.

[34]. Yontar, A. A., Doğu, Y., and Kantaroğlu, E., Sıralı Çift Buji Ateşlemeli Motorda Aseton-Benzin ve Naftalin-Benzin Karışımlarının Deneysel İncelenmesi, 9.Internationa Automotive Technologies Congress, OTEKON, Bursa, Türkiye, 2018.

[35]. 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.

[36]. 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.

[37]. Doğu, Y., Yontar, A. A., and Kantaroğlu, E., Sıralı Çift Buji Ateşlemeli Motorda Saf ve Karışımlı Alternatif Yakıtların (Benzin, CNG, LPG, Aseton, Naftalin ve Bor Türevleri) Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, 14. International Combustion Symposium, INCOS, Karabük, Türkiye, 2018.

[38]. 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.

[39]. F. O. Parlak, Dizel Motor Emisyon Düzenlemeleri İçin LNT'nin Matematiksel Olarak Modellenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2017.

[40]. Anonim, Forte Version 19, Ansys, 2019.

[41]. Anonim, Forte User Guide Version 19, Ansys, 2019.

[42]. Anonim, Forte Theory Guide Version 19, Ansys, 2019.

[43]. Anonim, SolidWorks V18, 2018.

[44]. Çengel, Y. A., and Boles, M. A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Palme Yayıncılık, 2012

[45]. Anonim, Mahle GmbH, Pistons and Engine Testing, ATZ/MTZ-Fachbuck, 2016.

8. EKLER

Benzin Yanma Denklemleri ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı

Benzin için örnek olarak; G100 olarak gösterilen ve kütlesel %100 benzin yakıt için hacimsel/kütlesel oran hesapları aşağıda yapılmıştır. Ayrıca, G100 yakıtı için, silindir içindeki tüm bileşenlerin yanmadan önce ve sonraki hacimsel/kütlesel miktarları hesaplanmıştır.

Bu amaçla, stokiometrik kimyasal yanma denklemi temel alınarak hesaplama yapılmıştır. Yani, stokiometrik kimyasal yanma denklemindeki molar/hacimsel katsayılar kullanılarak kütlesel oranlar hesaplanmıştır.

$$(1)C_8H_{18} + (12,5)(O_2 + 3,762N_2) \rightarrow (8)CO_2 + (9)H_2O + (47,025)N_2$$

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

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

$$\%_{hacimsel} C_8H_{18} = \frac{1}{60,525} = 0,0165$$

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

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{47,025}{60,525} = 0,7770$$

$$0,0165 + 0,2065 + 0,7770 = 1$$

$$m_{toplam} = (1 * 114) + (12,5 * 32) + [(3,762 * 12,5) * 28] = 1830,70[kg]$$

$$\%_{kütlesel} C_8H_{18} = \frac{(1 * 114)}{1830,70} = 0,0623$$

$$\%_{kütlesel} O_2 = \frac{(12,5 * 32)}{1830,70} = 0,2185$$

$$\%_{kütlesel} N_2 = \frac{[(3,762 * 12,5) * 28]}{1830,70} = 0,7192$$

$$0,0623 + 0,2185 + 0,7192 = 1$$

İzo-oktan (C_8H_{18}) olarak alınan benzinin hava ile stokiometrik yanma denklemi aşağıdaki şekildedir.

$$C_8H_{18} + (12,5)(O_2 + 3,762N_2) \rightarrow (8)CO_2 + (9)H_2O + (3,762*12,5)N_2$$

Benzinin stokiometrik yanması durumunda silindir içine alınan reaktantların ve yanma ürünlerinin tüm bileşenlerin hacimsel ve kütlesel miktarları aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır ve Tablo 3.2'de listelenmiştir.

<u>Hacimsel oran hesabı:</u>

$$C_8H_{18} + 12,5.(O_2 + 3,762.N_2) \rightarrow 8.CO_2 + 9.H_2O + 47,025.N_2$$

$$V_{giren} = 1 + 12,5 + 47,025 = 60,525\left[mol\right]$$
$$V_{çıkan} = 8 + 9 + 47,025 = 64,025\left[mol\right]$$

Girenler:

$$\%_{hacimsel}\, C_8H_{18} = \frac{1}{60,525} \times 100 = 1,65$$

$$\%_{hacimsel}\, O_2 = \frac{12,5}{60,525} \times 100 = 20,65$$

$$\%_{hacimsel}\, N_2 = \frac{47,025}{60,525} \times 100 = 77,70$$

$$1,65 + 20,65 + 77,70 = 100$$

Çıkanlar:

$$\%_{hacimsel}\, CO_2 = \frac{8}{64,025} \times 100 = 17,50$$

$$\%_{hacimsel}\, H_2O = \frac{9}{64,025} \times 100 = 14,06$$

$$\%_{hacimsel}\, N_2 = \frac{47,025}{64,025} \times 100 = 73,45$$

$$17,5 + 14,06 + 73,45 = 100$$

Bu değerler 1 mol veya 1 m^3 yakıtın stokiometrik yanması için elde edilmiştir.

Bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının hacmi, eğer volumetrik verim %100 alınırsa, V=pi*(73mm)^2/4*80mm=334,83cm^3 olmaktadır.

$$V_{\text{strok hacmi}} = \frac{\pi \times \left(d_{\text{silindir}}\right)^2}{4} \times h = \frac{\pi \times \left(73\left[mm\right]\right)^2}{4} \times 80\left[mm\right] = 334830.945\left[mm^3\right] = 334.830945\left[cm^3\right]$$

Yani, bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının toplam hacmi 334,83 cm^3'dür. Bu durumda, silindir içine alınan karışımdaki her bir bileşenin hacmi ve kütlesi aşağıda gösterildiği hesaplanmıştır.

Kütlesel oran hesabı:

Girenler için;

C_8H_{18} *için* $\%1,65$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 5,53\left(cm^3\right)$

C_8H_{18} *için yoğunluk hesaplanır ise;*

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için;*

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,0729\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,00427\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{C_8H_{18}} = 5,53\left(cm^3\right) \times 0,00427\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,02219\left(g\right)$$

O_2 *için* $\%20,65$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 69,14\left(cm^3\right)$

O_2 *için yoğunluk hesaplanır ise;*

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için;*

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,2598\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,001199\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{O_2} = 69,14\left(cm^3\right) \times 0,001199\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,0825\left(g\right)$$

N_2 *için* $\%77,70$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 260,16\left(cm^3\right)$

N_2 *için yoğunluk hesaplanır ise;*

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için;*

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,2968\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{N_2} = 260,16\left(cm^3\right) \times 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,2717\left(g\right)$$

Bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının toplam hacmi 334,83 cm^3 olarak hesaplanmıştı. Bu karışımın stokiometrik yanması sonucu oluşan yanma ürünlerindeki her bir bileşenin hacmi ve kütlesi aşağıda gösterildiği hesaplanmıştır.

Çıkanlar için;

CO_2 *için* $\%12,5$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 41,85\left(cm^3\right)$

CO_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right)$; $T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,1889\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,00165\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{CO_2} = 41,85\left(cm^3\right) \times 0,00165\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,068\left(g\right)$$

H_2O *için* $\%14,06$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 47,08\left(cm^3\right)$

H_2O *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right)$; $T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,4615\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,00068\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{H_2O} = 47,08\left(cm^3\right) \times 0,00068\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,0324\left(g\right)$$

N_2 *için* $\%73,45$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 245,80\left(cm^3\right)$

N_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right)$; $T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,2968\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{N_2} = 245,80\left(cm^3\right) \times 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,2577\left(g\right)$$

CNG Yanma Denklemleri ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı

Benzin için örnek olarak; C100 olarak gösterilen ve kütlesel %100 CNG yakıtı için hacimsel/kütlesel oran hesapları aşağıda yapılmıştır. Ayrıca, C100 yakıtı için, silindir içindeki tüm bileşenlerin yanmadan önce ve sonraki hacimsel/kütlesel miktarları hesaplanmıştır.

Bu amaçla, stokiometrik kimyasal yanma denklemi temel alınarak hesaplama yapılmıştır. Yani, stokiometrik kimyasal yanma denklemindeki molar/hacimsel katsayılar kullanılarak kütlesel oranlar hesaplanmıştır.

$$(1)CH_4 + (2)(O_2 + 3,762N_2) \rightarrow (1)CO_2 + (2)H_2O + (7,524)N_2$$

$$V_{giren} = 1 + 2 + (3,762 * 2) = 10,524[mol]$$

$$V_{çıkan} = 1 + 2 + 7,524 = 10,524[mol]$$

$$\%_{hacimsel}\, CH_4 = \frac{1}{10,524} = 0,0950$$

$$\%_{hacimsel}\, O_2 = \frac{2}{10,524} = 0,1900$$

$$\%_{hacimsel}\, N_2 = \frac{7,524}{10,524} = 0,7150$$

$$0,0950 + 0,1900 + 0,7150 = 1$$

$$m_{toplam} = (1*16) + (2*32) + [(3,762*2)*28] = 290,672[kg]$$

$$\%_{kütlesel}\, CH_4 = \frac{(1*16)}{290,672} = 0,0550$$

$$\%_{kütlesel}\, O_2 = \frac{(2*32)}{290,672} = 0,2202$$

$$\%_{kütlesel}\, N_2 = \frac{[(3,762*2)*28]}{290,672} = 0,7248$$

$$0,0550 + 0,2202 + 0,7248 = 1$$

$$(1*16)[kg] = 16[kg]$$

$$\rightarrow \frac{(1*16)}{16} = 1[\text{kütlesel } CH_4 \text{ oranı}]$$

Metan (CH_4) olarak alınan CNG'nin hava ile stokiometrik yanma denklemi aşağıdaki şekildedir.

$$CH_4 + (2) \times (O_2 + 3,762.N_2) \rightarrow CO_2 + (2).H_2O + (3,762 \times 2) \times N_2$$

Hacimsel oran hesabı:

$$CH_4 + 2.(O_2 + 3,762.N_2) \rightarrow CO_2 + 2.H_2O + 7,524.N_2$$

$$V_{giren} = 1 + 2 + 7,524 = 10,524[mol]$$
$$V_{çıkan} = 1 + 2 + 7,524 = 10,524[mol]$$

Girenler:

$$\%_{hacimsel} CH_4 = \frac{1}{10,524} \times 100 = 9,50$$

$$\%_{hacimsel} O_2 = \frac{2}{10,524} \times 100 = 19$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{7,524}{10,524} \times 100 = 71,49$$

$$9,50 + 19 + 71,49 = 100$$

Çıkanlar:

$$\%_{hacimsel} CO_2 = \frac{1}{10,524} \times 100 = 9,50$$

$$\%_{hacimsel} H_2O = \frac{2}{10,524} \times 100 = 19$$

$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{7,524}{10,524} \times 100 = 71,49$$

$$9,50 + 19 + 71,49 = 100$$

Bu değerler 1 mol veya 1 m^3 yakıtın stokiometrik yanması için elde edilmiştir.

Bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının hacmi, eğer volumetrik verim %100 alınırsa, V=pi*(73mm)^2/4*80mm=334,83cm^3 olmaktadır.

$$V_{\text{strok hacmi}} = \frac{\pi \times \left(d_{\text{silindir}}\right)^2}{4} \times h = \frac{\pi \times \left(73[mm]\right)^2}{4} \times 80[mm] = 334830.945[mm^3] = 334.830945[cm^3]$$

Yani, bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının toplam hacmi 334,83 cm^3'dür. Bu durumda, silindir içine alınan karışımdaki her bir bileşenin hacmi ve kütlesi aşağıda gösterildiği hesaplanmıştır.

Kütlesel oran hesabı:

Girenler için;

CH_4 *için* $\%9,5$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 31,81\left(cm^3\right)$

CH_4 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right)$; $T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,5182\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,000601\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{CH_4} = 31,81\left(cm^3\right) \times 0,000601\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,01912\left(g\right)$$

O_2 *için* $\%19$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 63,62\left(cm^3\right)$

O_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right)$; $T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,2598\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,001199\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{O_2} = 63,62\left(cm^3\right) \times 0,001199\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,0763\left(g\right)$$

N_2 *için* $\%71,49$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 239,37\left(cm^3\right)$

N_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right)$; $T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,2968\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{N_2} = 239,37\left(cm^3\right) \times 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,2512\left(g\right)$$

Bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının toplam hacmi 334,83 cm^3 olarak hesaplanmıştı. Bu karışımın stokiometrik yanması sonucu oluşan yanma ürünlerindeki her bir bileşenin hacmi ve kütlesi aşağıda gösterildiği hesaplanmıştır.

Çıkanlar için;

CO_2 *için* %9,5 *ise* $334,83\left(cm^3\right)\rightarrow 31,81\left(cm^3\right)$

CO_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P=95\left(kPa\right)$; $T=305\left(K\right)$ *için*;

$$P=\rho\times R\times T\Rightarrow \rho=\frac{P}{R\times T}\Rightarrow \rho=\frac{95\left(kPa\right)}{0,1889\left(\frac{kJ}{kg.K}\right)\times 305(K)\times 1000}\Rightarrow \rho=0,00165\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{CO_2}=31,81\left(cm^3\right)\times 0,00165\left(\frac{g}{cm^3}\right)=0,0525\left(g\right)$$

H_2O *için* %19 *ise* $334,83\left(cm^3\right)\rightarrow 63,62\left(cm^3\right)$

H_2O *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P=95\left(kPa\right)$; $T=305\left(K\right)$ *için*;

$$P=\rho\times R\times T\Rightarrow \rho=\frac{P}{R\times T}\Rightarrow \rho=\frac{95\left(kPa\right)}{0,4615\left(\frac{kJ}{kg.K}\right)\times 305(K)\times 1000}\Rightarrow \rho=0,00068\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{H_2O}=63,62\left(cm^3\right)\times 0,00068\left(\frac{g}{cm^3}\right)=0,0429\left(g\right)$$

N_2 *için* %71,49 *ise* $334,83\left(cm^3\right)\rightarrow 239,37\left(cm^3\right)$

N_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P=95\left(kPa\right)$; $T=305\left(K\right)$ *için*;

$$P=\rho\times R\times T\Rightarrow \rho=\frac{P}{R\times T}\Rightarrow \rho=\frac{95\left(kPa\right)}{0,2968\left(\frac{kJ}{kg.K}\right)\times 305(K)\times 1000}\Rightarrow \rho=0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{N_2}=239,37\left(cm^3\right)\times 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right)=0,2512\left(g\right)$$

Benzin-CNG Karışımı Yanma Denklemi ve Hacimsel/Kütlesel Oran Hesabı

<u>C10 (%90 benzin-%10 CNG) için yanma denklemi ve hacimsel/kütlesel oran hesabı:</u>

Benzin-CNG karışımı için örnek olarak; C10 olarak gösterilen ve kütlesel %90 benzin ile %10 CNG içeren karışım için hacimsel/kütlesel oran hesapları aşağıda yapılmıştır. Ayrıca, C10 yakıtı için, silindir içindeki tüm bileşenlerin yanmadan önce ve sonraki hacimsel/kütlesel miktarları hesaplanmıştır.

Bu amaçla, stokiometrik kimyasal yanma denklemi temel alınarak hesaplama yapılmıştır. Yani, stokiometrik kimyasal yanma denklemindeki molar/hacimsel katsayılar kullanılarak kütlesel oranlar hesaplanmıştır.

$$(0,55815)C_8H_{18} + (0,44185)CH_4 + (7,860575)(O_2 + 3,762N_2)$$
$$\rightarrow (4,90705)CO_2 + (5,90705)H_2O + (29,57148)N_2$$
$$V_{giren} = 0,55815 + 0,44185 + 7,860575 + (3,762 * 7,860575) = 38,43205[mol]$$
$$V_{çıkan} = 4,90705 + 5,90705 + 29,57148 = 40,38558[mol]$$

$$\%_{hacimsel} C_8H_{18} = \frac{0,55815}{38,43205} = 0,014523$$
$$\%_{hacimsel} CH_4 = \frac{0,44185}{38,43205} = 0,011491$$
$$\%_{hacimsel} O_2 = \frac{7,86057}{38,43205} = 0,204531$$
$$\%_{hacimsel} N_2 = \frac{(3,762 * 7,86057)}{38,43205} = 0,769448$$
$$0,014523 + 0,011491 + 0,204531 + 0,769448 = 1$$

$$m_{toplam} = (0,55815 * 114) + (0,44185 * 16) + (7,86057 * 32) + [(3,762 * 7,86057) * 28] = 1150,24[kg]$$
$$\%_{kütlesel} C_8H_{18} = \frac{(0,55815 * 114)}{1150,24} = 0,055318$$
$$\%_{kütlesel} CH_4 = \frac{(0,44185 * 16)}{1150,24} = 0,006146$$
$$\%_{kütlesel} O_2 = \frac{(7,86057 * 32)}{1150,24} = 0,218683$$
$$\%_{kütlesel} N_2 = \frac{[(3,762 * 7,86057) * 28]}{1150,24} = 0,719850$$
$$0,055318 + 0,006146 + 0,218683 + 0,719850 = 1$$

$(0,55815*114)[kg]+(0,44185*16)[kg]=70,6987[kg]$

$\rightarrow \frac{(0,55815*114)}{70,6987}=0,9$[programa tanımlanacak kütlesel C_8H_{18} oranı]

$\rightarrow \frac{(0,44185*16)}{70,6987}=0,1$[programa tanımlanacak kütlesel CH_4 oranı]

C10 yakıtı için örnek hesaplama aşağıda verilmiştir.

$$0,55815.C_8H_{18}+0,44185.CH_4+7,86057.\left(O_2+3,762N_2\right)\rightarrow 4,90705CO_2+5,90705H_2O+29,57148N_2$$

$$V_{giren}=0,55815+0,44185+7,86057+29,57148=38,43205\left[mol\right]$$

$$V_{çıkan}=4,90705+5,90705+29,57148=40,38558\left[mol\right]$$

Girenler:

$$\%_{hacimsel}\,C_8H_{18}=\frac{0,55815}{38,43205}\times 100=1,45$$

$$\%_{hacimsel}\,CH_4=\frac{0,44185}{38,43205}\times 100=1,15$$

$$\%_{hacimsel}\,O_2=\frac{7,86057}{38,43205}\times 100=20,45$$

$$\%_{hacimsel}\,N_2=\frac{29,57148}{38,43205}\times 100=76,95$$

$$1,45+1,15+20,45+76,95=100$$

Çıkanlar:

$$\%_{hacimsel}\,CO_2=\frac{4,90705}{40,38558}\times 100=12,15$$

$$\%_{hacimsel}\,H_2O=\frac{5,90705}{40,38558}\times 100=14,63$$

$$\%_{hacimsel}\,N_2=\frac{29,57148}{40,38558}\times 100=73,22$$

$$12,15+14,63+73,22=100$$

Bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının hacmi, eğer volumetrik verim %100 alınırsa, V=pi*(73mm)^2/4*80mm=334,83cm^3 olmaktadır.

$$V_{\text{strok hacmi}}=\frac{\pi\times\left(d_{\text{silindir}}\right)^2}{4}\times h=\frac{\pi\times\left(73\left[mm\right]\right)^2}{4}\times 80\left[mm\right]=334830.945\left[mm^3\right]=334.830945\left[cm^3\right]$$

Yani, bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının toplam hacmi 334,83 cm^3'dür. Bu durumda, silindir içine alınan karışımdaki her bir bileşenin hacmi ve kütlesi aşağıda gösterildiği hesaplanmıştır.

Girenler için;

C_8H_{18} *için* $\%1,45$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 4,86\left(cm^3\right)$

C_8H_{18} *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,0729\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,00427\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{C_8H_{18}} = 4,86\left(cm^3\right) \times 0,00427\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,02073\left(g\right)$$

CH_4 *için* $\%1,15$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 3,84\left(cm^3\right)$

CH_4 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,5182\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,000601\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{CH_4} = 3,85\left(cm^3\right) \times 0,000601\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,0023\left(g\right)$$

O_2 *için* $\%20,45$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 68,48\left(cm^3\right)$

O_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,2598\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,001199\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{O_2} = 68,48\left(cm^3\right) \times 0,001199\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,082\left(g\right)$$

N_2 *için* $\%76,95$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 257,63\left(cm^3\right)$

N_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,2968\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{N_2} = 257,63\left(cm^3\right) \times 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,2702\left(g\right)$$

Bir silindir içine alınan hava-yakıt karışımının toplam hacmi 334,83 cm^3 olarak hesaplanmıştı. Bu karışımın stokiometrik yanması sonucu oluşan yanma ürünlerindeki her bir bileşenin hacmi ve kütlesi aşağıda gösterildiği hesaplanmıştır.

Çıkanlar için;

CO_2 *için* $\%12,15$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 40,68\left(cm^3\right)$

CO_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,1889\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,00165\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{CO_2} = 40,68\left(cm^3\right) \times 0,00165\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,0671\left(g\right)$$

H_2O *için* $\%14,63$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 48,97\left(cm^3\right)$

H_2O *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,4615\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,00068\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{H_2O} = 48,97\left(cm^3\right) \times 0,00068\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,03305\left(g\right)$$

N_2 *için* $\%73,22$ *ise* $334,83\left(cm^3\right) \rightarrow 245,17\left(cm^3\right)$

N_2 *için yoğunluk hesaplanır ise*;

$P = 95\left(kPa\right);\ T = 305\left(K\right)$ *için*;

$$P = \rho \times R \times T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \times T} \Rightarrow \rho = \frac{95\left(kPa\right)}{0,2968\left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \times 305(K) \times 1000} \Rightarrow \rho = 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right)$$

$$m_{N_2} = 245,17\left(cm^3\right) \times 0,001049\left(\frac{g}{cm^3}\right) = 0,2572\left(g\right)$$