



T.C.

HİTİT ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**HOMOJEN DOLGULU SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ (HCCI)
BİR MOTORDA BİYEL - KRANK İLE RHOMBİK HAREKET
MEKANİZMALARININ YANMA ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

Yüksek Lisans Tezi

Barbaros Güngör SEYREK

Çorum - 2024

**HOMOJEN DOLGULU SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ (HCCI) BİR
MOTORDA BİYEL – KRANK İLE RHOMBİK HAREKET
MEKANİZMALARININ YANMA ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

Barbaros GÜNGÖR SEYREK

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

Yüksek Lisans Tezi

**TEZ DANIŞMANI
Prof. Dr. Seyfi POLAT**

Çorum 2024

Barbaros Güngör SEYREK tarafından hazırlanan ‘‘Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli (HCCI) Bir Motorda Biyel – Krank ile Rhombic Hareket Mekanizmalarının Yanma zerindeki Etkilerinin İncelenmesi’’ adlı tez çalışması 25/06/2024 tarihinde aşağıdaki jüri yeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Hamit SOLMAZ

.....

Bařkan

Prof. Dr. Seyfi POLAT

.....

Danıřman

Dr. Öđr. Üyesi Sertaç Samed SEYİTOđLU

.....

ye

Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulununun ./../..... tarih ve sayılı kararı ile Barbaros Güngör SEYREK’in Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Prof. Dr. Osman ÇUBUK

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

Barbaros Güngör SEYREK

HOMOJEN DOLGULU SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ (HCCI) BİR MOTORDA BİYEL – KRANK İLE RHOMBİC HAREKET MEKANİZMALARININ YANMA ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Barbaros GÜNGÖR SEYREK

ORCID: 0009-0003-4646-3684

HİTİT ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Yüksek Lisans Tezi

Mayıs 2024

ÖZET

Homojen şarjlı sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlar yüksek termik verimlilikleri ve düşük emisyon karakteristikleri ile geleneksel buji ateşlemeli ve dizel motorlara alternatif olabilecek şekilde geliştirilmeye devam etmektedir. Dizel motorda azot oksit ve partikül madde emisyonlarının eşzamanlı azaltılamaması en önemli zorluklardandır. HCCI motorlarda karışımın homojen olması ve yanmanın düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi azot oksit ve partikül madde emisyonlarının eşzamanlı olarak ultra düşük olmasını sağlamaktadır. HCCI motorlarda yanma başlatıcı ve yanma sürecini kontrol edecek doğrudan bir mekanizma bulunmamaktadır. Bu durum HCCI yanması için en önemli zorluğu oluşturmaktadır ve çalışma aralığını sınırlandırmaktadır. HCCI motorlarda düşük yüklerde aşırı fakir karışımlarda ateşlenememe probleminden dolayı tekleme, yüksek yüklerde ise eşzamanlı kendi kendine tutuşmadan dolayı oluşan yüksek basınç artış oranından dolayı vuruntu gerçekleşmektedir. HCCI motorların karşılaştığı bir diğer önemli problem de yüksek motor hızlarına ulaşamamasıdır. Yüksek motor hızlarında kendi kendine tutuşmanın gerçekleşebilmesi için kimyasal reaksiyonların gelişmesine yeteri kadar zaman kalmamaktadır. Buna bağlı olarak artan motor hızı ile kendi kendine tutuşamama probleminden dolayı HCCI motorun çalışma aralığı giderek daralmakta ve çıkış gücü sınırlanmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda kullanılan Rhombic hareket mekanizmaları, mekanizmanın geometrik parametrelerine bağlı olarak sıkıştırma ve genişleme esnasında krank mili açısına bağlı farklı hacim değişimi karakteristiği göstermektedir. HCCI motorda sıkıştırma esnasında yüksek motor hızlarında kendi kendine tutuşmayı sağlayacak daha fazla zamanı sağlayabilmek için Rhombic hareket mekanizmasının kullanılabilmesi fikri ortaya çıkmıştır.

Bu çalışmada, 4 zamanlı, 2.0 L, GM EcoTech buji ile ateşlemeli motordan HCCI motora dönüştürülmüş bir motorun Converge CFD programında nümerik modellemesi ve deneysel verilerle validasyonu yapılarak hem biyel-krank mekanizmasında hem de rhombic hareket mekanizmasında, farklı motor hızlarında, farklı motor yüklerinde, RON20 ve RON40 gibi iki farklı oktan sayısına sahip yakıt kullanılarak simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Simülasyon çalışmaları sonucunda motor çalışma haritaları oluşturulmuş, yanma analizleri gerçekleştirilmiş, klasik biyel krank hareket mekanizması ile rhombic hareket mekanizmasının karşılaştırılması yapılmıştır.

Yapılan çalışma sonucunda, RON40 yakıtı ile 800 rpm motor hızında krank ve rhombic mekanizmalarının silindir içi basınç ve ısı dağılım oranı değişimleri karşılaştırıldığında krank mekanizmasının lambda 2.3-2.9 aralığında çalıştığı, rhombic mekanizmasının ise lambda 2.2-3.4 gibi geniş aralıkta çalıştığı ve yanmanın avansa alındığı gözlemlenmiştir. RON20 yakıtı ile yapılan analizlerde HCCI motor krank biyel mekanizması ile 800-1800 rpm aralığında çalışırken, rhombic hareket mekanizması ile 800-2600 rpm gibi daha geniş bir motor hızı aralığında çalışabilmektedir.

Anahtar Kavramlar: İçten yanmalı motorlar, HCCI, Nümerik analiz, Rhombic mekanizma

Bilim Kodu: 91413

**INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF CONNECTING ROD-CRANK AND RHOMBIC
MOTION MECHANISMS ON COMBUSTION IN A HOMOGENEOUS CHARGE COMPRESSION
IGNITION (HCCI) ENGINE**

Barbaros Güngör SEYREK

ORCID: 0009-0003-4646-3684

HITIT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL

Master of Science Thesis

May 2024

ABSTRACT

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines continue to be developed as an alternative to conventional spark ignition and diesel engines due to their high thermal efficiency and low emission characteristics. A major challenge is the inability to simultaneously reduce nitrogen oxides and particulate matter emissions in diesel engines. In HCCI engines, the homogeneity of the mixture and the fact that combustion takes place at low temperatures ensure that nitrogen oxide and particulate matter emissions are simultaneously ultra-low. In HCCI engines, there is no direct mechanism to start of combustion and control the combustion process. This poses the most significant challenge for HCCI combustion and limits the operating range. HCCI engines have misfires at low loads due to the inability to ignite extremely lean mixtures, and knocking at high loads due to the high rate of pressure increase caused by simultaneous self-ignition. Another important problem faced by HCCI engines is the inability to reach high engine speeds. At high engine speeds, there is not enough time for chemical reactions to develop for self-ignition to occur. Accordingly, with increasing engine speed, the operating range of the HCCI engine gradually narrows and the output power is limited due to the inability to self-ignite.

Rhombic motion mechanisms used in internal combustion engines show different volume change characteristics based on the crankshaft angle during compression and expansion depending on the geometric parameters of the mechanism. In the HCCI engine, the idea has emerged that the Rhombic motion mechanism can be used to provide more time for self-ignition at high engine speeds during compression.

In this study, numerical modeling of HCCI engine converted from 4-stroke, 2.0 L, GM EcoTech spark ignition engine was carried out in Converge CFD program and validated with experimental data and simulation studies were carried out both in the connecting rod-crank mechanism and in the rhombic motion mechanism, at different engine speeds, at different engine loads, using two different octane number fuels such as RON20 and RON40. As a result of the simulation studies, engine operation maps were created, combustion analysis was carried out, and a comparison was made between the classical connecting rod crank mechanism and the rhombic motion mechanism.

As a result of the study, when the in-cylinder pressure and heat release rate changes of the crank and rhombic mechanisms are compared at 800 rpm engine speed with RON40 fuel, it is observed that the crank mechanism operates in the lambda 2.3-2.9 range, while the rhombic mechanism operates in the wide range of lambda 2.2-3.4 and the combustion is advanced. In the analysis with RON20 fuel, the HCCI engine was able to operate in the 800-1800 rpm range with the crank connecting rod mechanism, while the rhombic motion mechanism was able to operate in a wider engine speed range such as 800-2600 rpm.

Key Terms: Internal combustion engines, HCCI, Numerical analysis, Rhombic mechanism

Science Code: 91413

TEŐEKKÖR

Lisans ve yüksek lisans eğitimim süresince mesleki bilgi birikimlerini paylaşan ve hayat tecrübeleriyle bizlere rehberlik eden, çalışmaktan onur ve mutluluk duyduğum değerli hocam Prof. Dr. Seyfi POLAT'a

Yapılan bu nümerik çalışmada kullanılan CONVERGE CFD programının akademik lisansını sağlayarak bizlere destek olan CONVERGENT SCIENCE firması ve ekibine,

Her zaman beni destekleyen sevgili annem Derya SEYREK ve babam Prof. Dr. İsmail SEYREK'e

Ve her zaman yanımda olan desteğini esirgemeyen canım ablam Uzm. Dr. Hünkar SEYREK'e

Sonsuz teşekkür ve şükranlarımla.

Barbaros Güngör SEYREK

Çorum 2024

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
TABLolar DİZİNİ.....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
GİRİŞ.....	1

1. BÖLÜM

LİTERATÜR

1.1. Buji ile Ateşlemeli Motorlar	3
1.2. Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlar	7
1.3. HCCI Motorlar	10
1.4. HCCI Motorlarda Yanma Parametreleri.....	13
1.4.1. İş ve indike ortalama efektif basıncın hesaplanması.....	13
1.4.2. Isı dağılımı.....	14
1.4.3. Kümülatif ısı dağılımı	15
1.5. İçten Yanmalı Motorda Kullanılan Hareket Mekanizmaları.....	17
1.5.1. Krank-Biyel mekanizması	18
1.5.2. Rhombic hareket mekanizmalı motor	18
1.6. İçten Yanmalı Motorlarda Nümerik Çalışmaların Önemi.....	18
1.7. İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Yazılımlar.....	19
1.8. Literatür Özetleri	20

2. BÖLÜM

MATERYAL ve METOD

2.1. Klasik Biyel-Krank Hareket Mekanizması	27
---	----

2.2. Rhombic Hareket Mekanizması.....	28
2.3. Deneysel Çalışma	30
2.4. Converge CFD Programı	32
2.4.1. Converge CFD programının tanıtılması.....	32
2.4.2. Üç boyutlu HAD model kurulum adımları.....	33
2.4.4. PISO Çözüm Algoritması, Pre ve Post İşlemler.....	39
2.4.5. Converge CFD yanma modeli.....	39
2.4.6. Türbülans Modeli.....	41
2.4.7. Rhombic hareketinin oluşturulması ve Converge CFD programına tanımlanması	43
2.4.8. Converge CFD giriş verilerinin tanımlanması.....	44
2.4.9. Numerik doğrulama.....	47
2.4.10. Nümerik testlerin planlanması.....	48

3. BÖLÜM

SONUÇLAR

3.1. Silindir İçi Basınç Değişimi.....	49
3.2. Isı Dağılım Oranı Değişimi	52
3.3. Maksimum Basınç Artış Oranı Değişimi (MPRR).....	55
3.4. KA10, KA50, KA90 ve Yanma Süresi Değişimi	56
3.5. Indike Ortalama Efektif Basınç (IMEP) Değişimi.....	60
SONUÇ ve ÖNERİLER.....	64
KAYNAKLAR	66

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 2.1. Deney motor özellikleri.....	31
Tablo 2.2. Deney çalışma parametreleri.....	31
Tablo 2.3. Deneysel çalışma ve nümerik çalışma geometri özellikleri.....	37
Tablo 2.4. Converge CFD programında simülasyon oluşturma adımları.	38
Tablo 2.5. Standart k-s türbülans model katsayıları	42
Tablo 2.6. Simülasyon test matrisi.....	48



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Pistonlu içten yanmalı motorun basit geometrisi. Vc, Vd, Vt sırası ile yanma odası, kurs ve toplam silindir hacmidir (Heywood, 1988).	3
Şekil 1.2. Hava giriş zamanı (Wikipedia, 2010).....	5
Şekil 1.3. Sıkıştırma zamanı (Wikipedia, 2010)	6
Şekil 1.4. Güç aşaması veya genişleme aşaması (Ateşleme Zamanı) (Wikipedia, 2010).....	6
Şekil 1.5. Egzoz aşaması (Wikipedia, 2010).....	6
Şekil 1.6. Dizel motor geometrisi (Yavuz, 2018).....	9
Şekil 1.7. Dizel motorda çalışma zamanları (Sl supap hava girişi, sağ supap egzoz çıkışı ve ortada enjektör memesi bulunmaktadır) (Keveney, 2011)	9
Şekil 1.8. Dizel, Benzinli ve HCCI motorda yanmanın gelişimi (Polat, 2017).....	12
Şekil 1.9. HCCI bir motorda yanmanın tipik ısı yayılım oranı eğrisi (Baumgarten, 2006).....	15
Şekil 1.10. Kümülatif ısı dağılımı grafiği, KA10, KA50, KA90 açıklayan gösterimi (Solmaz et al., 2016)	17
Şekil 2.1. Krank-Biyel mekanizmalı motorun geometrisi	27
Şekil 2.2. Rhombic hareket mekanizmalı motorun geometrisi	28
Şekil 2.3. Pistonun aldığı yolun krank mili açısına bağlı değişimi.....	30
Şekil 2.4. Deney düzeneği görüntüsü (Polat,2015).....	32
Şekil 2.5. Converge Studio yazılımında model oluşturma (case setup) kısmı	33
Şekil 2.6. 3B HAD model uygulama tipi girdisi	34
Şekil 2.7. Modellen Simülasyon Parametreleri	35
Şekil 2.8. Converge CFD programında oluşturulan "surface.dat" dosyası.....	36
Şekil 2.9. Solidworks programında oluşturulan piston geometrisinin izometrik görüntüsü ..	36
Şekil 2.10. Deneysel çalışma ve nümerik çalışma geometri özellikleri.....	37
Şekil 2.11. PISO algoritması çözümleme sırası (Converge Manuel).....	39
Şekil 2.12. Nümerik çalışma için kullanılan yanma mekanizması.	41
Şekil 2.13. Rhombic hareket mekanizmasının girildiği bölüm	43

Şekil 2.14. Converge programında Initialize bölümünde yakıt değerlerinin girilişi.....	46
Şekil 2.15. Nümerik çalışma ve deneysel çalışma validasyonu için basınç grafiği.....	47
Şekil 2.16. Nümerik çalışma ve deneysel çalışma validasyonu için HRR grafiği	48
Şekil 3.1. Krank mekanizmasında silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına bağlı değişimi	50
Şekil 3.2. Rhombic mekanizmasında silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına bağlı değişimi	51
Şekil 3.3. Rhombic ve Krank mekanizmasında lambda 2.5'te silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına bağlı değişimi	52
Şekil 3.4. Krank mekanizmasında ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi.....	53
Şekil 3.5. Rhombic mekanizmasında ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi.....	54
Şekil 3.6. Rhombic ve krank mekanizmasında lambda 2,5'te ısı yayılım oranı.....	55
Şekil 3.7. Maksimum basınç artış oranının farklı MAP değerlerine göre değişimi	55
Şekil 3.8. Krank açısına bağlı KA10 değerleri.....	57
Şekil 3.9. Krank açısına bağlı KA50 değerleri.....	58
Şekil 3.10. Krank açısına bağlı KA90 değerleri.....	59
Şekil 3.11. Krank ve rhombic mekanizması yanma süresi grafiği.....	59
Şekil 3.12. Rhombic mekanizması RON20 IMEP haritası.	61
Şekil 3.13. Krank mekanizması RON20 IMEP haritası.	61
Şekil 3.14. Krank mekanizması RON40 IMEP haritası	62
Şekil 3.15. Rhombic mekanizması RON40 IMEP haritası	63

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

θ	: Krank (dişli) açısı
β	: Rhombic kolu açısı
ε	: Sıkıştırma oranı
C_7H_{16}	: n-heptan
C_8H_{18}	: iso-octane
h_c	: Dişli merkezi ile ÜÖN arasındaki mesafe
h_p	: Pistonun boyu
V_c	: Yanma odası hacmi
V_d, V_K	: Kurs hacmi
V_t	: Toplam silindir hacmi
W_{net}	: Net iş
dV	: Hacim değişimi, m^3
L	: Dişli çarkların merkezleri arasındaki mesafe
p	: Biyel boyu
P	: Silindir basıncı, $P\alpha$
r	: Rhombic kol merkezleri arasındaki mesafe
R.	: Krank yarıçapı

Kısaltmalar

AÖN	: Alt ölü nokta
BMEP	: Fren Ortalama Efektif Basıncı
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CHRR	: Kümülatif ısı dağılımı
CI	: Compression ignition
EGR	: Egzoz Gazı Geri Dönüşümü
HCCI	: Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli

HRR	: Heat Release Rate
KA	: Krank açısı (Crank angle)
KA10	: Krank açısı 10, yanma başlangıcı
KA50	: Krank açısı 50, yanmanın orta noktası
KA90	: Krank açısı 90, yanmanın tamamlanması
LPG	: Petrol gazı
MPPR	: Maksimum Basınç Artış Oranı
NO _x	: Nitrik oksit
NTC	: Negatif Sıcaklık Katsayısı
PM	: Partikül madde (Particulate Matter)
RON	: Research Octane Number
RPM	: Dakikadaki devir sayısı (Revolution per minutes)
SI	: Spark ignition
UÖN	: Üst ölü nokta
YS	: Yanma süresi

GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar on dokuzuncu yüzyılın sonlarında geliştirilmesiyle beraber yirminci yüzyılın ilk çeyreğinden itibaren hızla artarak ulaşım sektörünün yaygın olarak başlanmış ve dünya çapında yayılarak ulaşımında günlük yaşamın bir parçası olmuşlardır. Motor ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren makine olarak tanımlanmaktadır (Yılmaz et al., 2019). Ancak artan nüfus ve ekonomik büyümeyle birlikte bir tarafta enerji ve özellikle petrol talebi artarken diğer tarafta rezervlerinin sınırlı olması ve diğer başka ekonomik ve politik sebeplerle petrol arzını görece olarak kısıtlı talep karşılamakta zorlanması, diğer taraftan içten yanmalı motor kaynaklı emisyon artışı giderek insan ve çevre sağlığını ciddi olarak tehdit etmesi araştırmacıların alternatif yakıt kaynakları da dahil daha az yakıt tüketen, enerji verimliliği yüksek veya alternatif yakıtlarla çalışabilen motor tasarlama çalışmalarına sevk etmektedir (Dept., 2011; Zöldy, 2009) . Son yıllarda iklim değişikliğiyle beraber yaşanan enerji krizi ve jeopolitik rahatsızlıklarla beraber genel araç gerekse emisyon düzenlemeleri sıkılaştırılmıştır (EC, 2022; EPA, 2023; IEA, 2022).

İçten yanmalı motorlardan en yaygın olarak kullanılan buji ateşlemeli (spark ignite, SI) benzinli motorlar tasarım ve çalıştırılmalarının kolaylığına rağmen sıkıştırma oranlarının düşüklüğü sebebiyle termik verim açısından dezavantajlı motorlardır. Benzinli buji ateşlemeli motorlar benzin oktan sayısı sınırından dolayı sıkıştırma oranları düşük olup ancak %25-30 oranında bir termik verime sahiptirler. Genel olarak benzinli motorlarda homojen bir dolgunun elde edilmesi, motor bloklarının diğer motorlara göre hafif olması dizel motorlara göre daha erken ısınması gibi avantajlara sahipken, güç kontrolünün gaz keleşi yoluyla yapılması sebebiyle ısı kayıpları, oktan sayısına bağı olarak yüksek yüklerde vurunu sorunu dolayısıyla sıkıştırma oranının sınırlı kalması, termik verimlerin genel olarak dizel motorlardan %25-30 düşük olması ve dolgunun homojenliğinden dolayı daha yüksek emisyon değerleri önemli dezavantajlardır (Cinar et al., 2010).

Dizel motorlar ise yaygın olarak kullanılan bir diğer içten yanmalı motordur. Bu motorlar daha çok güç avantajları ile öne çıkan geleneksel motorlardır. Dizel motorlarda hava silindir içerisine hiçbir kısılma kaybına uğramadan alındığı için kısılma kayıpları yoktur. Sıkıştırma oranı benzinli motora göre oldukça yüksek olan dizel motor daha yüksek bir termik verime %35-40 sahiptir. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda yakıt hava karışımı homojen olmadığından dolayı NO_x ve PM emisyonları yüksektir. Bu nedenle dizel motorlar NO_x ve emisyonlarının eş zamanlı olarak azaltılamaması sebebiyle ciddi dezavantajlara sahiptir (Can, 2012).

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlar HCCI kısaltması ile ifade edilen yanma teknolojisi ile çalışan motorlardır. HCCI benzinli ve dizel motorların ortak avantajlarına sahip içten yanmalı motorlardaki yeni nesil yanmanın temsilcisi olarak bilinmektedir. Benzinli

motorların ve dizel motorların hem güç üretimi hem de emisyon değerleri açısından en iyi yanlarını üzerinde birleştiren HCCI motorlar daha yüksek termik verim %50 ve eş zamanlı olarak sağlanabilen ultra seviyede daha düşük NOx ve is emisyon özellikleri ile önemli bir teknolojidir. Ancak düşük yüklerde tekleme yüksek yüklerde vuruuntu problemi yaşandığı için HCCI motorların çalışma aralığı sınırlıdır. HCCI motorların yanmayı kontrol eden bir mekanizmalarının bulunmaması önemli zorluklardan bir diğeridir (Çelik, 2018).

Genel olarak bakıldığında içten yanmalı motorlarda en çok kullanılan hareket mekanizması biyel krank mekanizmasıdır. Ancak bazı motorlarda alternatif olarak rhombic hareket mekanizması da kullanılmaktadır. Rhombic hareket mekanizması sıkıştırma ve genişleme zamanı boyunca farklı hareket karakteristikliği sergilemektedir. Bu özelliği sebebiyle rhombic mekanizması HCCI motorlar için önemli bir katkı sağlayabilir çünkü HCCI yanmasının oluşabilmesi için sıkıştırma zamanında daha fazla zaman tanınması gerekmektedir. HCCI motorların çalışma aralığını genişletmek için farklı hareket mekanizmaları ile ilgili çalışmalar ve tasarımlar mümkün görülmektedir. Yaygın olarak kullanılan krank biyel mekanizmasının yanal yüklerden dolayı sürtünme kaybı fazladır ancak rhombic hareket mekanizmasının yanal yükte ekstra bir kaybı bulunmamaktadır. Rhombic mekanizması kullanımı sayesinde biyel kolunun doğrusal hareket etmesi yoluyla piston yan yüzeylerinde oluşan sürtünme kayıpları önlenebilmektedir. Ayrıca rhombic hareket mekanizması ön ve üst ölü nokta arasındaki pistonun iniş çıkış hareketleri simetrik değildir. Dolayısıyla uygun rhombic mekanizması kullanarak sıkıştırma süresi uzatılabilir. Böylelikle yüksek motor hızlarında homojen dolgulu sıkıştırılmalı ateşlemeli motorlarda yakıtın yanması için gerekli olan süre arttırılabilir ve HCCI motor daha geniş bir aralıkta çalıştırılabilir (YILMAZ et al., 2018; Yılmaz et al., 2019).

Bu çalışmada, 4 zamanlı, 2.0 L, GM EcoTech buji ile ateşlemeli motordan HCCI motora dönüştürülmüş bir motorun Converge CFD programında nümerik modellemesi yapılarak hem biyel-krank mekanizmasında hem de rhombic hareket mekanizmasında, farklı motor hızlarında, farklı motor yüklerinde, RON20 ve RON40 gibi iki farklı oktan sayısına sahip yakıt kullanılarak simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Simülasyon çalışmaları sonucunda motor çalışma haritaları oluşturulmuş, yanma analizleri gerçekleştirilmiş, klasik biyel krank hareket mekanizması ile rhombic hareket mekanizmasının karşılaştırılması yapılmıştır.

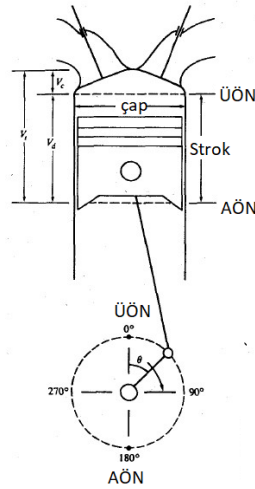
1. BÖLÜM

LİTERATÜR

Kısa bir tanımla motor kimyasal enerjiyi ısı enerjisine, ısı enerjisini de mekanik enerjiye çeviren makinedir. Diğer bir tanıma göre yakıtı doğrudan doğruya silindirler içerisinde yakan ve yanma sonucu üretilen ısı enerjisini piston-biyel mekanizması yoluyla krank miline ileten motorlara enerjinin yani yanma olayının içerden kaynaklanması sebebiyle içten yanmalı motorlar adı verilmektedir (Gupta, 2012). İçten yanmalı motorlar geleneksel olarak buji ateşlemeli motorlar (Spark ignition, SI) ve sıkıştırma ateşlemeli motorlar (Compression ignition, CI) ikiye ayrılmaktadır. Buji ateşlemeli motorlara aynı zamanda benzinli motorlar da denirken sıkıştırma ateşlemeli motorlarsa ise dizel motorlar adı verilmektedir (Heywood, 1988; Stone, 1999). Farklı ateşleme ve yanma yöntemlerine ve yakıtı göre motorlar farklı isimlerle anılabilmektedir.

1.1. Buji ile Ateşlemeli Motorlar

İçten yanmalı motorların tipik bir türü olan buji ateşlemeli motorlar Şekil 1.1’de görüldüğü gibi pistonu alan hava yakıt karışımının bir bujiden gelen kıvılcım yoluyla ateşlenmesi ile çalışırlar. Bu şekilde çalışan motorlara buji ateşlemeli motorlar veya benzinli motorla da denir. İçten yanmalı motorların temel özelliği yanma işleminin piston adı verilen yanma odasında gerçekleşmesidir. Bu sebeple pistonlu motorlar olarak da bilinen içten yanmalı motorlar tipik bir ısı makinesi olup yüksek sıcaklığı kinetik enerjiye dönüştürmek için bir veya daha fazla piston kullanılabilir. Silindir içindeki piston yanma enerjisi ile ileri geri hareket eder ve güçlü bir bağlantı (rod) veya krank mekanizması yoluyla sürücü şafta aktarır (Heywood, 1988).



Şekil 1.1. Pistonlu içten yanmalı motorun basit geometrisi. V_c , V_d , V_t sırası ile yanma odası, kurs ve toplam silindir hacmidir (Heywood, 1988)

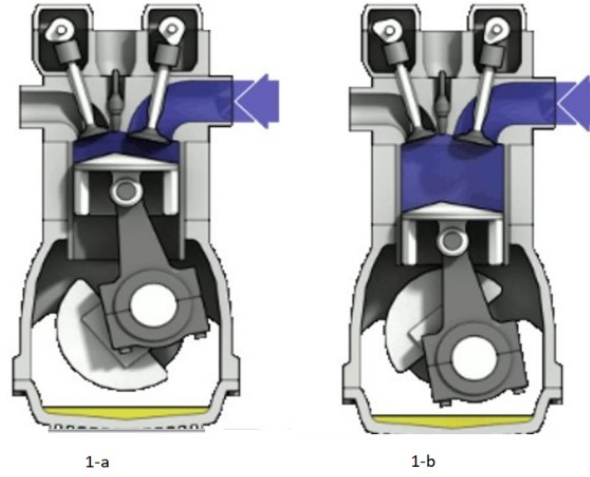
İçten yanmalı buji ateşlemeli yani benzinli bir motorun temel elemanları Şekil 1.1'de görülmektedir. Motor esas olarak bir silindir içinde hareketli pistonun uygun bir açı ile hareket koluna bağlanması ve silindir içine yakıt alınarak ateşlenmesi suretiyle çalışır. Motorda üst ölü nokta (ÜÖN) ve alt ölü nokta (AÖN) olmak üzere iki tane ölü nokta mevcuttur. Ölü noktalar pistonun silindir içinde, yön değiştirmek üzere bir an durakladığı (hareketsiz kaldığı) yere verilen isimlerdir. Üst ölü nokta pistonun silindir içeresinde çıkabildiği en üst noktada, yön değiştirmek üzere bir an durakladığı üst nokta iken, alt ölü nokta ise pistonun silindir içinde inebildiği en alt noktada, yön değiştirmek üzere bir an durakladığı alt noktadır. Kurs veya strok pistonun iki ölü nokta arasındaki uzunluğu veya aldığı veya süpürdüğü yoldur. Kurs hacmi pistonun alt ölü noktadan üst ölü noktaya kadar silindir içinde süpürdüğü hacmin adıdır (Yavuz, 2018). Şekil 1.1'de görüldüğü gibi silindir hacmi minimum veya maksimum olduğunda piston sırayla ÜÖN ve AÖN konumunda hareketsiz hale gelir. Minimum silindir hacmine yanma odası hacmi V_c , adı verilir. Silindir boydan boya piston tarafından süpürülür, maksimum veya toplam hacim, V_c hacmi arasındaki farka değişme veya kurs hacmi, V_d denir. Maksimum hacmin minimum hacme oranına ise sıkıştırma oranı ϵ denir. Sıkıştırma oranının tipik değeri buji ateşlemeli, SI motorlar için 8/12 ve sıkıştırma ateşlemeli CI motorlar için 12/24'dür (Heywood, 1988).

İçten yanmalı motorların çoğunluğu dört zamanlı çevrimli (four stroke cycle) olarak bilinen döngü üzerine çalışmaktadır. Her bir silindir bir güç zamanı üreten hareketlerin serisini tamamlamak için pistonun dört kez ÜÖN ve AÖN arasındaki hareketini (krank kolunun iki kez dönüşünü) gerektirir. Hem buji ateşlemeli, SI hem de sıkıştırma ateşlemeli motorları aşağıda dört aşamadan oluşan bu döngüsü aşağıdaki gibidir:

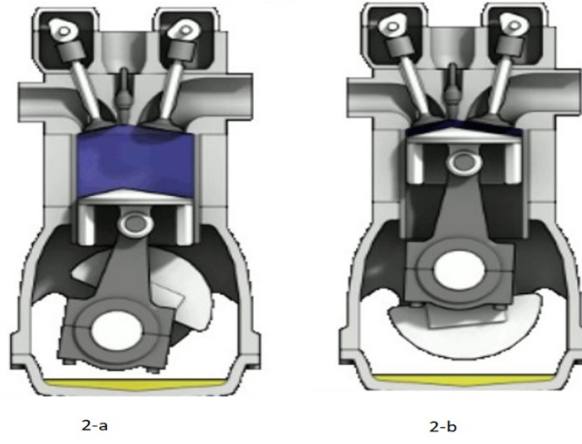
- 1- Emme zamanı: Bu aşamada benzinli motorlarda karbüratörden veya port yakıt enjeksiyon sisteminden gelen benzin hava karışımı emme supabının açılması ile silindir içine çekilir. Bu aşamanın başlangıcı Şekil 1.2'de 1-b'de gösterilmektedir. Bu aşama piston ÜÖN'da iken başlar ve piston AÖN'da iken sona erer. Bu aşamada silindir içine temiz hava karışımı çekilir. Bu işleme emme (induction) ismi verilir. İç supap sıkıştırma zamanı başlamadan çok kısa bir zaman önce açılır ve emme zamanı bitmeden önce kapanır. Bu aşama pistonun Şekil 1.2'de 1-b'de gösterildiği gibi sona erer.
- 2- Sıkıştırma zamanı: Bu aşamada temel hareket pistonun ÜÖN'ya çıkarak benzin hava karışımını sıkıştırmasıdır. Bu aşamanın başlangıcı Şekil 1.3 2-a'da gösterilmektedir. Her iki supap kapandığında ve silindir içindeki karışımın başlangıçtaki hacmin küçük bir oranına kadar sıkıştırıldığındaki aşamadır. Sıkıştırma zamanının sonuna doğru yanma başlatılır ve silindir basıncı çok hızlı bir şekilde yükselir. Bu aşamanın bitiş anı Şekil 1.3'te 2-b'de görüldüğü gibi yakıtın ateşlenmesinden hemen önceki andır.
- 3- Ateşleme zamanı (güç zamanı): Bu aşamada ise temel işlev sıkışan ve ısınan hava/yakıt karışımının bujiden çıkan kıvılcım ile tutuşarak patlaması ve pistonun bu patlama sonucu aşağı doğru itilmesi sürecidir. Bu aşama Şekil 1.4 3-a'da görüldüğü ateşlemenin

yapılması ile başlar ve ateşleme sonuncu piston aşağı inerek Şekil 1.4 3-b’de görüldüğü gibi aşama biter. Bu aşamanın sonucunda hareket gücü üretilmiş olur. Bu şamada piston ÜÖN’da iken başlar ve yüksek sıcaklık yüksek basınç pistonu aşağı gitmesi ve krankı döndürmeye zorlarken AÖN’da biter. Pistonun sıkıştırma durumuna oranla güç durumundaki piston yaklaşık beş kat iş yaptırır. Piston AÖN’ya yaklaşırken egzoz supabı egzoz sürecini başlatmak için ve silindir basıncının egzoz basıncına düşürür.

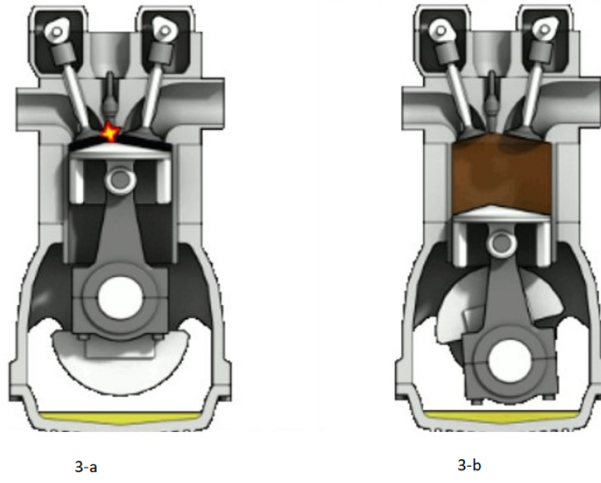
- 4- Egzoz zamanı: Motor devriminin bu son aşaması ise pistonun yukarı hareketi ile yanma sonucu oluşan gazların egzoz supabından dışarı atılıp çevrimin tamamlanması ile diğer bir çevrime geçilmesidir. Bu aşamanın başlangıç ve bitiş süreci sırayla Şekil 1.5 4-a ve 4-b’de görülmektedir. Silindir basıncı egzoz basıncından önemli derecede yüksek olduğu için ÜÖN’ya doğru hareket ederken piston gazları süpürdüğü için piston AÖ’ya yaklaşırken içeri vanası açılır ve tam egzoz subapı kapandıktan sonra döngü tekrar başlar (Heywood, 1988)



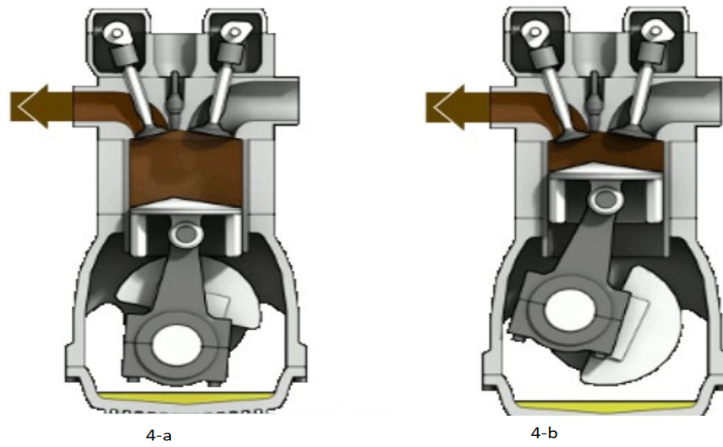
Şekil 1.2. Hava giriş zamanı (Wikipedia, 2010)



Şekil 1.3. Sıkıştırma zamanı (Wikipedia, 2010)



Şekil 1.4. Güç aşaması veya genişleme aşaması (Ateşleme Zamanı) (Wikipedia, 2010)



Şekil 1.5. Egzoz aşaması (Wikipedia, 2010)

İçten yanmalı motorlarda amaç yakıttaki kimyasal enerjiden mekanik kuvvetin üretilmesidir. Motorlardaki enerji motorun içine alınan yakıtın yanma odasında yakılması veya oksidasyonu yoluyla açığa çıkarılır. Motor kapsamında yanma öncesi yakıt/hava karışımı ve yanma sonrası yanmış ürünler asıl çalışan sıvılardır. Bu yakıtlar ile motorun mekanik bileşenleri arasında doğrudan meydana gelen kuvvet çıktısı sağlar. İstenen kuvvet çıktısını sağlayan bu iş dönüşümleri yakıtlar ile motorun mekanik bileşenleri arasında direk olarak meydana gelir. İçten yanmalı motorlar buji ateşlemeli motorlar (spark ignition engines) bazen Otto motorları veya benzinli veya petrol motorları da denir. Benzinli motorlar basitlikleri, sağlamlıkları ve yüksek güç/ağırlık oranları sebebiyle ulaşım (kara, deniz ve hava) ve güç üretiminde geniş bir uygulama bulmuşlardır (Heywood, 1988).

Benzinli motorların genellikle sessiz ve daha pürüzsüz çalışmaları, daha hafif ve daha az karmaşık olmaları, hızlı ivmelenme ve daha yüksek hızlara çıkabilmek, düşük sıcaklıklarda daha iyi ve soğuk havalarda ise daha kolay çalışmaları en bilinen avantajlarıdır. Diğer taraftan benzinli motorlar daha düşük tork değerlerine sahip olmaları yüzünden yüksek yük durumunda düşük performans göstermeleri ve görece olarak yüksek emisyon değerleri sebebiyle dezavantajlı motorlardır.

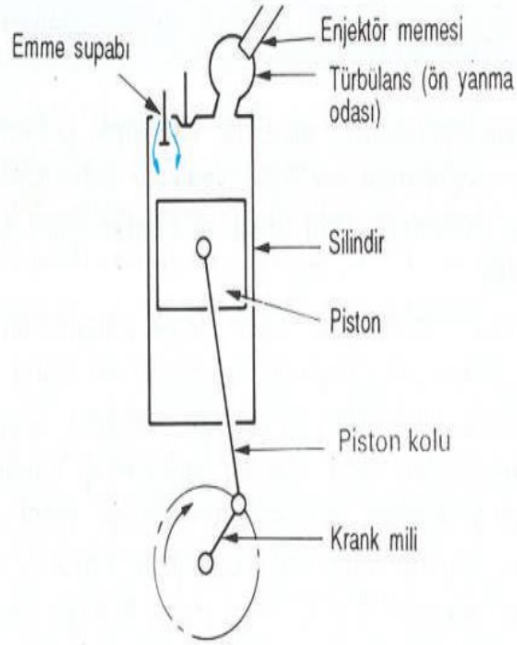
Genel olarak teknolojik gelişmeler neticesinde farklı yanma modları ortaya çıkmasına rağmen benzinli motorlar günümüzde en çok tercih edilen motor çeşitlerindedir. İçten yanmalı motorlarda ısı verimi artırmanın yolu sıkıştırma oranının artırılmasıdır. Benzinli motorlarda ise, yüksek sıkıştırma oranlarında sıkıştırma zamanı sonu silindir içi basınç ve sıcaklığın etkisi ile vuruş meydana gelebilmektedir. Bu durum, benzinli motorların düşük ısı verime sahip olmasının nedenidir. Ayrıca motor devri ve yükü silindir içerisine alınan hava-yakıt karışımı ile ayarlandığından kısımla kayıpları da söz konusudur. Benzinli motorlarda hava ve yakıt silindir dışında homojen bir şekilde karıştırılıp silindir içerisine gönderilir. Ateşleme, buji kıvılcımı ile başlatıldığından dolayı yanma silindir içerisinde homojen olarak gerçekleşmez ve bir noktadan başlayarak devam eden alev yayılımı meydana gelir. Ayrıca buji ile ateşlemeli motorlarda yakıt silindir içerisine hava ile alınırken bir miktar yakıt silindir yüzeyine yapışır ve bu yüzeylerde tam yanma gerçekleşmediğinden dolayı yanmamış hidrokarbon (UHC) emisyonları yüksektir (Cinar et al., 2010).

1.2. Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlar

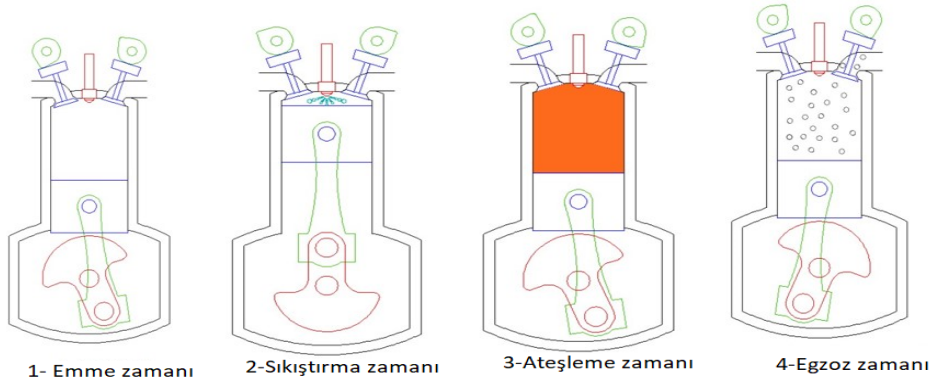
Sıkıştırma ateşlemeli motorlar silindirde sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtme prensiyle çalışan motorlar olup ateşleme kendiliğinden sıkıştırma yoluyla sağlandığı için bir kıvılcıma ihtiyaç bulunmamaktadır (Stone, 1999). Sıkıştırma ateşlemeli motorun genel geometrisi Şekil 1.6'da gösterilmektedir. Sıkıştırma ateşlemeli motorda bir pistonlu motor olup temel bileşenleri silindir, piston, hava giriş ve egzoz çıkış supapları, yakıt enjektörü, biyel kolu ve krank milinden oluşmaktadır. Bu motorun benzinli motordan temel farkı ateşleme için buji olmaması ve yakıtın sıkıştırılmış hava üzerine enjektörle püskürtülmesidir.

Bu dört zamanlı sıkıştırma ateşlemeli motorun çalışma döngüsü benzinli motora genel olarak benzemektedir. Şekil 1.7'de sırayla dört zamanı göstermektedir:

- 1- Emme zamanı: Sıkıştırma ateşlemeli motor da benzinli motor gibi dört zamanlı çevrime emme zamanı ile başlamaktadır. Emme zamanında piston aşağı hareket ederek temiz havayı içeri alıp emme zamanı tamamlayacaktır. Emme işlemi pistonun AÖN'ye gelinceye ve emme supabının kapanmasına kadar devam eder. Krank mili teorik olarak 180° (yarım devir) döner. Emme zamanında silindir içindeki atmosfer basıncı yaklaşık 0,7–0,9 bara düşer ve sıcaklık 100°C dolaylarında olur.
- 2- Sıkıştırma zamanı: Piston alt ölü noktaya gelip yukarı döndüğünde sıkıştırma zamanı başlayacak ve üst ölü noktaya kadar pistondaki hava sıkışarak ikinci zaman tamamlanacaktır. Emme ve egzoz supapları kapalıdır, piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket eder ve emme zamanında emilen havayı 14/1 ile 24/1 oranında sıkıştırır. Sıkıştırılan havanın basıncı sıkıştırma oranına göre 35–45 bar, sıcaklığı da 700°C – 900°C olur. Krank mili teorik olarak 180° (yarım devir) döner.
- 3- Ateşleme zamanı (güç zamanı): Sıkışmış hava üzerine yakıt enjektöründen yakıtın püskürtülmesiyle yanma kendiliğinden başlayarak pistonu aşağı iterek ateşleme ve yanma yani güç üretme zamanı da tamamlanacaktır. Piston ÜÖN'de ve her iki supap kapalıdır. Sıkışan, basıncı ve sıcaklığı artan hava içerisine enjektör ince zerrecikler (atomize) halinde yakıt püskürtür. Püskürtülen yakıt kendiliğinden tutuşur. Tutuşmayı yanma izler, basınç 60–80 bar, sıcaklık yaklaşık 2000°C 'ye kadar yükselir. Piston AÖN.'ye doğru iş yaparak iner. Hacim büyümesine karşın, enjektör bir süre daha yakıt püskürttüğü için yanma devam eder. Basınç sabit kalır. Bu nedenle bu motorlara sabit basınçlı motorlar da denir. Krank mili teorik olarak 180° (yarım devir) döner.
- 4- Egzoz zamanı: Yanma zamanının sonunda piston ateşlemenin itişisi ile alt ölü noktadan yukarı dönerek açılan egzoz supabından emisyonu tahliye edecektir. Emisyon tahliyesi egzoz samanının bitmesiyle tamamlanacak ve motor döngüsü hava emme zamanına geri dönecektir. Piston AÖN'de emme supabı kapalı, egzoz supabı açıktır. Piston ÜÖN' ye çıkarken silindir içeresindeki basınç 3 ile 4 bar, sıcaklığı 750°C – 850°C olan egzoz gazlarını dışarı atar. Piston Ü.Ö.N. ye geldiğinde dört zaman (çevrim) tamamlanmış krank mili iki devir ($180 \times 4 = 720^\circ$) yapmıştır (Yavuz, 2018).



Şekil 1.6. Dizel motor geometrisi (Yavuz, 2018)



Şekil 1.7. Dizel motorda çalışma zamanları (Sl supap hava girişi, sağ supap egzoz çıkışı ve ortada enjektör memesi bulunmaktadır) (Keveney, 2011)

Dizel motor da içten yanmalı bir motordur. Daha farklı bir tanımlama ile dizel motor oksijen içeren bir gazın (genellikle bu atmosferik havadır) sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşması ve silindir içinde püskürtülen yakıtın bu sayede alev alması ve patlaması prensibine göre çalışan bir motordur. Bu yüzden yukarıda anlatılan benzinli motorlardan farklı olarak ateşleme için bujiye ve yakıt oksijen karışımı oluşturmak için bir karbüratör sistemine ihtiyaç yoktur. Dizel yani sıkıştırma ateşlemeli motorlarda tam yanma sürecinin başlaması

gerekmeden motor silindirine yakıt (çoğunlukla hafif yakıt) direk olarak enjekte edilir. Yük kontrolü her bir döngüde enjekte edilen yakıtın miktarı değiştirilerek sağlanır. Genellikle veriler bir motor hızında hava akışı değiştirilmez (Heywood, 1988). Dizel motorların yani sıkıştırma ateşlemeli motorların uygun çalışması hava hareketi ve yakıt enjeksiyonunun düzgün kontrolüne bağlıdır. İdeal bir yanma sistemi yüksek çıktı, yüksek etkinlik, hızlı yanma, temiz egzoz ve sessizliğe sahip olmalıdır. Ancak yanmanın bu genel şartları altında birbiriyle zıtlıklar içermektedir. Sıkıştırma ateşlemeli motorların en önemli bileşeni enjektör olduğu için yakıt enjektör sistemi motordan izole düşünülemez çünkü iyi bir yanma ancak uygun yakıt kava karışımına bağlıdır (Stone, 1999).

Sıkıştırılmalı ateşlemeli motorlar veya diğer adıyla dizel motorların benzinli motorlara göre %50 daha az yakıt tüketmeleri, birim ağırlıklarının yüksek güç üretmesi, daha az zararlı emisyon üretmeleri, dizel yakıtın tutuşma derecesinin daha yüksek olması sebebiyle daha güvenli olması ve motorun daha uzun ömürlü ve az bakım gerektirmesi belli başlı avantajlardandır. Sıkıştırma ateşlemeli motorların silindirde ekstra hava barındırmaları sıkılmadan çalışarak daha yüksek güç üretmesini sağlarken ekstra hava ve lokal olarak artan sıcaklık NO_x miktarını artırmaktadır. Diğer taraftan da sıkıştırma ateşlemeli motorların daha gürültülü ve titreşimli çalışması, yapılarının daha ağır ve karmaşık olması, daha yavaş ivmelenmeleri ve daha düşük maksimum hızlara sahip olmaları, düşük sıcaklıklarda zorlanmaları ve soğuk havalarda da daha zor çalışmaları zorluk çıkaran özelliklerdir (Guzzella & Onder, 2007; Yavuz, 2018)

1.3. HCCI Motorlar

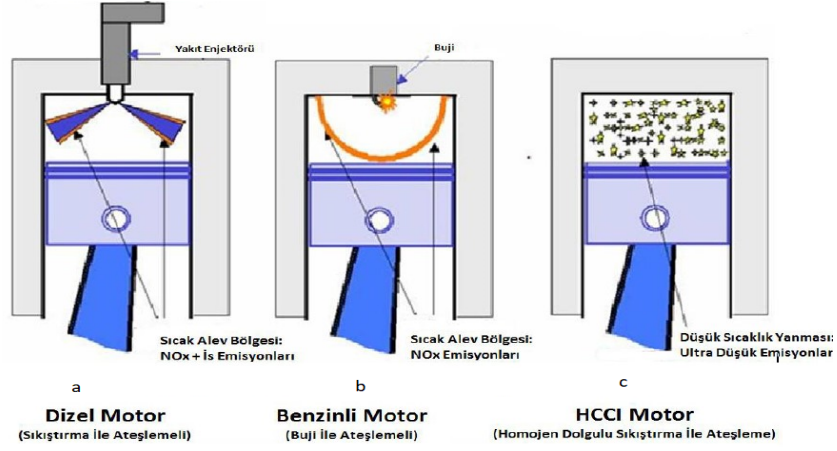
HCCI motorları buji ateşlemeli (benzinli) motorlarla sıkıştırma ateşlemeli(dizel) motorların hibrit bir formatıdır (Motyl & Rychter, 2003). Bu motorlar ilk defa iki zamanlı motorlara alternatif olarak Onishi ve ark.'ları tarafından geliştirilmiştir (Onishi et al., 1979). HCCI teknik olarak aktif termo atmosferik yanma (Active-Thermo Atmosphere Combusion) adıyla anılan pistonlu motorlara uyarlanan tamamen yeni bir yanma yöntemidir (Motyl & Rychter, 2003). HCCI motorları piston tarafından sıkıştırılırken tepkimeye giren ve hacimsel olarak silindir içerisinde boydan boya yanan hafif ön karışimli bir yakıtın kendi kendine yanması prensibine göre çalışan motorlardır (Venkataramana, 2013). HCCI motorlarda NO ve is emisyonları sıfıra yakındır. Bu HCCI yanma teknolojisinin iki temel özelliğinden kaynaklanmaktadır: Bunlardan birincisi, yakıtın homojen bir karışım olması, diğeri ise, bu karışımın sıkıştırma ısıyla kendi kendine tutuşabilmesidir. Ancak, bu iki özellik, aynı zamanda karşı karşıya olunan zorlukların kaynağıdır (Polat, 2017).

Bir HCCI motorda yakıt dağıtım kontrollü yanma sürecini kontrol etmede olağan üstü önemlidir. HCCI motorlar diğer içten yanmalı motorlarda olduğu gibi emme zamanı, sıkıştırma zamanı, ateşleme ve genişleme zamanı ve egzoz zamanı olmak üzere dört zamanlı olarak aşağıdaki gibi çalışmaktadır:

- 1- Emme zamanı: Piston üst ölün noktada iken emme başlar ve hava girişi pistonu aşağı doğru iter. Emme aşamasında yakıt direk silindir kafasına bağlı yakıt enjektörü yoluyla silindirin yanma odasına enjekte edilir. Emme zamanının sonunda hava ve yakıt tam olarak alınır ve yanma odasında karıştırılır. Emme süreci pistonun üst ölün noktadan alt ölün noktaya inmesiyle tamamlanır.
- 2- Sıkışma zamanı: Sıkışma zamanında piston yukarı doğru hareket ederken yanma odasında da ısı oluşmaya başlar. Piston bu zamanın sonuna ulaştığında yakıt hava karışımının rastgele patlamasını (kıvılcıma ihtiyaç duymadan) sağlayacak yeterli ısı birikmiş olur ve pistonu güç aşaması için aşağıya doğru zorlar. Sıkıştırma aşaması yanma odasında kendiliğinden ateşlemeyi sağlayacak ısı sınırına gelince biter.
- 3- Ateşleme aşaması (güç zamanı): Sıkıştırma aşamasının sonunda ateşlenme sınırına ulaşılmasıyla beraber yanma odasının her yerinde aniden ve eş zamanlı olarak ateşlenmeye yanma meydana gelir. Geleneksel buji ateşlemeli (benzin) motorlar (hatta dizeller)'in aksine HCCI motorlarda yanma süreci bütün yanma odası boyunca enerjinin yalın, düşük sıcaklıklı bir şekilde ortaya çıkması olayıdır. Bütün hava yakıt karışımı eşdeğer güç üreterek, ama daha az yakıt kullanarak ve süreçte olabildiğince az emisyon kalıntısı bırakarak eş zamanlı bir şekilde boydan boya yakılır. Yanma sonucu artan basınç pistonu aşağı iterek güç üretilir.
- 4- Egzoz aşaması: Güç veya ateşleme zamanının sonunda piston yönünü değiştirir ve egzoz aşamasını başlatır. Fakat bütün egzoz gazları boşaltılmadan önce egzoz subapı erkenden kapatılarak ard yanma ısısının birazını yanma odasında bırakır. Bir sonraki emme aşaması başlamadan önce bu ısı korunur ve ön yükleme(yanma ısısını ve emisyonlarını kontrol etmek maksadıyla) için az bir miktar yakıt yanma odasına enjekte edilir (Mulane & Limaye, 2016).

Temiz yanmanın (lean combustion) nihai bir yöntemi olan HCCI konsepti diğer geleneksel buji veya sıkıştırma ateşlemeli yanmalardan tamamen farklıdır. HCCI motorda homojen karışım oluşturulmakta ve ancak bunun başarımı emme sistemine veya silindire bağlıdır. Yukarıda ifade edildiği gibi homojen yakıt/hava karışımı, emme aşamasında silindir içine alınır ve yerince yüksek sıcaklık ve basınçla sıkıştırılır. Tercihen ÜÖN yakın yerde yükün homojen kendi kendine ateşlenmesini başarmak için yüksek emme basıncı ve yüksek sıkıştırma oranı gereklidir. Buji ateşlemeli (benzinli) ve sıkıştırma (dizel) ateşlemeli motorların aksine HCCI yanması alev yayılması olmadan gerçekleşir. Yanma başlaması yanma odasının bütün hacminde simultane olarak meydana gelir ve aynı anda yanar (Motyl & Rychter, 2003). Diğer bir deyişle HCCI konseptinde yanma, yanma odasında boydan boya ve eş zamanlı olarak gerçekleşir. Şekil 1.8'de a, b ve c'de karşılaştırmalı olarak sırayla dizel, benzinli ve HCCI yanma olaylarını göstermektedir. Dizel motorda sıkıştırma yanma bölge olarak gerçekleşirken b'de görüldüğü gibi benzinli bir motorda yukarıdan buji ateşlemesi ile bir alev cephesi oluşarak yanma bir cephe olarak gerçekleşmektedir. Şekil 1.8 b'de ise HCCI yanma süreci sembolize

edilmektedir. HCCI yanma alev olmadan yanma odasının her yerinde eş anlı olarak düşük sıcaklıkta ve ultra düşük emisyon üreterek gerçekleşmektedir.



Şekil 1.8. Dizel, Benzinli ve HCCI motorda yanmanın gelişimi (Polat, 2017)

HCCI motorun diğer içten yanmalı buji ateşlemeli ve sıkıştırılmalı(dizel) motorlara göre düşük yakıt tüketimi, benzin, dizel ve alternatif yakıtlarla kolayca çalışabilmesi, sıfıra yakın partikül madde üretmesi, çok düşük NOx emisyonu, homojen yakıt kullanımı sebebiyle is çıkarmaması, kısmi yüklerde etkin olması ve motor üretiminin karmaşık silindir kafası, yüksek basınçlı enjektör ve kompleks egzoz geri dönüşümü(EGR) gerektirmemesi ve potansiyel olarak ucuz maliyet olasılığı literatürde en çok ileri sürülen avantajlardır (Motyl & Rychter, 2003). Gerçekten HCCI yanma yönteminin arkasındaki desteğin sebebi çok sade yakıt karışımında dayanan daha yüksek spesifik ısı oranı, daha yüksek sıkıştırma oranıyla elde edilen daha yüksek çevrim etkinliği ve daha hızlı yanma olduğu için ideale yakın yanma çevrimidir. Ancak HCCI motorların verimliliği bu avantajlarına rağmen yüksek güç oranlarında ısı yayılımının kontrol sorunu, soğuk başlatma hızlı geçişlerde kontrol problemi, yanmamış hidrokarbon sorunları ve en önemlisi de kendiliğinde ateşleme sürecinin kontrol edilmemesi çözülmesi gereken engellerdir (Motyl & Rychter, 2003).

HCCI motorları geleneksel motorlara göre önemli avantajlara sahip olmasına rağmen yukarıda ifade edilen olumsuzluklar nedeniyle henüz ciddi bir ticarileşme aşamasına geçememiştir. HCCI motorların ticarileşmelerinin önündeki temel engeller olarak yanmanın zamanlama kontrolü, düşük özgül güç çıktısı, yüksek hidrokarbon ve CO emisyonları soğukken başlama zorluğu gösterilmektedir (Flowers et al., 2005). Gelişen elektronik kontrol sistemleri gibi yeni teknolojik gelişmeler her geçen gün HCCI motorların ticarileşme yolunda önemli mesafeler kat etmekte olduğunu göstermektedir (Venkataramana, 2013). Diğer taraftan HCCI performansının artırılması konusunda çok önemli mesafeler alınmasına rağmen ticari motor alanına geçmesinin henüz gerçekleşmediği ileri sürülmektedir (Rose, 2008).

Buji ateşlemeli motor ve sıkıştırma ateşlemeleri motorların bileşimi HCCI'ye ciddi etkinlik ve emisyon avantajları sağlamasına rağmen bu motorun diğer geleneksel motorlarla karşılaştırıldığında ticarileşmesinin karşısındaki en büyük engel dar bir çalışma aralığına sahip olmasıdır. Motorun ticarileşmesinin önündeki diğer ikinci bir engel de yakıt olarak görülmektedir. Eğer HCCI ticarileşecekse bunun ticari bir yakıtla giderilmesi gerektiği için yakıt sorununun yaygın olarak çözümünde bir belirsizlik görülmektedir. Ancak buna rağmen genel olarak yakıtın problem olmayacağı düşünülmektedir. HCCI ticarileşmesinin önündeki temel engelin yakıttan çok yanma kontrolünün sağlanamaması olarak görülmektedir. Diğer taraftan hibrit bir formun ticarileşmeye olumlu katkı sağlayacağı da düşünülmektedir. HCCI motora sunulan geniş yakıt yelpazesinin motorun ticarileşmesini zorlaştırdığı ileri sürülmektedir. Son olarak HCCI çeşitlerinden hangisinin ticarileştirme eşliğini aşacağı konusunda bir belirsizlik olduğu ileri sürülmektedir (Angelos, 2009).

1.4. HCCI Motorlarda Yanma Parametreleri

1.4.1. İş ve indike ortalama efektif basıncın hesaplanması

İçten yanmalı bir motor, yanma süreci sırasında mekanik iş üretir. Bu iş, hareketli piston üzerindeki gaz basıncından kaynaklanan kuvvetin sonucudur. İçten yanmalı motorlar, kimyasal enerjinin mekanik enerjiye dönüşümünde önemli bir rol oynarlar. Bu süreçte, yanma odasındaki yakıt-hava karışımı ateşlendiğinde, oluşan yüksek basınç pistonu iterek hareket ettirir ve bu da mekanik işin üretilmesine neden olur. Bu iş, motorun verimliliğini ve performansını belirlemede kritik bir faktördür ve motor tasarımı ve optimizasyonunda önemli bir parametredir (Polat, 2017).

$$W_{net} = p \times dv \quad (1)$$

$$w_{i\dot{s}} = \dot{I}\dot{s} \quad (2)$$

$$P = \text{Silindir basıncı} , Pa \quad (3)$$

$$dV = \text{Hacim Değişimi} , m^3 \quad (4)$$

Net işi hesaplayabilmek için gross işten pompalama işini çıkarmak gerekmektedir.

$$W_{net} = \int_{sıkıştırma}^{genişleme} P \times dv \quad (5)$$

$$W_{net} = W_{gros} - W_{pompa} \quad (6)$$

İndike ortalama efektif basınç, motorun yaptığı işin, kurs hacmine bölünmesiyle hesaplanır. İndike basınç, motorun silindirindeki pistonun strok boyunca yaptığı basınç değişimlerini ölçmek için kullanılan bir ölçümdür. IMEP değeri, motor verimliliğini değerlendirmek için önemli bir parametre olarak kullanılır. Bu parametre, motorun her bir stroku boyunca yaptığı

ortalama basınç değişimini temsil eder ve motorun ne kadar verimli olduğunu gösterir (Polat, 2017).

$$W_{net} = \int p_{mi} \times dV = p_{mi} \int dv \quad (7)$$

$$W_{net} = p_{mi} \times (v_1 - v_2) \quad (8)$$

$$p_{mi} = imep = \frac{w_{net}}{v_k} \quad (9)$$

1.4.2. Isı dağılımı

HCCI motorların, yanma sürecini üç ana sıcaklık ve basınç bölgesine ayırarak çalışır: düşük sıcaklık bölgesi, negatif sıcaklık katsayısı (NTC) bölgesi ve yüksek sıcaklık bölgesi. Bu aşamalar, yanmanın termodinamik ve kimyasal süreçlerini anlamak için kritik öneme sahiptir, şekil 1.9'da gösterilmiştir.

Düşük Sıcaklık Bölgesi: Bu aşama, sıkıştırma strokunun başlangıcında gerçekleşir.

Yakıt-Hava Karışımı: HCCI motorlarında yakıt ve hava homojen bir şekilde karıştırılarak silindire alınır.

Sıkıştırma: Piston yukarı hareket ederken bu karışım sıkıştırılır, bu süreçte karışımın sıcaklığı kademeli olarak artar.

Ön Tutuşma Reaksiyonları: Düşük sıcaklıklarda, hidrokarbonlar ve oksijen arasında bazı ön kimyasal reaksiyonlar başlar. Bu reaksiyonlar, yanmanın hazırlık aşamasını oluşturur ve genellikle ısı üretimi düşüktür.

Negatif Sıcaklık Katsayısı (NTC) Bölgesi: Bu aşama, sıkıştırma sürecinin ilerlemesiyle sıcaklık arttıkça ortaya çıkar:

Oksidasyon Reaksiyonları: Düşük sıcaklık oksidasyonu (LTO) olarak bilinen kimyasal reaksiyonlar, karışımın sıcaklığını artırır.

Sıcaklık Düşüşü: Bazı kimyasal reaksiyonlar, karışımın sıcaklığında ani düşüslere neden olabilir. Bu durum, negatif sıcaklık katsayısı (NTC) davranışı olarak adlandırılır.

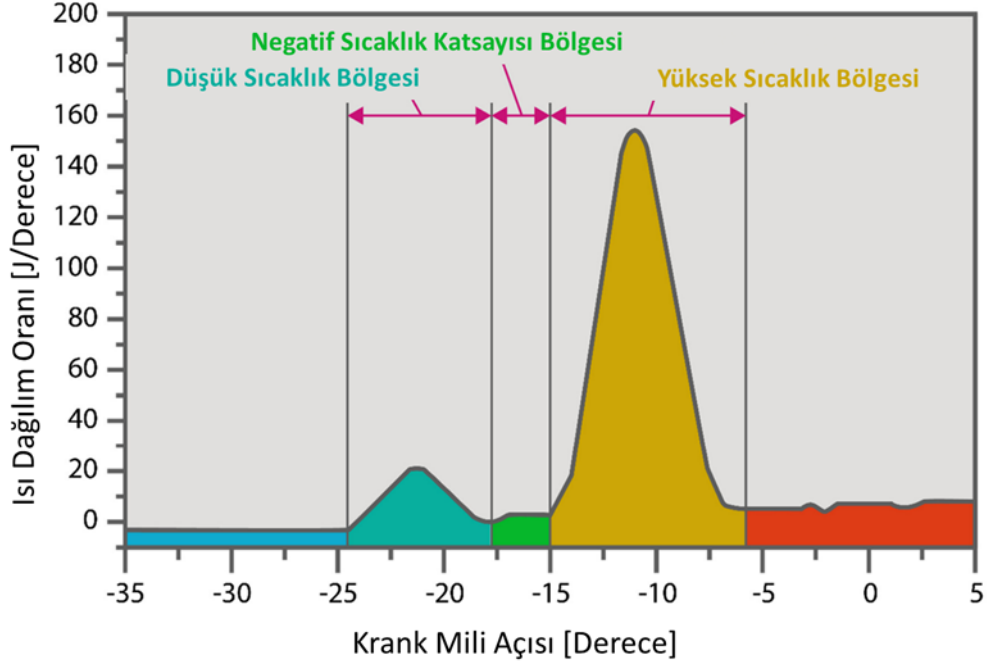
Geçici Stabilite: NTC bölgesi, yanma sürecinin daha stabil hale gelmesini ve yüksek sıcaklık bölgesine geçişi kolaylaştırır. Bu aşama, yanmanın homojen ve kontrollü bir şekilde başlamasını sağlar.

Yüksek Sıcaklık Bölgesi: Bu aşama, sıkıştırma strokunun sonunda ve yanmanın başladığı noktada meydana gelir:

Ana Yanma: Sıkıştırma işlemi devam ederken, karışımın sıcaklığı tutuşma noktasına ulaşır ve homojen karışım aynı anda tutuşur.

Hızlı Yanma: Bu aşamada karışımın büyük bir kısmı hızla yanar ve yüksek sıcaklık ile basınç oluşturur.

Genişleme (Güç) Stroku: Yanma sonucu oluşan basınç, pistonu aşağı iter ve mekanik enerji üretilir.



Şekil 1.9. HCCI bir motorda yanmanın tipik ısı yayılım oranı eğrisi (Baumgarten, 2006)

1.4.3. Kümülatif ısı dağılımı

Şekil 1.9'de görüldüğü üzere Krank açısının sıfırdan itibaren ısıları toplayarak elde edilen maksimum açığa çıkan toplam ısıya kümülatif ısı dağılımı (CHRR) denir. Kümülatif ısı dağılımına karşılık gelen krank mili açısı KA10 yanma başlangıcı, %50'sine karşılık gelen krank mili açısı KA50 yanmanın orta noktası ve %90'ına karşılık gelen krank mili açısına da KA90 yanma bitişi olarak adlandırılmaktadır (Solmaz et al., 2016).

$YS = KA90 - KA10$ şeklinde hesaplanmaktadır.

Şekil 1.9'de gösterildiği gibi, Krank Açısı Başlangıcı (KA10), %50'ye karşılık gelen Krank Açısı (KA50) ve %90'a karşılık gelen Krank Açısı (KA90) gibi belirli noktalarda toplanan ısıların kümülatif olarak gösterildiği toplam ısı dağılımına Kümülatif Isı Dağılımı (CHRR) denir. YS, KA10'dan KA90'a kadar olan krank mili açısına eşit olarak hesaplanır. Bu terimler, içten yanmalı motorların yanma sürecini analiz etmek ve yanma olaylarını karakterize etmek için kullanılır.

Kümülatif Isı Dağılımı (CHRR), içten yanmalı motorlardaki yanma sürecinin ısısal etkisini zaman içinde belirleyen bir terimdir. Bu parametre, motorun krank açısı boyunca meydana gelen ısı değişimlerini kümülatif olarak gösterir (Solmaz et al., 2016).

CHRR, Şekil 1.9'de gösterildiği gibi genellikle grafiksel bir formda sunulur. Bu grafik, motorun bir devir boyunca her krank açısında toplam ısı değişimini gösterir. CHRR grafiği, motorun yanma olaylarını zamanla izlemek için kullanılır.

CHRR grafiğinde, tipik olarak üç belirli nokta vurgulanır:

1. Krank Açısı 10 (KA10): Bu nokta, yanmanın başlangıcını ifade eder.
2. Krank Açısı 50 (KA50): Bu nokta, yanmanın orta noktasını temsil eder.
3. Krank Açısı 90 (KA90): Bu nokta, yanmanın tamamlanmasını ifade eder.

$YS = KA90 - KA10$ şeklinde hesaplanmaktadır.

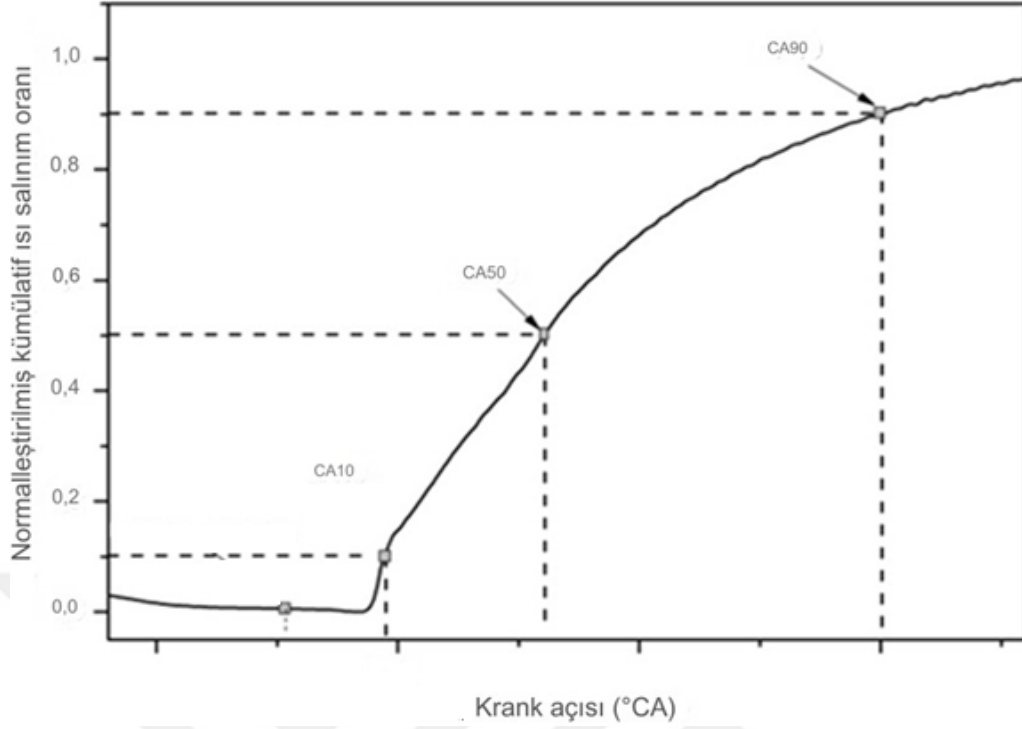
Burada;

YS: Yanma süresi ($^{\circ}KA$)

KA10: Kümülatif ısı dağılımının %10'una karşılık gelen krank mili açısı

KA90: Kümülatif ısı dağılımının %90'una karşılık gelen krank mili açısıdır.

CHRR analizi, motorun yanma performansını, yanma stabilitesini ve egzoz emisyonlarını değerlendirmek için kullanılır. Grafikteki eğrilerin şekli ve eğimi, motorun yanma verimliliği ve performansı hakkında önemli bilgiler sağlar. Bu nedenle, CHRR analizi, içten yanmalı motorların tasarımı ve optimizasyonunda yaygın olarak kullanılan bir araçtır (Solmaz et al., 2016).



Şekil 1.10. Kümülatif ısı dağılımı grafiği, KA10, KA50, KA90 açıklayan gösterimi (Solmaz et al., 2016)

1.5. İçten Yanmalı Motorda Kullanılan Hareket Mekanizmaları

İçten yanmalı motorlarda güç bir milten alınmakta ve motor hareketi bu milin açısal hareketi ile tanımlanmaktadır. Bu hareket krank mekanizmalı motorlarda krank açısı adını alırken rhombic mekanizmalı motorlarda dişli açısını ifade etmektedir (Yılmaz et al., 2019). Bir başka tanıma göre içten yanmalı motorlar, yakıtların yanması sonucunda açığa çıkan ısı enerjisini çeşitli mekanizmalar kullanarak mekanik enerjiye çeviren ısı makinaları olarak da bilinmektedir. Bu makinelerin büyük bölümü pistonun silindir içerisinde ileri geri hareketi ile çalışmasından dolayı pistonlu motorlar diye bilinmektedir. Çok yaygın olmamakla beraber piston dışında başka mekanizmaların da kullanıldığı içten yanmalı motorlar mevcuttur. Bunlara örnek olarak Wankel motorları, serbest pistonlu motorlar, turbo döngüsel motorlar (Pars motorları), geleneksel Atkinson çevrimi krank mekanizması ve Rhombic hareket mekanizması sayılabilir. Motor çeşitleri yanma odası ve hareket mekanizmasına bağlı olarak farklı isimler alabilmektedir (YILMAZ et al., 2018). Uygulamada önce çıkmaları sebebiyle burada sadece Piston-biyel-krank ve Rhombic hareket mekanizmaları ele alınacaktır.

1.5.1. Krank-Biyel mekanizması

Pratikte çok rastlanan bir mekanizma olarak krank-biyel mekanizması, dairesel hareketini doğrusal harekete dönüştürür. Mekanizmanın, ölü konumları, kol-sarkaç kol mekanizmasında olduğu gibi, biyel ve kolun aynı doğrultuda olduğu konumlardır. Mekanizmada, piston ölü konumlar arasında s uzaklığı kadar öteleme yaparken, kol φ_0 açısı kadar döner. Öteleme doğrultusu ile kol merkezi arasındaki dik uzaklık eksantriklik olarak adlandırılır. Böyle mekanizmalara eksantrik, eksantrikliği sıfır olanlara ise santrik adı verilir. Yanal kuvvet etki ettiğinden sürtünmeler fazladır. Krank biyel mekanizması geleneksel içten yanmalı motorlarda uzun yıllardır kullanılan bir mekanizmadır. Krank mekanizmasının üretim kolaylığı ileri sürülen bir avantajken gözlenen denge problemleri önemli bir dezavantaj olarak belirtilmektedir (YILMAZ et al., 2018).

1.5.2. Rhombic hareket mekanizmalı motor

Rhombic hareket mekanizması, pistonla bağlanır. Rhombic hareket mekanizması Çapları eşit iki simetrik dişli temas halinde ve zıt yönde denerek hareketi mekanizmanın kollarına ileterek hareket eksenine dik hareket eden yanal kuvvetleri minimize etmektedir. Böylece piston ve silindir arasındaki temas yüzeyinde sürtünme büyük ölçüde azaltılır.

Rhombic hareket iletim mekanizması; mekanik bağlantıları azaltmak, dolayısıyla sürtünme ve mekanik kayıplardan doğan verim kaybını ortadan kaldırmak, motor boyutlarını küçültmek ve titreşimi azaltmak amacıyla kullanılmaktadır (YILMAZ et al., 2018).

Güç piston biyeli üst bağlantı parçasına, yer değiştirme piston biyeli ise alt bağlantı parçasına bağlanmıştır. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu basit harmonik hareketle çalışmaktadır. Bu tip mekanizmada yanal kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden piston ve silindir arasında ve yer değiştirme piston rodu ile güç piston rodu arasında yanal sürtünme ortadan kaldırılmaktadır ve motor parçalarındaki aşınma miktarı azaltılmaktadır. Titreşim ve sessizlik yönünden diğer mekanizmalardan daha iyi performansa sahiptirler (YILMAZ et al., 2018).

1.6. İçten Yanmalı Motorlarda Nümerik Çalışmaların Önemi

İçten yanmalı motorların geliştirilmesi süreci ve bu konudaki araştırma ve geliştirme çalışmaları fiziksel deneyler ve nümerik hesaplamalarla yürütülmektedir. Bunlardan fiziksel deneyler her ne kadar önemli olsa da ciddi yatırım ve maliyetler içermektedir. Maliyet dışında deneyler zaman alıcı ve yorucudur. Ancak bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ve bilgisayara dayalı veri işleme ve analiz gücünün artması motor teknolojisinin araştırılması ve geliştirilmesi açısından birçok problemin sayısal olarak çözümüne olanak sağlamaktadır. İçten yanmalı motorların geliştirilmesinde bilgisayar teknolojisinden yararlanılması deneysel çalışmalar için

harcanan maliyetlerin ve zamanın azalmasına yardımcı olacağı düşünülmektedir (Polat ve diğerleri, 2013).

Nümerik çalışmaların en önemli yanı deneysel çalışmalardan elde edilen verilerin nümerik programlama veya nümerik kriterler açısından uygun yazılım kullanımı ile doğrulanması ve karşılaştırmalı olarak analiz edilmesidir. Deneysel çalışmalarda büyük miktarlarda yatırım yapılmadan önce olası durumların nümerik analizlerle incelenmesi araştırma ve geliştirme yönetimi açısından son derece önemli bir araçtır. Bunun dışında motor incelemelerinde deneysel çalışmalara göre bilgisayar tabanlı simülasyonların daha karmaşık şartlandırmaların incelenmesi mümkün olabilmektedir. Bu karmaşık ve deneysel olarak incelenmesi düşük ihtimal olan durumların analizi için en iyi yöntem simülasyon olarak önerilmektedir. Genel olarak deneysel çalışmaların maliyet ve zaman unsuru düşünüldüğünde hesaplanan akışkanlar dinamiği simülasyonları (Computational Fluid Dynamics, CFD) farklı yüzeler ve geometrilerle akış etkileşiminin davranışlarını incelemek için en etkili araçtır. Özellikle otomotiv mühendisliğinde CFD simülasyonları farklı operasyonel şartlar altındaki içten yanmalı motorların karakteristiklerini ve davranışlarını incelemek için kullanılmaktadır (Revadal and Kumar, 2021).

1.7. İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Yazılımlar

İçten yanmalı motorların tasarımı, analizi ve optimizasyonu için çeşitli mühendislik yazılımları kullanılmaktadır. Bu yazılımlar, motor performansını değerlendirmek, emisyonları analiz etmek ve motor bileşenlerinin dayanıklılığını artırmak amacıyla kullanılmaktadır. Aşağıda, içten yanmalı motorlar üzerinde çalışan mühendislerin yaygın olarak kullandığı yazılımlar detaylandırılmıştır.

ANSYS Fluent: İçten yanmalı motorların yanma süreçlerini, ısı transferini ve akışkan dinamiklerini modellemek için kullanılan gelişmiş bir CFD yazılımıdır. Türbülans, yanma ve kimyasal reaksiyonlar gibi karmaşık fenomenlerin simülasyonu mümkündür.

ANSYS Mechanical: Motor bileşenlerinin yapısal analizini gerçekleştirmek için kullanılan bu yazılım, gerilme, deformasyon ve titreşim analizlerine olanak tanır.

STAR-CCM+: Motor içi akış, yanma ve ısı transferi analizleri için güçlü bir araç olarak kullanılan bu yazılım, CD-adapco tarafından geliştirilmektedir.

GT-Power: İçten yanmalı motorların termodinamik analizini gerçekleştiren bir yazılımdır. Motor performansı, yakıt tüketimi ve emisyon parametrelerinin analizi için kullanılmaktadır.

AVL BOOST: Motorların termodinamik performansını modellemek ve simüle etmek için kullanılmaktadır. Farklı motor tipleri için kapsamlı analizler sağlar.

Ricardo WAVE: Motor performansı, yanma ve emisyon analizleri için kullanılan bir başka önemli yazılımdır. Mühendisler, motor tasarımı ve optimizasyonu süreçlerinde bu programdan yararlanmaktadır.

CONVERGE CFD: Motor simülasyonları için optimize edilmiş bir CFD yazılımıdır. Özellikle yanma odası tasarımı, yakıt püskürtme ve emisyon analizleri için tercih edilmektedir.

CONVERGE CFD, motor simülasyonları için optimize edilmiş özel bir CFD yazılımıdır ve içten yanmalı motor tasarımı ve analizi için çeşitli avantajlar sunmaktadır. Bu avantajlardan bazıları aşağıda sıralanmıştır.

- Otomatik Meshleme: CONVERGE CFD, kullanıcının manuel olarak mesh oluşturmasını gerektirmeyen otomatik meshleme teknolojisine sahiptir. Bu, simülasyon süreçlerini hızlandırır ve kullanıcının zamandan tasarruf etmesini sağlar.
- Yüksek Doğruluk: Yazılım, karmaşık yanma süreçlerini, türbülansı ve kimyasal reaksiyonları yüksek doğrulukla modelleyebilir. Bu sayede, motor performansını ve emisyonları daha hassas bir şekilde analiz etmek mümkündür.
- Adaptif Mesh Yenileme: CONVERGE CFD, adaptif mesh yenileme özelliği sayesinde, hesaplama alanını dinamik olarak yeniden meshleyebilir. Bu, özellikle hızlı hareket eden parçalar ve değişken geometriler için kritik öneme sahiptir.
- Paralel Hesaplama: Yazılım, paralel hesaplama yetenekleri sayesinde büyük ve karmaşık simülasyonların daha hızlı tamamlanmasını sağlar. Bu, simülasyon süresini önemli ölçüde azaltır.
- Entegre Post-Processing: CONVERGE CFD, bütünleşmiş post-processing araçları ile simülasyon sonuçlarının analizini ve görselleştirilmesini kolaylaştırır. Bu araçlar, mühendislerin sonuçları hızlı ve etkili bir şekilde değerlendirmesine olanak tanır.

Bu yazılımlar, içten yanmalı motorların tasarım, analiz ve optimizasyon süreçlerinde mühendislerin ihtiyaç duyduğu kapsamlı araçları sağlar. Her bir yazılım, belirli bir analiz türü veya alan için optimize edilmiştir ve birlikte kullanıldığında daha kapsamlı ve doğru sonuçlar elde edilmesini mümkün kılar.

1.8. Literatür Özetleri

Nobakht ve arkadaşlarına göre, HCCI yüksek termik verimlilik için iyi bir yanma yöntemi olup geleneksel içten yanmalı motorlarla karşılaştırıldığında NO_x ve partikül maddelerini eş zamanlı olarak azaltmaktadır. HCCI motorlarda kendi kendine ateşleme için direk bir yöntem yoktur. HCCI yanmalı motorlarda dolaylı olarak ateşleme zamanlamasını kontrol etmenin genel bir yolu yanmayı etkileyebilecek motor parametrelerini değiştirmektir. Bu çalışmada hava giriş sıcaklığı ve basıncın, sıkıştırma oranı, eşdeğer oran ve motor hızının yanmaya ve

motor performans parametrelerine olan etkisini belirlemek için doğal gaz HCCI yanması üzerine bir parametre çalışması yürütülmüştür. Çalışma iki çeşit parametreyi tartışmaktadır. İlk parametre silindir içi basınç değişimi ve yanma başlangıcı iken ikinci parametre ise ortalama efektif basınç ve termal verimdir. HCCI yanmayı modellemek için detaylı kimyasal kinetik kodla altılı bir alan modeli kullanılmaktadır. Modelleme sürecinde hem ısı hem de madde transferi dikkate alınmaktadır (Nobakht et al., 2011).

Xu ve arkadaşları, çalışmalarında içten yanmalı bir motorun termal verimliliğini önemli ölçüde iyileştirmek ve egzoz emisyonlarını düşürmek için karşı pistonlu hidrolik serbest pistonla çalışan bir motorla HCCI yanma sürecini incelemektedir. Detaylı kimyasal kinetikle beraber tek ve çoklu bölgesel Chemkin model ve tek boyutlu gaz dinamik modelinden çıkarılan tek pistonlu dinamik hareketler yanma karakteristiklerini ve motor performansını analiz etmek için kullanılmıştır. Kritik faktörleri ve geleneksel motorlara göre performans iyileştirmelerinin olası sınırlarını ortaya çıkaracak şekilde motor yanma aşaması ve çevrim simülasyonlarındaki süreyi kontrol etmek için giriş sıcaklığı, değişken sıkıştırma oranı ve termal EGR'den yararlanılmaktadır. Bunun dışında kabul edilebilir bir vuruş seviyesinde gerçekçi motor performansına yaklaşmak için ardışık CFD/çok bölgesel yöntemiyle bölgeler arasındaki hava girdabı, artık madde oranları, termal katmanlaştırma ve ısı kayıp oranları ele alınmaktadır (Xu et al., 2011).

Garcia ve arkadaşlarının araştırmalarına göre, HCCI yanma modu daha düşük NO_x ve is emisyonu sağlamakta, ancak hidrokarbon emisyonları, yakıt tüketimi, yanma başlatma kontrolünün zorluğu ve yüksek yüklerde olumsuz davranışlarla ilgili olarak bazı zorlukları vardır. Dizel ve HCCI yanma modunda silindir içi NO_x üretimini kontrol etmek için soğutulmuş egzoz geri dönüşümü (EGR) kullanılmaktadır. Ancak EGR yanma ve emisyonu ayırıştırılması zor olan farklı etkilere sahiptir. Bu çalışmanın amacı baz dizel motorunu (FL1 906 DEUTZ-DITER) HCCI yanma modunda çalışmak için modifiye edilen bir motor karakterize etmektir. Çalışma dizel modunda çalışan motorlara nispeten ticari dizel yakıtla yakılan HCCI yanma modundaki modifiye dizel motor için deneysel sonuçları göstermektedir. Sistematik testlerle birlikte yakıt enjeksiyonunun optimum krank açısını belirlemeye yönelik deneysel bir kurulum, silindir basıncının gelişimini ölçmek ve tek bölgesel sayısal bir modelden ısı salınım hızına ilişkin bir tahmin elde etmek için kullanılmaktadır. Bunlardan yanmanın başlangıç açısı elde edilmiştir. HC, CO performansları ve emisyonları ile motorun NO_x ve duman emisyonlarındaki büyük azalma sunulmaktadır. Bu sonuçlar, harici EGR'nin HCCI çalışma modu, bazı motor tasarım parametreleri ve ayrıca NO_x emisyon azaltımı üzerindeki etkilerinin daha derin bir analizine olanak sağlamıştır (García et al., 2009).

Bhave ve diğerleri araştırmalarında motor çevrim modeline dayanan geliştirilmiş bir olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF) kullanarak bir HCCI motorda CO emisyonlarının güvenilir bir tahmini etkileyen faktörleri incelemektedir. Daha önceki çalışmalarında teyit edilen olasılık yoğunluk fonksiyonu (Probability Density Function, PDF) temelli stokastik reaktör modeli CO

emisyonlarının kritik kaynaklarını numerik olarak belirlemek için kullanılmaktadır. Tam çevrim modeli, detaylı kimyasal kinetikleri içermekte, sıcaklık ve bileşimdeki homojensizlikleri dikkate almakta; yanma, motor parametreleri ve emisyonların yeterince güvenilir tahminlerini sağlamak için gösterilmektedir. Literatürde tek bölgeli, çok bölgeli ve CFD temelli motor döngü modelleri HCCI yanmasındaki incelikleri anlamak için yaygın olarak kullanılmasına rağmen CO emisyonlarının tahminleri oldukça zayıftır. Yazarlara göre, tek bölge temelli modele kullanan CO emisyonlarının düşük tahminleri homojensizlikleri dikkate alma yetersizliğinden kaynaklanmaktadır. Çalışma kapalı hacimli 10 alanlı, 9 alanlı, ardışık çok bölgeleri ve CFD bağlantılı modellere dayana diğer çeşitli araştırma sonuçlarını ve CO emisyonlarını tahmin etmedeki istatistiksel performans ve sapmalarını karşılaştırmaktadır. Araştırma sonuçlarına göre, CO emisyonları akışkan duvar etkileşimleri, sıcak ve soğuk hava-yakıt partikülleri ve duvar sıcaklığı tarafından etkilenmektedir. Çalışma emisyonların oluşmasında zikredilen faktörler sebebiyle sunulan homojensizliklerin rolüne yönelik bir açıklama önermektedir. Yazarlara göre yanma zamanında oluşan homojensizlikler stokastik partiküllerin yanma zamanlamasını ve sonra CO oluşum sınırını etkilemiş ve ilave olarak genişleme zamanında var olmaya ısrar eden homojensizlikler egzozda elde edilen CO emisyonlarının seviyesini belirlemiştir (Bhave et al., 2006).

Su ve arkadaşlarının çalışmasına göre, yakıt ekonomisi ve emisyon düzenlemelerinin etkisiyle daha etkin içten yanmalı motorlar geliştirilmektedir. Bu amaca dönük olarak hem kıvılcım ateşlemeli hem de sıkıştırma ateşlemeli motorların avantajlarına sahip olan HCCI teknolojisi geleceğin ultra düşük emisyon motor stratejisinin önemli bir adayı olarak sunulmaktadır. Ancak HCCI motorlarının büyük ölçekte üretimi ve uygulanmasının başarımından önce bu motorlarla ilgili üzerinden gelmesi gereken bir dizi teknik zorluklar ve problemler da vardır. HCCI yanmasının güvenilir bir şekilde kontrole edilebilmesi ve motor çalışma aralığının genişletilmesi için daha fazla araştırma ve geliştirmenin yapılması gerektiği vurgulanmaktadır. HCCI motorların iyileştirilmesine yönelik çoklu direk enjeksiyonlar, değişken supap zamanlaması, çift yakıt alternatifleri, değişken sıkıştırma oranı ve giriş havası ısıtma yöntemi bu sorunlarla baş etmek için önerilen başlıca çözümlerdir. Bu çalışma dolgu değişim işlemi sırasında direk enjeksiyon ile bir HCCI motoru simüle etmek için hesaplanabilir modele dayanan yeni bir olasılık yoğunluk fonksiyonu önermektedir. Çalışma olasılık yoğunluk fonksiyonu ulaştırma denklemini çözmek için ağırlıklandırılmış partikül Monte Carlo yöntemi kullanılmaktadır. Erken direk enjeksiyonlu HCCI motor işlemini simüle etmek için yeni bir SRM-DI temelli olasılık yoğunluk fonksiyonu kullanılmıştır. Kullanılan algoritmanın korunmuş kimyasal parçalardan çok partiküllerin miktarına hassas olduğu gözlemlenmiştir. Çoklu döngü simülasyon çalışmaları alt örnekleme sebebiyle hataların motor döngüsüne göre birikmediği gösterilmiştir. Model doğruma iki zamanlı direk enjeksiyonlu HCCI motorda tek çalışma noktasında silindir içi basınç ve CO emisyonları tahmininin deney değerleriyle oldukça uyumlu olduğunu göstermiştir (Su et al., 2006).

Wang ve arkadaşlarının çalışmasında yüksek oktanlı yakıtla sıkıştırma ateşlemeli motorun detaylı giriş, sprey, yanma ve atık oluşum süreçleri detaylı kimyasal kinetiklerle çok boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) koduyla çalışılmıştır. İlave olarak direk enjeksiyonlu HCCI motordan sağlanan deneysel veriler kullanılarak geliştirilmiş 3D CFD/kimyasal model doğrulaması yapılmıştır. Daha sonra iki aşamalı enjektör stratejisi ile benzinli direk enjektörlü HCCI motorun giriş, sprey, yanma ve atık oluşum sürecini simüle etmek için CFD/kimyasal model uygulanmıştır. Model karmaşık çok boyutlu geometrilerde giriş akış yapısı, sprey atomizasyonu, yakıt buharlaşmasını dikkate almaktadır. Hesaplanan sonuçlar, ikinci enjeksiyonla oluşturulan yakıt zengin karışım bölgesinin çevresinin ilk önce ateşlendiğini, ardından zengin karışım bölgesinin ateşlendiğini ve ilk enjeksiyonla biçimlenen fakir karışım bölgesinin çevresini ateşlemek için bir başlatıcı görevi gördüğünü göstermektedir. Bu durum, iki aşamalı HCCI ardışık yanmaya yol açmakta olup, bu süreç ateşleme zamanlamasını ve yanma sürecini kontrol edilebilir hale getirmektedir. Ek olarak HCCI yük aralığı genişletilebilir. Ancak zengin karışım bölgesinin çevresi hafifçe daha yüksek NO_x emisyonla sonuçlanacak şekilde şiddetli yanmaya yol açmaktadır (Wang et al., 2006).

Zeng ve diğerlerinin çalışması piston yüzeyleri katalizörle(platin) kaplanmış HCCI motorlarının yanma süreçleri nümerik olarak incelenmektedir. Platin katalizör üzerindeki metan oksidasyonunun detaylı reaksiyon mekanizması uyarlanmaktadır. Tek bölge, çok bölge ve çok boyutlu üç farklı modelin matematiksel modelleri geliştirilmektedir. Tek ve çok bölge modeller yoluyla katalitik yanmanın ateşleme zamanı, HC, CO ve nitrojen emisyonları ve HCCI motorların yanma karakteristikleri üzerindeki etkisi analiz edilmektedir. Araştırma sonuçları NO_x emisyonlarının yükseltilirken katalitik kaplama yüzünden ateşleme zamanlamasında ilerleme kaydedildiği, HC ve CO emisyonlarının azaltıldığı, belirlenen yakıt dönüşüm oranının ve yanma etkinliğinin arttırıldığını gösterilmiştir. Üstelik, türbülans etkisi ile parçacık birikim alanları ve sıcaklıkların homojensizliği çok boyutlu model yoluyla ele alınmaktadır. Katalitik yanmanın etkileri yüzünden silindirdeki CO konsantrasyon alanları, HC ve sıcaklığın daha homojen olduğu gösterilmiştir (Zeng et al., 2007).

Daw ve arkadaşları, kimyasal olarak yanabilir (stoichiometric) yakıtlı benzin motoru silindirinde geleneksel kıvılcım ateşlemeli alev yanması ile HCCI yanma arasındaki kademeli dönüşümün deneysel gözlemlerini ele almaktadır. Çalışmanın esas amacı döngüsel değişimlerin şekilleriyle belirlendiği gibi yanma istikrarına yönelik karakteristik değişimler anlamında dönüşüm sürecini daha iyi anlamaktır. Dönüşüm değişken egzoz supap çalışması yoluyla dahili egzoz gaz dönüşümünün seviyesini aşamalı olarak ayarlayarak deneysel olarak başarılmıştır. Sabit bir yakıt oranını sürdürmek için gaz kelebek açısı da yapılmıştır. Yüksek EGR seviyelerinde HCCI istikrarlı iken düşük EGR seviyelerinde geleneksel kıvılcım ateşlemesi istikrarlıdır. Kıvılcım geleneksel yanmayı ateşlemek için kullanılmakta olup HCCI durumunda seçenek olarak kullanılmıştır. Geleneksel ve HCCI sınırları arasında meydana gelen çevrimsel yanmanın salınımlarının karakteri düşük boyutlu dinamik bir patikada bozulmaların bir dizisi olarak tarif edilebileceğini göstermektedir. Fakir yakıt karışımları ile ilgili daha önceki

çalışmalarla karşılaştırıldığında lineer olmayan EGR geri bildirimlerinin bu dinamiklikler içinde muhtemelen önemli bir faktör olduğunu göstermektedir (Daw et al., 2007).

Yao ve arkadaşlarına göre, yüksek etkinlik, düşük nitrojen oksit, NO_x ve partikül emisyonları sebebiyle HCCI ciddi bir ilgi odağı haline gelmektedir. Ancak yanma aşamalarının kontrolü, çalışma aralığının genişlemesi ve yüksek derecede yanmamış hidrokarbon ve CO emisyonları gibi sorunlar sebebiyle HCCI motorların başarı çalışması ciddi zorluklarla karşı karşıyadır. Dünya genelinde yapılan yoğun araştırmalar HCCI motorların kontrolüne yönelik büyük ilerlemeler sağlamaktadır. Öncelikle ciddi boyutta temel teorik araştırmalar yürütülmektedir. Öncelikle büyük derecede esneklik ve motor deneyleriyle karşılaştırmalı olarak düşük maliyetleri sebebiyle numerik simülasyonlar HCCI'yi araştırmak için iyi bir gözlem ve güçlü bir araç haline gelmektedir (Yao et al., 2009).

Alfarawi, beta türü stirling motor performansını rhombic ve krank mekanizmalarıyla karşılaştırmaktadır. Bu çalışmada farklı sürtünme ve termal kayıpları dikkate alan modifiye ideal olmayan adyabatik (ısı geçirmez) bir model adapte etmiştir. Motor deney verileriyle mevcut modeli doğruladıktan sonra daha yüksek sıcaklık, daha soğuk sıcaklık, yük baskısı ve motor hızlarını içeren çalışma şartlarının farklı senaryoları incelenmiştir. Sonuçlar rhombic tahrik mekanizmasının normal çalışma şartlarında krank mekanizmasından %32 daha fazla güç yarattığı ve %20 daha fazla verimlilik sağladığını ortaya koymaktadır. Ancak daha yüksek derece sıcaklıklarda ve daha yüksek basınçta krank tahrik mekanizmasının daha düşük motor hızlarında rhombic tahrik mekanizmasından hafifçe daha fazla güç yaratma eğimindedir. Düşük sıcak uç sıcaklığında (300 derece) ve yük basıncında (10 bar) her iki mekanizma da herhangi bir pozitif güç üretememektedir. Artan pompalama ve gazlı yay akım kontrolünde kayıplar nedeniyle krank tahrik mekanizmasında yüksek hızlarda daha yüksek güç kaybı tespit edilmektedir (Alfarawi, 2020).

Çınar ve arkadaşlarına göre, stirling motorları yüksek enerji dönüşüm etkinlikleri sebebiyle ilgi odağı olmayı sürdürmektedirler. Bu çalışmada iki farklı rhombic tahrik mekanizması için beta türü stirling motorunun deneysel karşılaştırılması sunulmaktadır. Birinci rhombic mekanizmada bir tarafta düz dişliler kullanılmış diğer tarafta dişli mili rulmanlarla desteklenmiştir. Diğer mekanizmada iki helisel dişli krank shaftına yerleştirilmiş ve krank shaftı her iki taraftan rulmanla desteklenmiştir. Her iki mekanizmada da aynı silindir, piston ve yer değiştirme boyutlarına sahip aynı beta türü stirling motora sahiptir. Motorların performans parametreleri farklı helyum yük basınçlarında (2-4 bar) ve sıcak uç sıcaklıklarında (400-600 °C) değerlendirilmiştir. Yer değiştirme silindirinin sıcak ucu sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) yakıcısı ile ısıtılmıştır. Rhombic tahrik mekanizması her iki taraftan desteklenerek ve helisel dişliler kullanılarak motor gücü %132 artırılmış, sürtünme kayıpları ve dişli burunları azaltılmıştır (Cinar et al., 2020).

Gültekin ve Çınara iki zamanlı kıvılcım ateşlemeli bir motor için yeni rhombic tahrik mekanizması ve geleneksel bir kaydırıcı krank mekanizmalı iki zamanlı sıkıştırma ateşlemeli SI bir motorun matematiksel modellerini MATLAB programında gerçekleştirmiştir. Motorların performansları kinematik ve termodinamik analizlerle karşılaştırılmıştır. Matematiksel model gerçek çevrim yaklaşımına göre çalıştırılmış ve sıkıştırma oranı, süpürme hacmi, ısı salınım zamanı ve lambda gibi operasyon parametrelerinin bazıları her iki motor içinde aynı tutulmuştur. Basınç hacim, sıcaklık, ısı salınımı, ısı transfer katsayısı, iş, piston hızı ve hızlanma değişimleri incelenmiştir. Kinematik farklılıkların port zamanlama değişimine neden olduğu ama iki motorun bir birine karşı termodinamik olarak hayati baskınlığa sahip olmadığı gözlemlenmiştir (Gultekin & Cinar, 2022).

Balaban ve arkadaşları deneysel değerler Converge CFD programı kullanılarak bir tek silindirli CI motorda enjeksiyon süresi ve sprey açısının dizel yanmaya olan etkilerini ele almaktadır. Numerik simülasyondan veriler alınıp deneysel verilerle karşılaştırıldığında çalışmanın doğrulanmasının başarıyla sağlanmıştır. Dizel motorlar için enjeksiyon stratejilerindeki değişiklikler dizel motorların performans ve artık emisyon karakteristikleri üzerine önemli etkiye sahiptir. Enjeksiyon süresi, zamanlaması, basıncı ve sprey açısı gibi stratejiler düzgünce ayarlanırsa yanma iyileştirilebilir. Yanmanın iyileştirilmesiyle motor performansı artırılabilir ve emisyon azaltılabilecektir. Bu çalışmada enjeksiyon süresi ve sprey açısının tek silindirin yanma karakteristiklerine etkileri, doğal emişli, elektronik kontrolü enjeksiyon, sıkıştırma ateşleme ele alınmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli motor üzerine Cussons P8160 DC dynamometer kullanarak deneyler yapılmıştır. Deneylerden sonra motorun piston çanak geometrisi modellenmiş ve numerik simülasyon çalışmaları 7 farklı enjeksiyon süreci ve 7 farklı spray açısı Converge CFD programı kullanılarak icra edilmiştir. Çalışma sonucu ısı salınım oranı ve silindir içi basıncın deneysel ve simülasyon verilerinin arasında iyi bir örtüşme olduğu gözlemlenmiştir. Daha uzun enjeksiyon süresi ile silindir içi basınç azalmıştır (BALABAN et al.).

Nurdiyana ve arkadaşları bir içten yanmalı motordaki süreçleri modellemek için CONVERGE CFD yazılımından yararlanılmaktadır. CONVERGE, püskürtme, türbülans ve yanma süreçlerini ve böyle süreçlerin lineer olmayan etkileşimlerini açıklayan ileri sayısal teknikler ve fiziksel modeller içermektedir. Çift yakıt yanmayı modellemenin amacı çift yakıt motorlarındaki yanma davranışının daha iyi anlaşılmasına ulaşmaktır. Bu modelleme John Deere 6068H dizel motoru üzerindeki deneysel çalışmalar bağlamında yürütülmektedir. Motor, 2200 rpm'de 168 kW'lık bir güç sınırına ve 17:1'lik bir sıkıştırma oranına sahip dört zamanlı sıkıştırma ateşlemeli motor, II sıralı, 6 silindirli, 6,8 litredir. Turboşarj kompresörün girişine yakıt sağlama için bir doğal gaz yakıt sistemi yerleştirilmiştir. Motor, dizel ve çift yakıt işlem modlarındaki iki farklı yükleme noktaları boyunca 1800 rpm'de çalıştırılmıştır. Simülasyondan elde edilen motor basıncı, yanma basıncı ve net ısı tahliye oranı (HRR) benzer deneysel sonuçlarla karşılaştırılmaktadır. İlaveten, sıcaklık, eşdeğer oran, karbon monoksit ve %12 ve %75 yüklemelerdeki çift yakıt simülasyonlarındaki hidrokarbon emisyon dağılımları

sunulmakta ve tartışılmaktadır. Çalışmada n-heptan için 86 tür ve 393 reaksiyonla bir indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizması kullanılmaktadır. %12 ve %75 yüklerinde deney bağlamında CONVERGE ve CSU86 indirgenmiş mekanizma kullanarak çift yakıt yanma incelemesiyle ilgili sonuçlar şöyledir: Genel olarak çift yakıt simülasyonunda en yüksek basınç çift yakıt deneyindekinden hafifçe daha yüksektir. HRR deneylerle karşılaştırıldığında yukarı sapsmalı tahmin edilmektedir. İşlem sonrası veri çift yakıt motorundaki ön karışım ve ön olmayan karışım alev sıcaklıklarını göstermektedir. Bulgular, CO'in oluşumu daha çok silindir başında gözlemlenirken, çift yakıt motorunun %12 yükünde CO oluşumunun esasen piston çanağının kenarında konumlandığını göstermiştir. Düşük yükte HC emisyonu özellikle enjeksiyon etrafındaki yüksek yükte olduğundan daha yüksek gözlenmektedir. Simülasyon sonuçlarından zayıf doğal gaz ve hava karışımı yüzünden çift yakıt çalışmasında HC oluşumunun meydana geldiği ortaya çıkmaktadır. CSU86 indirgenmiş mekanizma çift yakıt motorunda doğal gaz ve dizel yanmayı tahmin için güvenilebilir bir mekanizmadır (Mansor & Olsen, 2016).

Revadal ve Kumar'ın çalışmaları Converge CFD programı kullanılarak değişen piston ve yakıt sıcaklıklarının karışım işlemi ve piston yüzeyindeki yakıt film kütlesine etkilerini incelemektedir. Simülasyonlar, benzin yerine ikame olarak bir tek bir bileşen (iso-octane) ve bir çoklu bileşen yakıt karışımı (iso-octane, n-hexane, n-decane) seçerek Volvo bir tek silindir orta boy 4 enjeksiyonlu motorda yapılmıştır. Yüksek piston sıcaklığı daha fazla buharlaşma ve daha iyi karışım sağlarken piston sıcaklığı karışımın kalitesinde önemli bir rol oynamıştır. Ancak yakıtın bir kısmı buharlaşmadığı için düşük piston sıcaklığı daha zayıf karışıma neden olmuştur. Çok bileşenli yakıt ve bunun geniş kaynama sıcaklık aralığı daha zayıf karışım gösterirken daha yüksek bir yakıt sıcaklığı tek bileşenli yakıtla daha iyi karışım sağlamıştır (Revadal & Ravi Kumar, 2021).

Motordaki kurs hacmi, yanma odası hacmi, toplam silindir hacmi ve sıkıştırma oranının hesaplanması için sırasıyla denklem 17,18,19,20 kullanılmıştır.

$$V_K = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \quad (17)$$

$$V_2 = \frac{V_K}{\varepsilon - 1} \quad (18)$$

$$V_1 = V_2 + V_K \quad (19)$$

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (20)$$

Yanma odası: Piston silindir içerisinde, yönlendirmek için bir an durakladığı (hareketsiz kaldığı ölü noktaya denir) pistonun çıktığı en üst noktadır.

Üst ölü nokta: Piston silindir içerisinde, yönlendirmek için bir an durakladığı (hareketsiz kaldığı ölü noktaya denir) pistonun çıktığı en üst noktadır.

Alt ölü nokta: Piston silindir içerisinde inebildiği en alt ölü nokta, yön değiştirmek için bir an durakladığı yerdir.

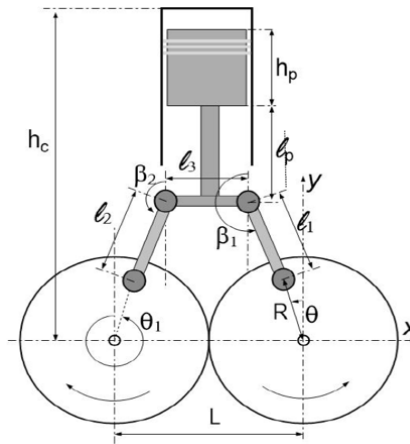
Kurs hacmi (strok) (V_K): Piston alt ölü nokta ile üst ölü nokta arasında aldığı yoldur.

Silindir hacmi (V_1) : Kurs hacmi ile yanma odası hacminin toplamına eşittir.

Sıkıştırma oranı (ε) : silindir hacminin yanma odası hacmine oranına sıkıştırma oranı denir.

Toplam kurs hacmi (V_1) : Kurs hacmi ile motorun silindir sayısının çarpımına eşittir.

2.2. Rhombic Hareket Mekanizması



Şekil 2.2. Rhombic hareket mekanizmalı motorun geometrisi

L: Dişli çarkların merkezleri arasındaki mesafe.

R: Krank yarıçapı.

h_c : Dişli merkezi ile ÜÖN arasındaki mesafe.

h_p : Pistonun boyu.

r : Rhombic kol merkezleri arasındaki mesafe.

p : Biyel boyu.

θ : Krank (dişli) açısı.

β : Rhombic kolu açısı.

$$Y_p = h_p + l_p + l_r \cdot \cos \beta - R \cdot \cos \theta \quad (21)$$

$$\beta = \arcsin \left(\frac{1}{2} + \frac{R \cdot \sin(\theta)}{l_r} \right) \quad (22)$$

Şekil 2.2 'de motorun anlık bir konumu verilmiştir. Bu konum için elde edilen kinematik eşitlikler motorun tüm çevrimi boyunca geçerlidir. Modellemede işaret problemi oluşmaması amacıyla, açısal hareket gerçekleştiren bütün elemanların açısı düşey eksen kullanılarak saat yönünün tersi pozitif olacak şekilde tanımlanmıştır. Piston hız ve ivmesi 21 ve 22. denklemlerle hesaplanır.

Sağ ve sol dişli açıları arasında

$$\theta_1 = 2\pi - \theta \quad (23)$$

Rhombic kolunun düşey eksen ile gerçekleştirdiği açı

$$\frac{L-L_2}{2} = l_1 \cdot \sin(\beta_1 - \pi) + R \cdot \sin \theta \quad (24)$$

ilişkisi kullanılarak belirlenebilir. Son eşitlikten β_1 ,

$$\beta_1 = \pi + \arcsin \left[\frac{L-L_3}{2 \cdot l_1} - \frac{R}{l_1} \cdot \sin \theta \right] \quad (25)$$

olarak belirlenir. Benzer şekilde sol rhombus kolunun düşey eksen ile yaptığı açı β_2

$$\frac{L-L_2}{2} = l_1 \cdot \sin(\pi - \beta_2) + R \cdot \sin (2\pi - \theta_1) \quad (26)$$

kinematik ilişkisi kullanılarak,

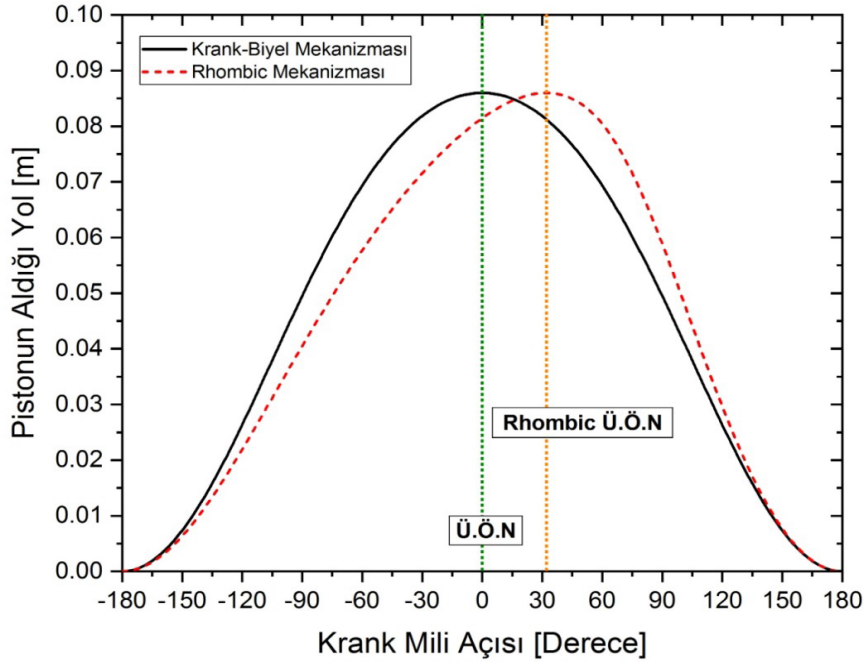
$$\beta_2 = \pi + \arcsin \left[\frac{L-L_3}{2 \cdot l_1} - \frac{R}{l_2} \cdot \sin \theta \right] \quad (27)$$

şeklinde elde edilmiştir.

Kinematik bağlantılar, Şekil 2.2'ye göre tanımlanmış ve rhombic kolların dikey eksene olan açıları, rhombic kolların yatay ve dikey eksenlerdeki konum değişimleri ile pistonun yer değişimi yukarıdaki denklemlerinin elde edilmesinde kullanılmıştır.

Rhombic mekanizmasında biyelin doğrusal hareketi, pistonun yan yüzeylerinde meydana gelen sürtünme kayıplarının azalmasına neden olmaktadır. Bu mekanizma, biyelin krank

miline bağlanma şeklini optimize ederek pistonu daha düzgün bir doğrusal hareketle yönlendirir ve açısal farklılıkları minimize eder. Sonuç olarak, pistonun yan yüzeylerinde oluşan yanal kuvvetler ve buna bağlı sürtünme kayıpları önemli ölçüde azaltılmış olur. Bu durum, motorun genel verimliliğini artırırken bileşenlerin aşınma oranlarını da düşürür.



Şekil 2.3. Pistonun aldığı yolun krank mili açısına bağlı değişimi

Şekil 2.3'te görüldüğü Krank-biyel mekanizmalı bir motorda, pistonun ÜÖN'den alt ölü noktaya (AÖN) gelmesi 180°'de gerçekleşir. Yani, 0° ile 180° arasında silindir içindeki basınç atmosfer basıncının altına düşer ve vakum oluşur, bu süre zarfında emme zamanı meydana gelir. 180° ile 360° arasında ise silindir içine alınan hava-yakıt karışımı sıkıştırılır ve bu zaman sıkıştırma zamanını oluşturur.

Rhombic hareket mekanizmalı (HCCI) bir motorda ise, pistonun ÜÖN'den AÖN'ya gelmesi 212°'de gerçekleşir. Yani, 0° ile 212° arasında silindir içindeki basınç atmosfer basıncının altına düşer ve vakum oluşur. Vakumun etkisiyle, silindir içine hava-yakıt karışımı dolar ve bu süre zarfında emme zamanı meydana gelir. 212° ile 360° arasında ise silindir içine alınan hava-yakıt karışımı sıkıştırılır ve bu zaman sıkıştırma zamanını oluşturur. Bu durum, emme zamanının krank mekanizmalı motora göre 32° daha fazla olduğu anlamına gelmektedir.

2.3. Deneysel Çalışma

Çalışmadaki deneysel verileri Michigan Teknoloji Üniversitesi, Amerika'da ileri güç sistemi araştırma merkezinde bulunan HCCI test düzeneğinde gerçekleştirilen deney çıktılarından

yararlanılmıştır. Deney motoru 4 silindirli,4 zamanlı direk benzin enjeksiyonlu 2,0 litrelik General Motor Ecotech LHU 2,0 benzinli motoruna dönüştürülmüş halidir. Sayısal modelin doğrulamasını buradan elde edilen verilerle elde edilmiştir (Polat,2015). Tablo 2.1’de deneysel modellemesi yapılan motorun teknik özellikleri gösterilmektedir. Şekil 2.4’te Michigan Teknoloji Üniversitesi’nde deney çalışmalarının yapıldığı HCCI motor deney düzeneği şematik olarak gösterilmektedir.

Tablo 2.1. Deney motor özellikleri

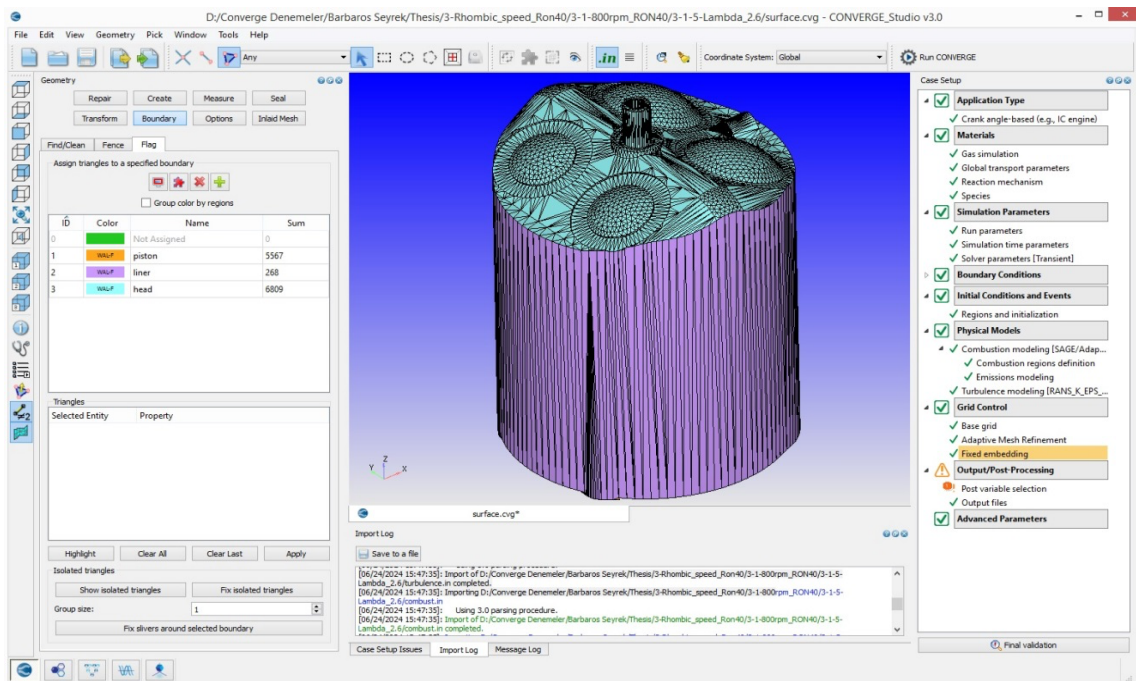
Motor Özellikleri Değer/Açıklama	Değer/Açıklama
Motor	GM Eco8mmtec LHU Gen I
Çap * Strok	86 * 86 (mm)
Silindir Sayısı 4	4
Strok Hacmi	2,0 (L)
Sıkıştırma Oranı	9,2:1
Biyel Uzunluğu	145,5 (mm)
Max Güç	270 kW @ 6000 rpm
Yakıt Enjeksiyon Sistemi Benzin	Direk Enjeksiyon
Valf Sistemi	DOHC 4 Valf

Tablo 2.2. Deney çalışma parametreleri

Motor Özellikleri	Değer/Açıklama
Motor Hızı	1000 (rpm)
Enjeksiyon Basıncı	100 (bar)
Enjeksiyon Başlangıç Açısı	100 (bTDC Degree)
Emme Valfi Açılma Açısı	25,5 (bTDC Degree)
Egzoz Valfi Kapanma Açısı	22 (bTDC Degree)
Gaz Kelebeği Pozisyonu	100 (%)
Emme Manifoldu Basıncı	100 (kPa)
Soğutma Suyu Sıcaklığı	65 (T)
Yağ Sıcaklığı	80 (T)

kısımda araştırmacı tarafından belirlenen başlangıç ve çalışma parametreleri açılan program içi pencereler yardımı ile programa tanımlanarak analiz başlatılmaktadır. Analiz hesaplamaları arka planda gerçekleştiği için kullanıcının program ara yüzüne ve bilgisayara erişimi engellenmemektedir. Post processing kısmında yapılan analiz çalışmasının sonuçları tanımlanan çıktı parametrelerine bağlı olarak araştırmacıya sunulmaktadır. Ayrıca simülasyon görüntüsü oluşturmak için Converge CFD programı tarafından çıktı dosyası olarak klasör halinde hazır veri oluşturulmaktadır. Şekil 2.5'te Converge Studio ara yüzünde model oluşturma kısımları incelenebilir.

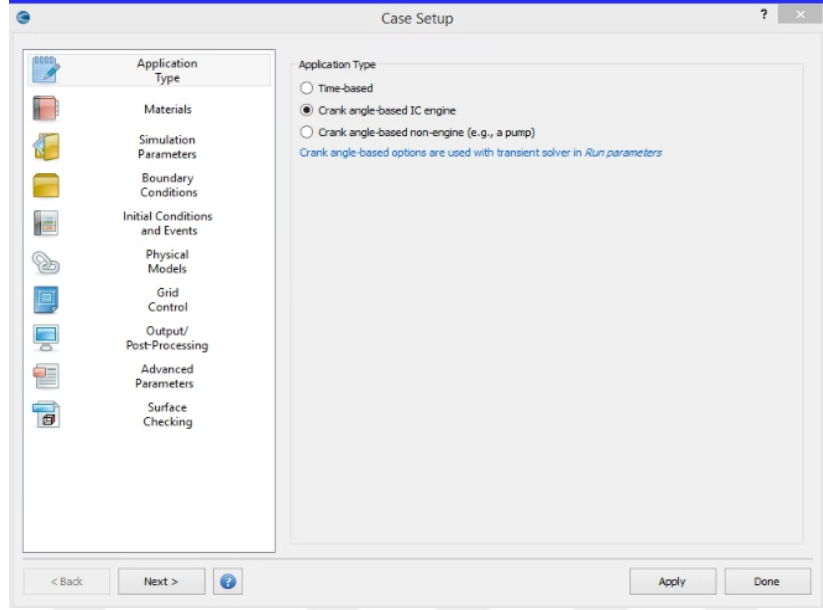
2.4.2. Üç boyutlu HAD model kurulum adımları



Şekil 2.5. Converge Studio yazılımında model oluşturma (case setup) kısmı

2.4.2.1. Uygulama Türünün Belirlenmesi ("Application type" kısmı)

Converge yazılımında kullanıcı analizin çözümünün zamana bağlı veya krank mili açısına bağlı olarak seçebilmektedir. Bu bölümde motorumuza ait silindirik çapı, stroke, biyel uzunluğu, krank ofseti, girdap oranı bulunmaktadır. Bu çalışmadaki motor analizi krank mili açısına bağlı olarak çözdürülmüştür. O yüzden modellemeye başlarken çözümün uygulama türü Şekil 2.6'daki gibi programa girilmiştir.



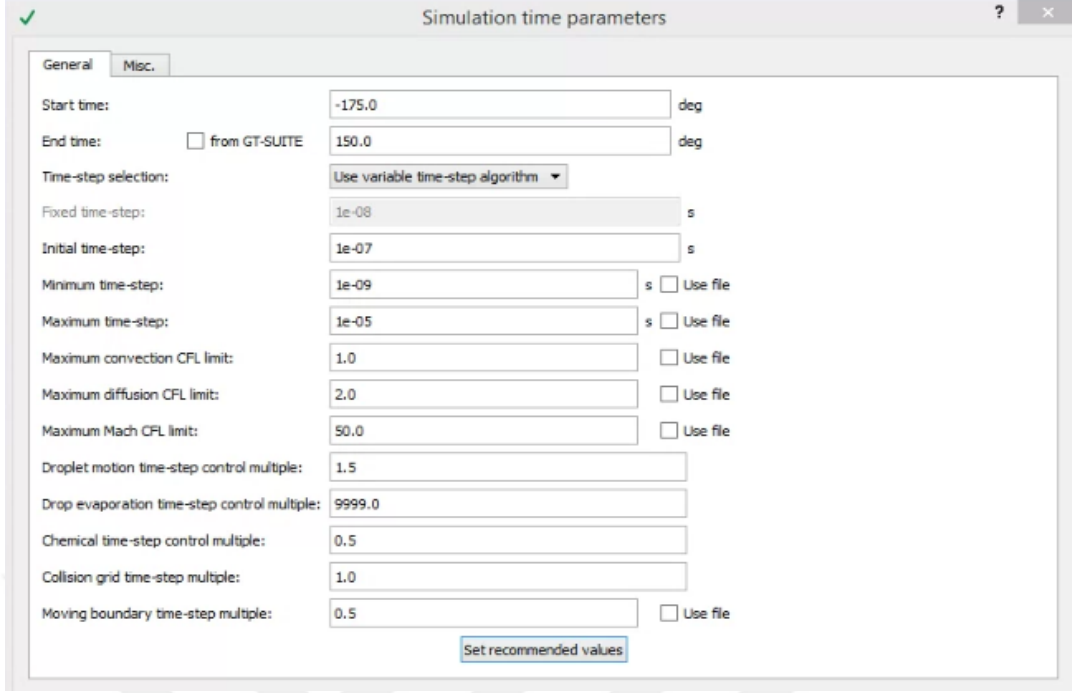
Şekil 2.6. 3B HAD model uygulama tipi girdisi

2.4.2.2. Fiziksel ve Termodinamik Özelliklerin Belirlenmesi (“Materials” kısmı)

Bu aşamada, analizde kullanılan katı, sıvı ve gaz özellikleri ile reaksiyon mekanizması, türler ve taşıma verileri gibi parametreler tanımlanır. Gazın viskozite ve iletkenlik gibi özellikleri için hesaplanamayan değerler, "gas.dat" dosyası aracılığıyla sağlanmıştır. Simülasyon için reaksiyonlar ve ürünlerin belirlendiği dosya ise "mech.dat" dosyasıdır. Genel taşıma parametreleri olarak türbülanslı Prandtl sayısı 0.9 ve türbülanslı Schmidt sayısı 0.78 olarak belirlenmiştir. Bu değerler, Converge kullanım kılavuzunda içten yanmalı motor simülasyonları için önerilen değerlerdir. "Therm.dat" ve "mech.dat" dosyaları, Converge'un kendi veri kütüphanesinden alınmıştır (Technologies, 2019)

2.4.2.3. Simülasyon Zamanı Parametrelerinin Belirlenmesi (“Simulation time parameters” kısmı)

Bu çalışmada krank mili açısına bağlı olarak çözülmesi tercih edildiğinden bahsedilmiştir. -175 ve 150° EMA aralığındaki akış simülasyon sonuçları elde edilmek istenmektedir. Bu kısımdaki girdiler Şekil 2.7’de incelenebilir.



Şekil 2.7. Modellen Simülasyon Parametreleri

2.4.2.4. Sınır Koşullarının Belirlenmesi (“Boundary conditions” kısmı)

Converge HAD yazılımında sınır koşulları girilmeden önce akış alanı bölgelere ayrılır. Bu şekilde benzer özelliklere sahip alanlar gruplandırılması başlangıç işlemini kolaylaştırır ve her bir bölgeye birbirinden bağımsız başlangıç datası verilebilir. Ayrıca analizde bölgeler birbirinden ayrılarak sadece istenen bölge de analiz gerçekleştirilebilir. Oluşturulan bölgeler ve bu bölgelerin gerekli fiziksel parametreleri boundary.in dsysı içerisinde yazılır.

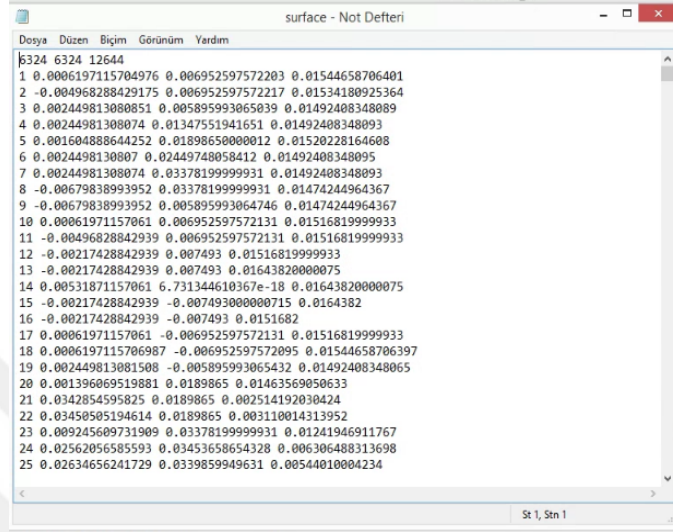
2.4.2.5. Başlangıç Koşullarının Belirlenmesi (“Initial conditions and events” kısmı)

Converge HAD yazılımında analizi yapılacak akış alanı daha önceden belirtildiği üzere bölgelere ayrılmaktadır. Model oluşturmanın bu aşamasında bölgelere ayırmanın yanı sıra, bu bölgelerin aralarındaki etkileşim (bölgelerin bağlanması ayrılması gibi) belirlenir. Bu girdiler ‘events.in’ dosyasına kaydedilir.

Solidworks programında oluşturulan geometri Converge CFD programına aktararak HAD çalışma ortamına geçiş sağlanmaktadır. Deneysel çalışma verileri doğrultusunda belirlenen başlangıç ve sınır koşulları analiz programında uygulanmıştır. Türbülans modellemesi, mesh kontrolü, çözümleme parametreleri ve yanma modellemesi verileri program yazılımcıları tarafından kullanıcıya sunulan kütüphanelerden ve literatür araştırmalarında belirtilen veriler doğrultusunda seçilmiştir.

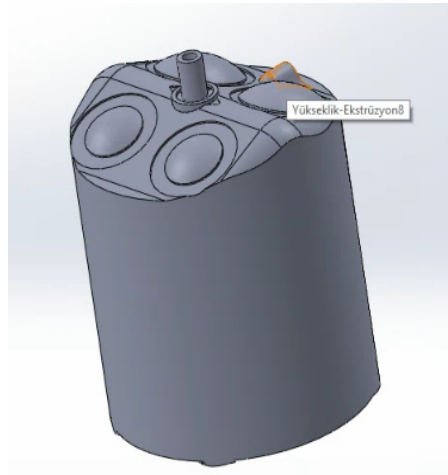
2.4.3. Motor geometrisinin modellenmesi

Çalışma kapsamında Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi bünyesinde bulunan 32 çekirdekli iş istasyonu kullanılmıştır. Analiz programı olarak Converge Science firması tarafından akademik lisansı sağlanan Converge CFD programı kullanılmıştır.



Şekil 2.8. Converge CFD programında oluşturulan "surface.dat" dosyası

Solidworks üç boyutlu katı modelleme programında deneysel çalışma verilerinde kullanılan motor silindirinin teknik özelliklerine uygun olarak çizilmiş ve katı modellenmesi yapılmış piston geometrisinin izometrik görüntüleri Şekil 2.9'da gösterildiği gibidir.



Şekil 2.9. Solidworks programında oluşturulan piston geometrisinin izometrik görüntüsü

Tablo 2.3'te deneysel çalışma ve nümerik çalışma geometri özellikleri gösterilmektedir. Solidworks programında oluşturulan katı model ".STL" uzantısı olarak kaydedilerek analiz

programına yükleme işlemi gerçekleştirilerek yüzey geometrisi "surface.dat" dosyası olarak kaydedilmiştir. Şekil 2.8’de Solidworks programında katı modellemesi yapılarak Converge CFD programına aktarılan ve program içerisinde "surface.dat" olarak kayıt altına alınan geometrinin yüzey data dosyası gösterilmektedir.

Tablo 2.3. Deneysel çalışma ve nümerik çalışma geometri özellikleri

Parametreler	Deneysel Motor	CFD Model	Hata Payı
Çap x Strok	86 x 86	86 x 86	%0
Sıkıştırma Oranı	9,22:1	9,22:1	%0
Süpürme Hacmi (cm3)	499,55	499,01	%0,10
Boşluk Hacmi (cm3)	60,77	60,74	%0,20
Toplam Silindir Hacmi (cm3)	560,32	559,65	%0,10



Şekil 2.10. Deneysel çalışma ve nümerik çalışma geometri özellikleri

Solidworks programında çizilen silindir geometrisinin nümerik çalışmanın gerçekleşeceği analiz programına yüklenme adımları Tablo 2.4’te gösterilmektedir. İlk olarak, Solidworks programında oluşturulan katı model ".STL" uzantısı olarak kaydedilerek analiz programına yükleme işlemi gerçekleştirilir ve yüzey geometrisi "surface.dat" dosyası olarak kaydedilir.

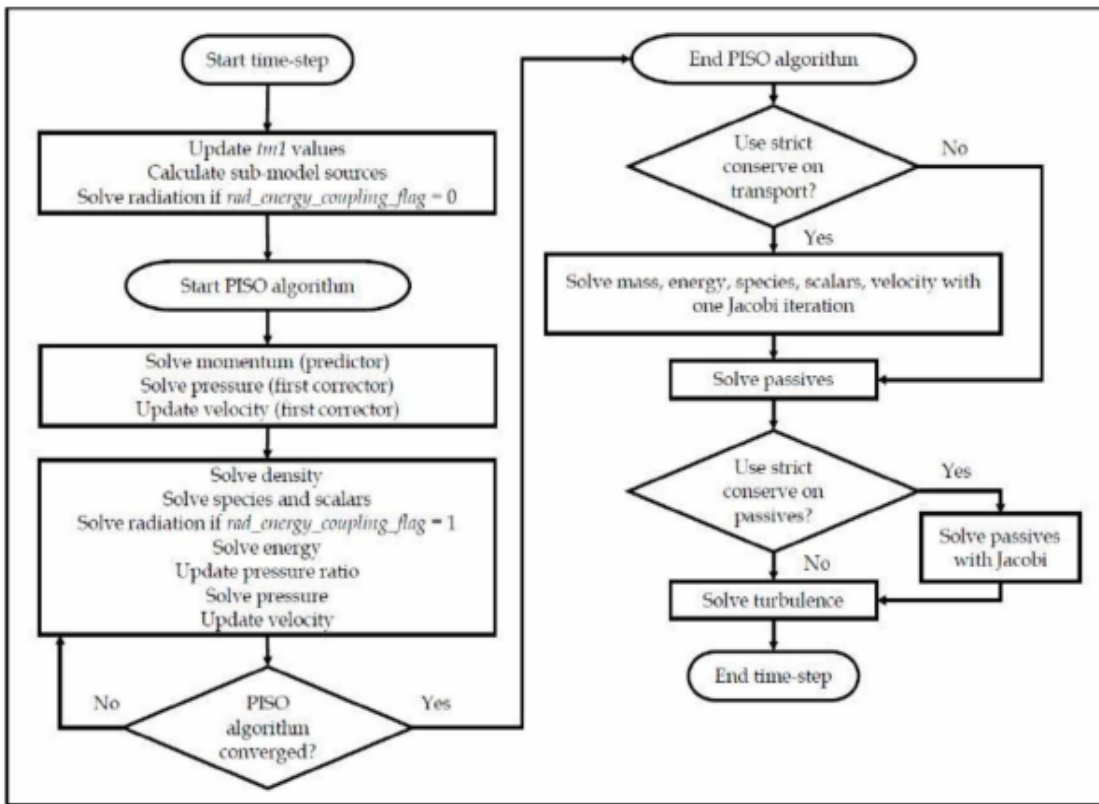
Analizlerin hatasız bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için geometri hacim hesaplamalarının doğrulanması gerekmektedir. Doğrulanmış geometrinin x, y, z koordinatları silindirin tepe orta noktasına alınır. Geometri üzerinde yapılacak analizler için sınır şartları belirlenir ve bu sınırların gerekli fiziksel parametreleri "boundary.in" dosyasına yazılır. Simülasyon çalışma parametreleri belirlenir ve yanma modeli ile mesh yapısına karar verilir. Tüm bu adımların tamamlanmasının ardından analiz başlatılır.

Tablo 2.4. Converge CFD programında simülasyon oluşturma adımları

	<p>Import STL seçeneği ile programa daha önceden solidworks programında oluşturup '.stl' olarak kaydettiğimiz geometrinin yüklenmesini sağlıyoruz.</p>
	<p>Geometri programa yüklendikten sonra ilk olarak geometri hacmini doğrulamamız gerekmektedir.</p>
	<p>Hacim doğrulamasının ardından x,y,z koordinatlarının silindirin tepe orta noktasına alınması gerekmektedir.</p>
	<p>Yüzeyle ilgili sınır şartları belirlenir.</p>
	<p>Simülasyon çalışma parametreleri belirlenir.</p>
	<p>Yanma modeli seçimi ve mesh yapısına karar verilir.</p>
	<p>Analiz başlatılır.</p>

2.4.4. PISO Çözüm Algoritması, Pre ve Post İşlemler

Converge CFD programı, Issa (1986) tarafından geliştirilen Splitting of Operator (PISO) yöntemi kullanılarak oluşturulan bir basınç hız denklemi üzerinde çözümlenme işlemini gerçekleştirmektedir. Converge CFD programında kullanılan PISO algoritmasında ilk olarak momentum denklemleri çözülmektedir. Program tarafından çözülen momentum denklemlerine uygun olarak PISO algoritmasında düzeltmeler gerçekleştirilir. Gerekli düzeltmeler sağlandıktan sonra transfer denklemleri seri şekilde çözdürülerek sonuca ulaşılması sağlanır. PISO çözüm yöntemi küçük değişiklikler ile sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz akış denklemlerinin çözümlenmesinde kullanılabilir. PISO çözüm algoritmasına ait CFD programında kullanılan çözümlenme sırası şekil 2.11'de gösterilmektedir.



Şekil 2.11. PISO algoritması çözümlenme sırası (Converge Manuel)

2.4.5. Converge CFD yanma modeli

Yanma verileri, uzun ve detaylı denklem çözümleri aracılığıyla elde edilen çeşitli kimyasal enerji verileridir. Hesaplamalı akışkanlar mekaniği simülasyon programlarında, yanma sürecinin en doğru şekilde modellenmesi için çeşitli yanma modelleri kullanılarak minimum hata oranına ulaşılır. Bu modeller, yanma işleminin karmaşıklığını en aza indirerek deneysel olarak zor elde edilebilecek sonuçlara da ulaşımı kolaylaştırır.

Converge CFD yazılımı, ön karışımli ve ön karışimsız yanma tiplerinin çözümlenmesini sağlamak için çeşitli yanma modellerini içermektedir. Örneğin, homojen şarjlı sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda kullanılan yakıt karakteristiklerinin analiz edilmesi için SAGE (Steady Flamelet Generated Manifold) yanma modellemesi tercih edilir.

2.4.5.1. SAGE Yanma Modellemesi

Converge CFD programı, Senecal ve diğerleri tarafından (2003) geliştirilen chemkin tabanlı ayrıntılı kimyasal kinetik çözümlene özelliğine sahip olan SAGE yanma modellemesini içermektedir. Bu model, temel kimyasal reaksiyonların bir araya gelmesiyle oluşan kimyasal reaksiyon mekanizmasını temsil eder. SAGE modeli, temel reaksiyon denklemleri için hesaplamaları gerçekleştirirken, CFD çözüm sistemi taşıma denklemlerini çözmektedir. Bu model, ateşleme, ön karışım oranı, karıştırma kontrolü gibi birçok yanma parametresini çözümlenmek için kullanılan denklemleri içerir.

$$k_{i,f} = A_i T^{\beta_i} \exp\left(\frac{-E_i}{RT}\right) \quad (28)$$

Denklem 'deki A_i üstel faktörü, β_i sıcaklık üssü, E_i aktivasyon enerjisi, T sıcaklık ve R ideal gaz sabitini temsil eder. Denge katsayısı, K_i , denkleminin çözümünün ardından aşağıdaki denklemler kullanılarak çözülebilir.

$$K_{i,f} = \left(\frac{k_{i,f}}{k_{i,c}}\right) \quad (29)$$

$$K_{i,f} = K_{i,p} \left(\frac{p_{max}}{RT}\right)^{\sum_{m=1}^M \nu_{mi}} \quad (30)$$

$$K_{i,p} = \exp\left(\frac{\Delta S_i^\circ}{R} - \frac{\Delta H_i^\circ}{RT}\right) \quad (31)$$

$$\frac{\Delta S_i^\circ}{R} = \sum_{m=1}^M \nu_{mi} \frac{S_m^\circ}{R} \quad (32)$$

$$\frac{\Delta H_i^\circ}{RT} = \sum_{m=1}^M \nu_{mi} \frac{H_m^\circ}{RT} \quad (33)$$

Belirtilen sıralı denklemler ile belirli bir hesaplama hücresi için kütle ve enerji korunumu denklemleri çözülmektedir. Kütle ve enerji korunumu denklemleri ile sabit hacimli ve sabit basınçlı yanmalar için oluşturulan denklemler;

$$\frac{d[x_m]}{dt} = \omega_m \quad (34)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{dp}{dt} - \sum_m (h_m \omega_m)}{\sum_m (x_m) c_{pm}} \quad (35)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_m (h_m \omega_m)}{\sum_m (x_m) c_{pm}} \quad (36)$$

Belirtilen denklemler her bir hesaplama adımında sırayla tekrar edilmektedir. Converge programı verilen denklemlerden elde edilen sıcaklık verilerini her çözüm adımında tekrar hesaplayarak yanma modellemesindeki hücre sıcaklıklarını güncellemektedir.

Converge CFD programında kullanılan nümerik model için programın kendi kütüphanesinde bulunan yanma mekanizmaları, istenilen HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) yanma özelliklerini sağlamadığı için Seiser ve diğerleri (2000) tarafından geliştirilen bir yanma mekanizması kullanılmıştır. Şekil 2.12’de, nümerik modelleme için kullanılan yanma mekanizması dosyasının görüntüsü sunulmuştur. Reaksiyon mekanizması dosyası, 160 farklı yakıt türü ve 1540 yanma reaksiyon verisi ile oluşturulmuştur.

```

mech - Not Defteri
Dosya Düzen Biçim Görünüm Yardım
! J.C.G. Andrae and R.A. Head
! HCCI experiments with gasoline surrogate fuels modeled by a semidetailed chemical kinetic
! Combustion and Flame, Volume 156, Issue 4, April 2009, Pages 842-851
! https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2008.10.002
! 143 species and 672 reactions
!
ELEMENTS
O H C N AR
END
SPECIES
C6H5CH3      C6H5CH2      OC6H4CH3      HOC6H4CH3      C6H4CH3
C6H5CH200    C6H5CH200H   C6H5CH20      C6H5CHO        BIBENZYL
C6H5CO       C6H5CHCH2    C6H5C2H4      C6H5C2H5       C6H5CH2OH
CO           CO2          C6H6          C6H5           C6H4
C6H5O       C6H5OH       OC6H4O        OOC6H4O        OC6H3O
C6H3O3      C5H7         C5H6          C5H5           C5H5O
C5H5OH      C5H4O        C5H4OH       C5H4           C5H3O
C5H3        CH2CHCHCHCH3 CH2CHC.HCHCH2 CH2CHCHCHC.H2  CHCCHCHC.H2
CH2CHC.HCHCHOH CH2CHCHCHCH2OH CHOCH2CH2C.HCHO CH2CHCHCH2     CH2CHC.CH2
CH2CHCHC.H   CH2CHCCH     HCCHCCH      H2CCCCH       C4H2
C4H          CHOCH2CH2CHO CHOCH2CH2C.O CH2CHC.HCHO    CH2CHCHCO
C.HCHCHCO   CH2C.CHCO    CHCCHCO      CHCC.CO        H2C4O
CH2CHCH3    CH2CHC.H2    CH2C.CH3     C.HCHCH3       H2CCCCH2
H3CCCCH     H2CCCCH      C3H2         CH2CHCHO       CHOCHCHOH
C.HCHCHO    CH2CHC.O     C2H6         C2H5           C2H4
C2H3        C2H2         C2H          C2             CH3HCO

```

Şekil 2.12. Nümerik çalışma için kullanılan yanma mekanizması

2.4.6. Türbülans Modeli

Türbülans, HCCI motorlarda yakıt-hava karışımının homojenliğini ve dağılımını belirler. Converge’deki türbülans modelleri, HCCI motorlarda yakıt hava karışımının homojenliğini ve yanma sürecini doğru bir şekilde simüle etmek için kullanılır. CFD simülasyon programları için türbülans modelleri eklenmeden oluşturulan simülasyonların doğru sonuçlar vermesi oldukça

zordur. Standart CFD programlarında gelişmiş karıştırma etkilerinin hesaba katılabilmesi ve türbülans girdaplarının bütün ölçeklerinin çözülebilmesi için türbülans modelleri kullanılmaktadır. Converg'e de kullanılan bazı türbülans modelleri;

2.4.6.1. Standart k- ε Türbülans Modellemesi:

Bu model, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans edinim hızı (ε) olmak üzere iki transport denklemine dayanır. (k) ve (ε) değerleri, türbülanslı akışın özelliklerini tanımlamak için kullanılır. Bu model, birçok endüstriyel akış uygulamasında yaygın olarak kullanılır

Converge CFD programı, standart k-ε türbülans modeli için kullanıcıya sunulan sabit veri değerlerini otomatik olarak oluşturur, böylece hesaplama işlemi sırasında manuel girişten kaynaklanan sapma miktarı minimize edilir. Yazılım, standart k-ε türbülans denklemlerini temel alır ve bu denklemler, türbülans etkilerini hesaplamak için kullanılan matematiksel ifadeleri içerir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\mu t} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + Pk - \rho \varepsilon \quad (37)$$

Bu denklem, türbülans kinetik enerjisi k 'nin değişimini ifade eder. Sol taraf, zaman ve uzayda değişimin toplamını temsil eder. Sağ taraf, konveksiyon, difüzyon, üretim ve türbülans terimlerini içerir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\mu t} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{K} Pk - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (38)$$

Bu denklem, türbülans dissipe olan enerji ε 'nın değişimini ifade eder. $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ türbülans modelinin sabit parametreleridir.

Belirtilen türbülans prandtl sayısı σ , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ ve $C_{\varepsilon 4}$ sabit katsayıları Converg CFD yazılımı tarafında tablo 2.5'te belirtilen değerler olarak atanmaktadır.

Tablo 2.5. Standart k-s türbülans model katsayıları

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	k	E
0.0845	1.0	1.39	1.42	1.68	-1.0	-0.33	0.419	9.0

2.4.6.2. LES (Large Eddy Simulation):

Bu yöntem, büyük ölçekli türbülans yapılarını doğrudan çözerken küçük ölçekli yapıları modelleme ihtiyacını azaltır. Bu nedenle, akışın karmaşık türbülans özelliklerini daha doğru

bir şekilde yakalayabilir. Ancak, daha yüksek hesaplama maliyetine sahiptir ve ince detaylı akış analizleri için gereklidir.

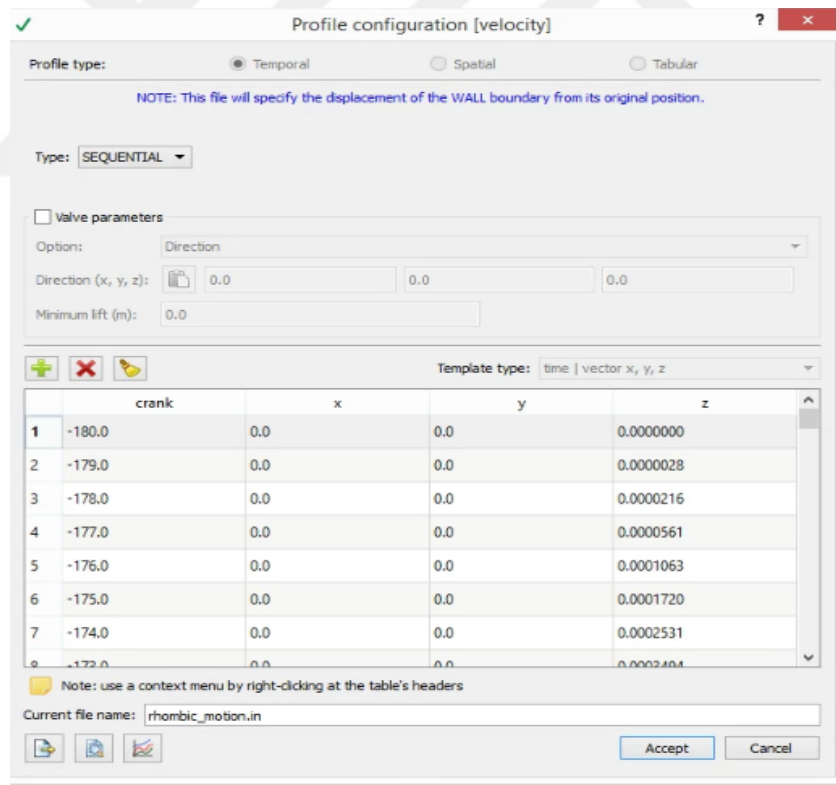
2.4.6.3. DES (Detached Eddy Simulation):

Bu model, RANS ve LES arasında bir geçiş sağlar. Büyük ölçekli türbülans yapılarını LES ile doğrudan çözerken, sınır tabakasında RANS benzeri bir modelleme yapar. Bu hem hesaplama maliyetini azaltırken hem de karmaşık akışlarda daha doğru sonuçlar elde etmeyi sağlar.

Bu modeller, Converge gibi CFD yazılımlarında yaygın olarak kullanılan ve farklı akış koşullarına uygun olarak seçilen temel türbülans modelleme yaklaşımlarını temsil eder.

2.4.7. Rhombic hareketinin oluşturulması ve Converge CFD programına tanımlanması

Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmalı motorların doğru bir şekilde karşılaştırılabilmesi için, kurs boyları, kurs hacimleri, silindir hacimleri ve sıkıştırma oranları aynı olarak belirlenmiştir. Rhombic hareket mekanizmasındaki LR ve r kollarının uzunluğu, motorun kurs boyutunu koruyacak şekilde seçilmiştir.



Şekil 2.13. Rhombic hareket mekanizmasının girildiği bölüm

Bu çalışmamızda MATLAB programını kullanarak rhombic hareket denklemlerini anlık pistonun 1 derece hassasiyetle converjan ihtiyacı olduğu hareket dosyaları elde edilmiştir.

LR= 0.0949349;

R= LR/2.6666;

LP= 0.15;

HP= 0.082;

HC=0.364059272;

D=0.086;

COM_H=0.0105;

VOLUME_COM=pi* (D^2) *COM_H/4;

for i=1:1:742

TETA (i) =i-1;

BETA (i) =asind (1/2- (R*sind (TETA (i))/LR));

YP (i) = HP +LP+R*cosd (TETA (i))+LR*cosd (BETA (i));

STROKE (i) = HC -YP (i) - COM_H;

VOLUME_STROKE (i) =pi* (D^2) * STROKE (i) /4;

VOLUME_TOT (i) = VOLUME_STROKE (i) +VOLUME_COM;

end

MATLAB'da elde edilen veriler yukarıda verildiği şekildedir.

Bu araştırmada, rhombic mekanizması kullanıldığı için, MATLAB'da elde edilen dosyanın Converge CFD programının sunduğu esneklikten yararlanarak, Şekil 2.13'te gösterildiği gibi programın sınır koşulları bölümüne girilmiştir.

2.4.8. Converge CFD giriş verilerinin tanımlanması

Converge programının ihtiyaç duyduğu yakıt kütlelerinin hesaplanması

Hava/yakıt oranı (H/Y):

Yanma reaksiyonları gerçekleşmesi için yanma odasına alınan hava ile yakıtın hacimsel veya kütesel miktarları oranına hava / yakıt oranı denir ve H/Y ile gösterilir.

$$H/Y = \frac{M_{hava}}{m_{yakıt}} \quad (39)$$

Stokiyometrik $Hava/yakıt$ Oranı:

Stokiyometrik, bir kimyasal reaksiyonda yer alan element veya bileşiklerin niceliklerinin hesaplanması işlemidir.

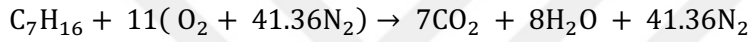
Hava yakıt oranının ve HFK değerlerinin hesaplanması

Bu çalışmamızda n-heptan ve iso-octan kullanılmıştır. Bu yakıtların kütleli hava yakıt oranı aşağıdaki gibidir.

Converge programının ihtiyaç duyduğu yakıt kütlelerinin hesaplanması

C: 12 kg/kmol, H:1 kg/kmol, O:16 kg/kmol, N:14 kg/kmol

Hava = 102 + 3.76N₂



$$\text{Stokiyometrik } h/y \text{ Oranı}_{n\text{-heptan}} = \frac{\text{Hava} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{kmol}} \right)}{\text{Yakıt} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{kmol}} \right)} \quad (40)$$

$$\text{Stokiyometrik } h/y \text{ Oranı}_{n\text{-heptan}} = \frac{(11 \times 32) + (41.36 \times 28)}{(7 \times 12) + (16 \times 1)} = 15.10$$

$$\text{Stokiyometrik } h/y \text{ Oranı}_{iso\text{-octan}} = \frac{(11 \times 32) + (41.36 \times 28)}{(7 \times 12) + (16 \times 1)} = 15.05$$

Yüzde (%) Hava miktarı

Stokiyometrik hava miktarı referans alınarak yanma işleminde kullanılacak (gerçek) hava miktarı fazlalığının veya eksikliğinin yüzde (%) olarak ifade edilmesidir. Bu şekildeki yüzde ifadeler genellikle mol esasına göre dir. Stokiyometrik miktarın üzerinde olan hava miktarına fazla hava adı verilir. Fazla hava genellikle, stokiyometrik hava esas alınarak, fazla hava yüzdesi veya teorik yüzdesi olarak ifade edilir.

Yakıtların kütle değerlerinin hesaplanması

$$RON40 = \%40 \times 15.05 + \%60 \times 15.10 = 15.08$$

Lambda =1 alalım

$$\text{Real AFR (gerçek hava yakıt oranı)} = 15.08 \times 1 = 15.08$$

$$\text{Air (hava)} = \frac{1 - 0.15}{15.08 + 1} \times 15.08 = 0.797139$$

$$O_2 = 21\% \times 0,797139 = 0,167399$$

$$N_2 = 79\% \times 0,797139 = 0,62974$$

$$\text{Fuel (yakıt)} = \frac{1-0,15}{15,08+1} = 0,052861$$

$$C_7H_{16} = 60\% \times 0,052861 = 0,031716$$

$$C_8H_{18} = 40\% \times 0,052861 = 0,021144$$

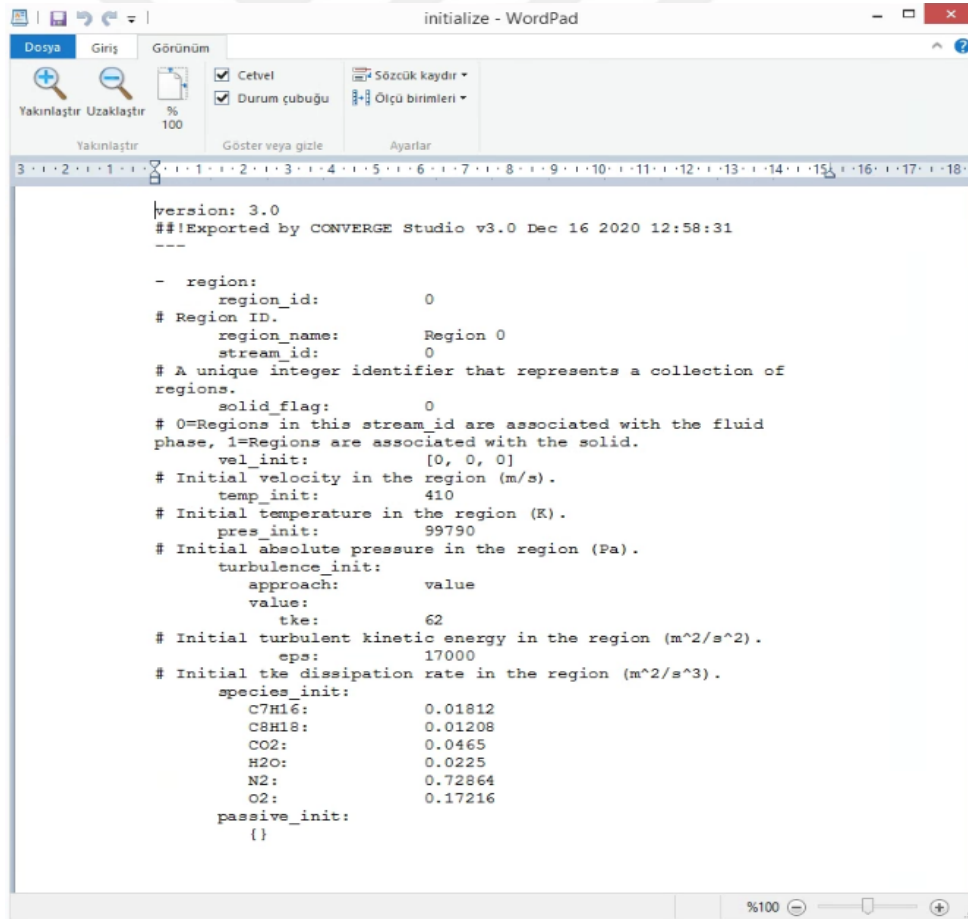
$$\text{Residual Gas} = 0,15$$

$$CO_2 = 31\% \times 0,15 = 0,0465$$

$$H_2O = 15\% \times 0,15 = 0,0225$$

$$N_2 = 54\% \times 0,15 = 15\% \times 0,15 = 0,081$$

Bu çalışmada yakıt oranları Initialize bölümünde Şekil 2.14'teki gibi yakıt parametreleri programa girilmiştir.

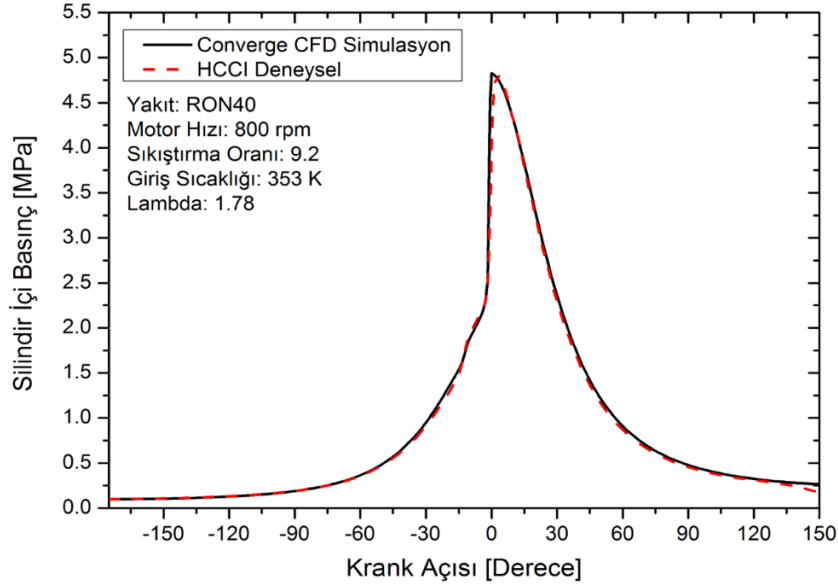


```
version: 3.0
##!Exported by CONVERGE Studio v3.0 Dec 16 2020 12:58:31
---
- region:
  region_id:      0
# Region ID.
  region_name:    Region 0
  stream_id:      0
# A unique integer identifier that represents a collection of
regions.
  solid_flag:     0
# 0=Regions in this stream_id are associated with the fluid
phase, 1=Regions are associated with the solid.
  vel_init:       [0, 0, 0]
# Initial velocity in the region (m/s).
  temp_init:      410
# Initial temperature in the region (K).
  pres_init:      99790
# Initial absolute pressure in the region (Pa).
  turbulence_init:
    approach:     value
    value:         62
# Initial turbulent kinetic energy in the region (m^2/s^2).
    eps:          17000
# Initial tke dissipation rate in the region (m^2/s^3).
  species_init:
    C7H16:        0.01812
    C8H18:        0.01208
    CO2:          0.0465
    H2O:          0.0225
    N2:           0.72864
    O2:           0.17216
  passive_init:
    {}
```

Şekil 2.14. Converge programında Initialize bölümünde yakıt değerlerinin girilişi

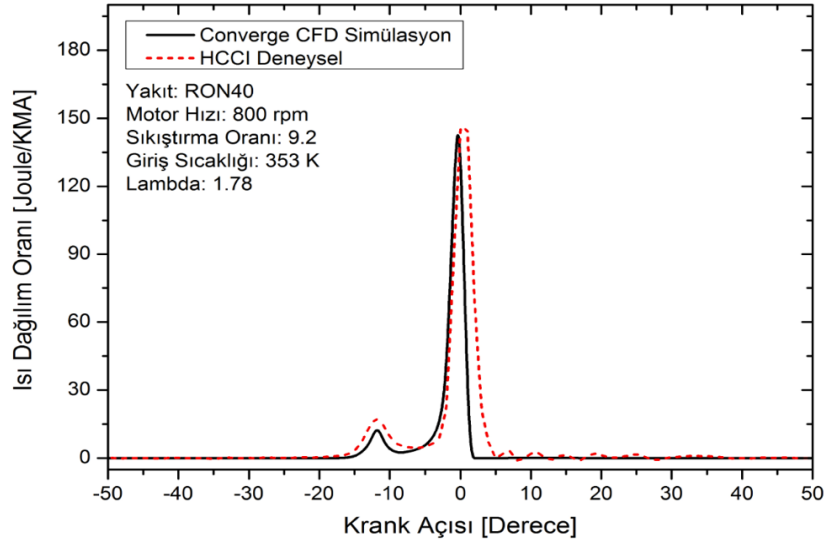
2.4.9. Numerik doğrulama

Nümerik Çalışmanın Doğrulanması Michigan Teknoloji Üniversitesi Gelişmiş Güç Sistemleri Araştırma Merkezi'nde gerçekleştirilen HCCI test düzeneğinde yapılan deney sonuçları, nümerik çalışmanın doğrulanması için temel alınmıştır. Basınç ve Isı Yayımlım Oranı (HRR) eğrileri, nümerik çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılarak doğrulama kabul edilmiştir.



Şekil 2.15. Nümerik çalışma ve deneysel çalışma validasyonu için basınç grafiği

Şekil 2.15 ve 2.16'da görüldüğü gibi, nümerik çalışmanın basınç ve HRR değerleri deneysel çalışma sonuçlarıyla uyumludur. Doğrulama çalışması için deneysel çalışma verilerinde kullanılan motor çalışma parametreleri ve sınır koşulları baz alınmış, lambda değeri 2.17, emme manifoldu giriş basıncı (MAP) 100 kPa, motor hızı 1000 rpm ve yakıt olarak n-heptan, CONVERGE CFD programında parametre ve sınır koşulları olarak ayarlanmıştır.



Şekil 2.16. Nümerik çalışma ve deneysel çalışma validasyonu için HRR grafiği

2.4.10. Nümerik testlerin planlanması

Bu çalışmada toplamda 301 adet simülasyon gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlarda, mekanizma, motor devri, motor yükü ve yakıt değişimi yapılarak motorun maksimum PRRmax 10 bar/KA değerini geçmeyecek ve alt sınır IMEP (kPa) değeri ve ısı dağılım grafikleri kullanılarak çalışma aralıkları belirlenmiştir. Rhombic mekanizmasında, RON20 yakıtı kullanılarak 800-2600 rpm devir aralığında toplam 123 simülasyon yapılmış ve çalışma aralıkları tespit edilmiştir. RON40 yakıtı kullanılarak ise, 800-1800 rpm devir aralığında toplam 47 simülasyon yapılarak çalışma aralıkları belirlenmiştir. Krank-biyel mekanizmasında, RON20 yakıtıyla toplamda 100 simülasyon gerçekleştirilmiş ve çalışma aralığı belirlenmiştir. Krank-biyel mekanizmasında, RON40 yakıtıyla ise, toplamda 31 simülasyon yapılarak çalışma aralığı belirlenmiştir. Tablo 2.6'da simülasyon test planı mekanizma yakıt değişimleri hız ve lambda çalışma aralıkları verilmiştir.

Tablo 2.6. Simülasyon test matrisi

Mekanizma	Yakıt	Motor Hız	Lambda	Simülasyon Sayısı
Krank biyel mekanizması	RON20	800-1800 rpm	1.9-2.7 arasında	100
	RON40	800-1400 rpm	1.4-2.9 arasında	31
Rhombic-hareket mekanizması	RON20	800-2600 rpm	1.7-3.3 arasında	123
	RON40	800-1800 rpm	1.3-3.4 arasında	47
Toplam				301

3. BÖLÜM

SONUÇLAR

Bu bölümde, homojen dolgulu (HCCI) bir motorda biyel-krank ile rhombic hareket mekanizmalarının yanma ve performans üzerindeki etkileri karşılaştırılacaktır. Karşılaştırma yapılabilmesi için kurs boyları, kurs hacimleri, silindir hacimleri ve sıkıştırma oranları aynı olacak şekilde belirlenmiştir. İçten yanmalı motorlarda güç, genellikle bir mille alınır ve motor hareketi bu milin açılma hareketiyle tanımlanır. Bu hareket, krank mekanizmalı motorlarda "krank açısı" olarak adlandırılırken, rhombic hareket mekanizmalı motorlar için "dişli açısı" olarak ifade edilmiştir. Krank mekanizmaları ile rhombic mekanizması Ü.Ö.N'ları arasında krank mili açısı olarak 32° farklılık oluşmuştur. Bu nedenle "0°" biyel - krank mekanizması Ü.Ö.N olarak tanımlanırken, "32°" rhombic hareket mekanizmasının Ü.Ö.N'sı olarak tanımlanmıştır.

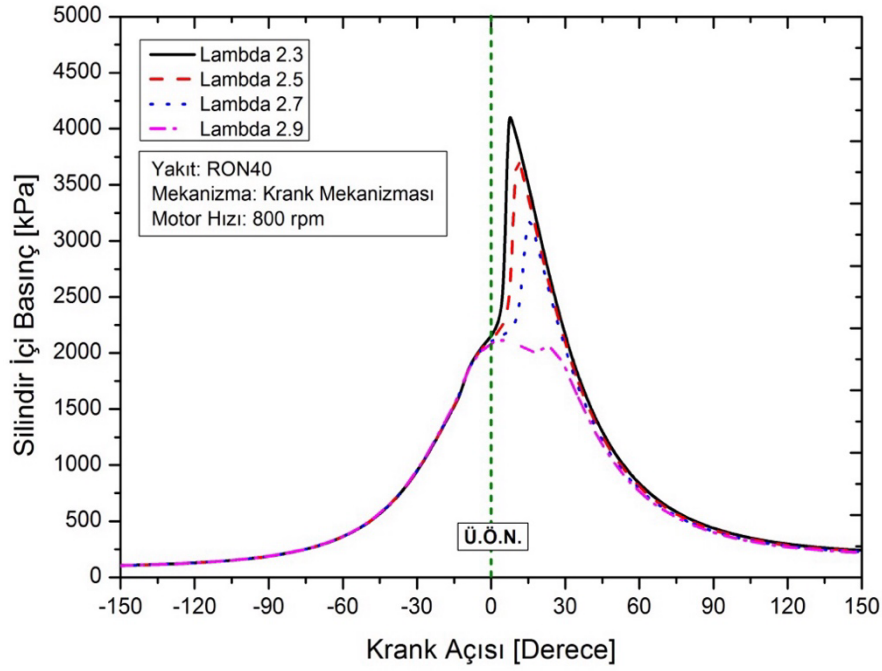
Bu çalışma, rhombic hareket mekanizması ile krank-biyel mekanizmalı motorların ve motor yükünün karşılaştırmalı analizini kapsamaktadır. Mekanizma, motor devri ve yakıt değişimleri dikkate alınarak, motorun maksimum PRRmax değerinin 10 bar/KA değerini aşmaması ve minimum IMEP (kPa) değeri ile ısı dağılım grafikleri kullanılarak çalışma aralıklarının belirlenmesi sağlanmıştır. Bu amaçla toplam 301 simülasyon gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar doğrultusunda silindir içi basınç, ısı dağılım oranı, maksimum basınç artış oranı (PRRmax), KA10, KA50, KA90, yanma süresi ve indike ortalama efektif basınç (IMEP) gibi parametrelerin değişimleri analiz edilerek değerlendirilmiştir.

3.1. Silindir İçi Basınç Değişimi

Şekil 3.1'de RON40 yakıtı kullanılarak krank biyel mekanizmalı 800 rpm motor gücündeki bir motorun krank açısına bağlı silindir içi basınç değişimi gösterilmektedir. Grafikteki lambda 2.7'de silindir içi basınç 3200 kPa ÜÖN 15° den sonra gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Lambda 2.3 değerinde ise silindir içi basınç 4200 kPa ÜÖN YA 8° derece sonra gerçekleştiği yani yanmanın 7° avansa alındığı görülmüştür. Lambda 2.9 değerinde ise aşırı fakir karışımdan dolayı yanma çok geç başlamış ve yanma halindeki motoret basınçtan daha az gerçekleşmiştir.

Şekil 3.1'de görüldüğü gibi lambda değerlerinin artması ile karışım zenginleşmekte silindir içerisine daha fazla yakıt gönderildiği için açığa daha fazla ısı çıkmaktadır. Bu ısıya bağlı olarak lambda değerinin artması ile maksimum silindir içi basınç değeri artmaktadır. Lambda değerlerinin artırması ile silindir içerisine daha fazla yakıt gönderildiğinde karışımın zenginleşmesi ile yakıt moleküllerinin artmasına bağlı olarak yakıt molekülleri ile oksijen

moleküllerinin eşleşme ihtimali daha da artmış ve yakıtın kendi kendine tutuşmasını daha erken gerçekleştirdiği görülmüş, maksimum silindir içi basınç noktası avansa alınmıştır.



Şekil 3.1. Krank mekanizmasında silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına bağlı değişimi

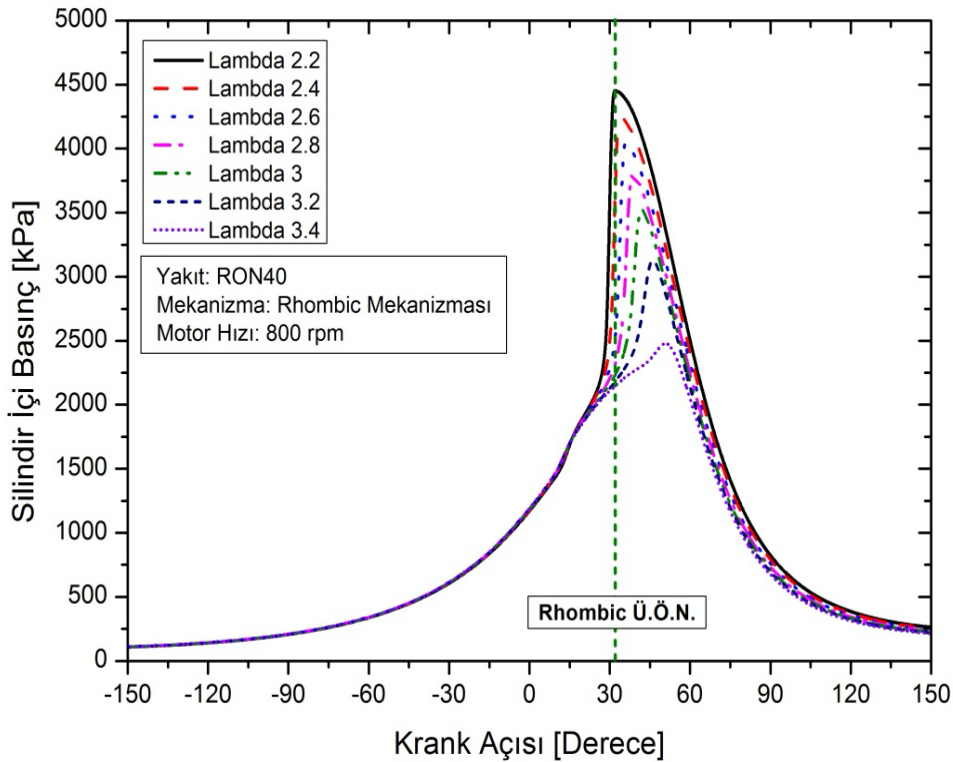
Şekil 3.2'de RON40 yakıtı kullanılarak rhombic mekanizmalı 800 rpm motor hızında krank açısına bağlı silindir içi basınç değişimi gösterilmektedir. Grafikteki lambda 3.4 fakir karışımda silindir içi basınç 2500 kPa ÜÖN 18°'den sonra gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Karışım oranı zenginleştikçe silindir içi basınç ÜÖN ya yaklaşmıştır. Lambda 2.2'de maksimum basınç tam ÜÖN'da gerçekleşmiştir.

Şekil 3.1 ve şekil 3.2'deki krank ve rhombic mekanizmalarının silindir içi basınç değişimleri karşılaştırıldığında krank mekanizmasının lambda 2.3-2.9 aralığında çalıştığı görülmüştür ancak rhombic mekanizmasına bakıldığında lambda 2.2-3.4 gibi geniş aralıkta çalıştığı gözlemlenmiştir.

Krank mekanizması ve rhombic mekanizmalarının hareket farklılıklarından dolayı ÜÖN'nın krank açısına bağlı referans değerleri eşleşmemektedir. Rhombic hareket mekanizması krank açısı 32°'deyken ÜÖN noktaya ulaşmaktadır. Bu nedenle krank ve rhombic mekanizmaları karşılaştırırken referans olarak ÜÖN'lar dikkate alınmıştır.

Rhombic hareket mekanizmasının sıkıştırma ve genişleme zamanı simetrik değildir. Sabit motor hızında sıkıştırma işlemi daha yavaş gerçekleşirken genişleme işlemi hızlı gerçekleşmektedir. HCCI motorlarda yanmayı başlatacak herhangi bir fiziksel mekanizma

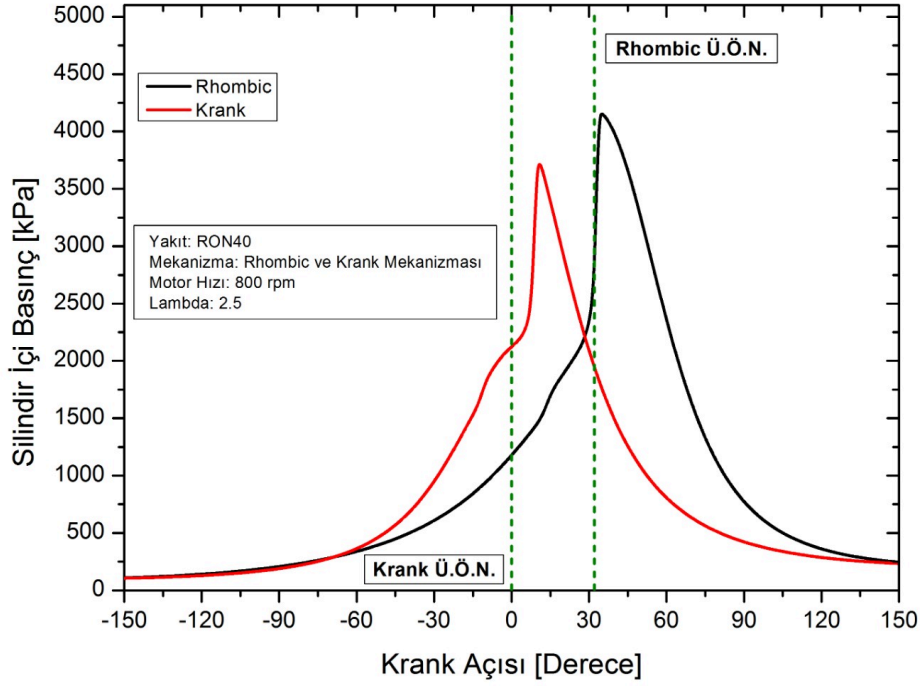
bulunmadığından sıkıştırma sonucunda silindir içi basıncın ve dolayısıyla sıcaklığın artması sonucunda kimyasal reaksiyonlar kendi kendine tutuşmayı sağlayacak şekilde geliştirildiğinde silindirin her tarafında eş zamanlı olarak yanma gerçekleşmektedir, dolayısı ile yanma başlatacak olan bu kimyasal reaksiyonların gerçekleşmesi için yeterli sürenin tanımlanması büyük önem arz etmektedir. Rhombic mekanizması sıkıştırma esnasında kendi kendine tutuşmanın başlaması için krank mekanizmasına göre daha fazla süre sağlamaktadır. Bu nedenle HCCI motorlarda rhombic mekanizması ile daha geniş bir lambda aralığında çalışmaktadır.



Şekil 3.2. Rhombic mekanizmasında silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına bağlı değişimi

Şekil 3.3'te RON40 yakıtı kullanılarak krank biyel ve rhombic mekanizmalı 800 rpm motor hızında krank açısına bağlı silindir içi basınç değişimi gösterilmektedir. Grafikteki lambda 2.5'te rhombic mekanizmasında silindir içi basınç maksimum yaklaşık 4500 kPa civarındayken, Krank mekanizmasında bu değer yaklaşık 3500 kPa civarındadır. Bu durum, rhombic mekanizmasının daha yüksek basınçlara ulaşabildiğini göstermektedir. Rhombic mekanizmasında maksimum basınç, krank açısının yaklaşık 30 derece civarında elde edilirken, Krank mekanizmasında bu değer yaklaşık 20-30 derece arasında değişmektedir. Yanma öncesi ve sonrası basınç değişimleri incelendiğinde, rhombic mekanizmasının mekanizma yapısından kaynaklı basınç artışının daha yavaş başladığı ancak daha yüksek değerlere ulaştığı

görülmektedir. Krank mekanizması ise daha erken bir basınç artışı göstermekte, ancak maksimum basınç daha düşük kalmaktadır.



Şekil 3.3. Rhombic ve Krank mekanizmasında lambda 2.5'te silindir içi basıncın farklı hava fazlalık katsayılarında krank açısına bağlı değişimi

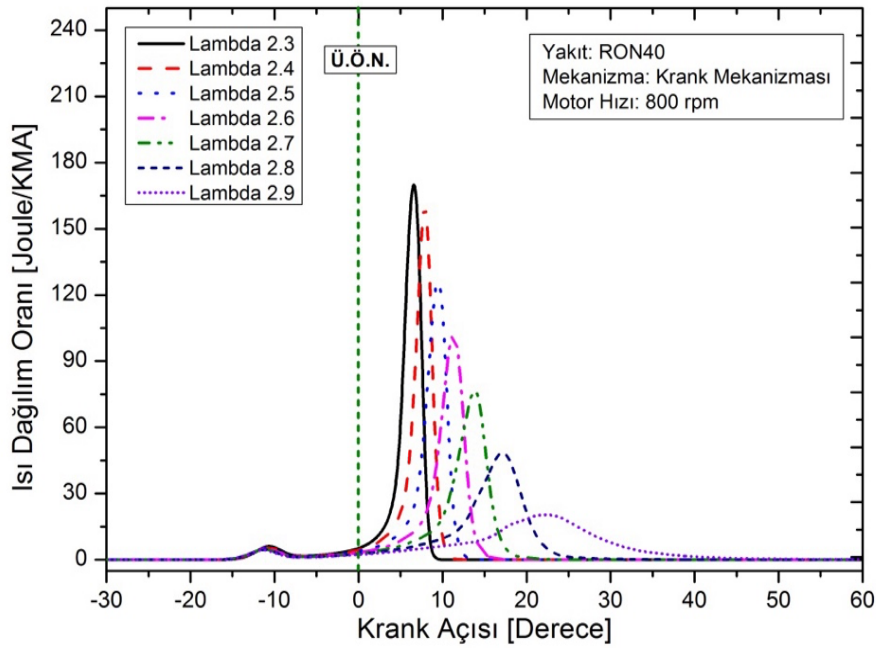
3.2. Isı Dağılım Oranı Değişimi

Şekil 3.4'te RON40 yakıtı kullanılarak krank biyel mekanizmalı 800 rpm motor gücündeki bir motorun krank açısına bağlı ısı dağılım oranı değişimi gösterilmektedir. Grafikteki lambda 2.3'te ısı dağılım oranı 165 joule/KMA ÜÖN'ya uzaklığı 7° olduğu gözlemlenmiştir. Lambda 2.8 fakir karışımda ısı dağılım oranı 50 joule/KMA ÜÖN ya 16° derece sonra gerçekleştiği yani yanmanın 9° avansa alınmıştır. Lambda 2.9 aşırı fakir karışımda ısı dağılım oranı 25 joule/KMA ÜÖN ya 22° derece sonra gerçekleştiği yani yanmanın 15° de avansa alındığı gözlemlenmiştir.

Düşük sıcaklık yanması sırasında, kimyasal reaksiyon hızı düşük olduğundan, yakıt tam olarak tutuşamaz. Bu süreçte, silindir içindeki yakıt hızla buharlaşırken, aynı zamanda sıkıştırma işlemi devam ettiği için silindir içi sıcaklık artmaya devam eder. Bu durumun sonucunda ÜÖN'ya yakın bir noktada eşzamanlı olarak silindir içerisinde bütün bölgelerde ani bir yanma gerçekleşmekte ve bu durum küçük bir krank açısında çok yüksek oranda ısının açığa çıkmasına sebep olmaktadır.

Karışımın zenginleşmesiyle birlikte, silindir içine sürülen yakıt enerjisi artar. Bu da maksimum ısı yayılım oranının fakir karışımlara göre daha yüksek olduğunu gösterir. Ayrıca, zengin

karışımlarda yanma sonu sıcaklığının fakir karışımlara göre daha yüksek olduğu görülür. Silindir içinde kalan daha yüksek sıcaklıktaki art egzoz gazları, bir sonraki çevrimde silindir içine alınan havanın sıcaklığını artırır ve bu durum, yakıtın oksidasyonunu kolaylaştırarak HCCI yanmasının birinci ve ikinci aşamalarının daha erken bir krank açısında gerçekleşmesini sağlamaktadır. Şekilden de görüldüğü gibi, karışımın zenginleşmesiyle daha fazla enerji açığa çıkar ve kimyasal reaksiyon hızının yüksek olması nedeniyle yanma daha kısa bir sürede gerçekleşir. Karışımın fakirleşmesiyle ise kimyasal reaksiyon hızının düşmesiyle yanma süresi uzar ve yakıt enerjisi azalır. Bu nedenle maksimum kümülatif ısı yayılım oranı azalır.



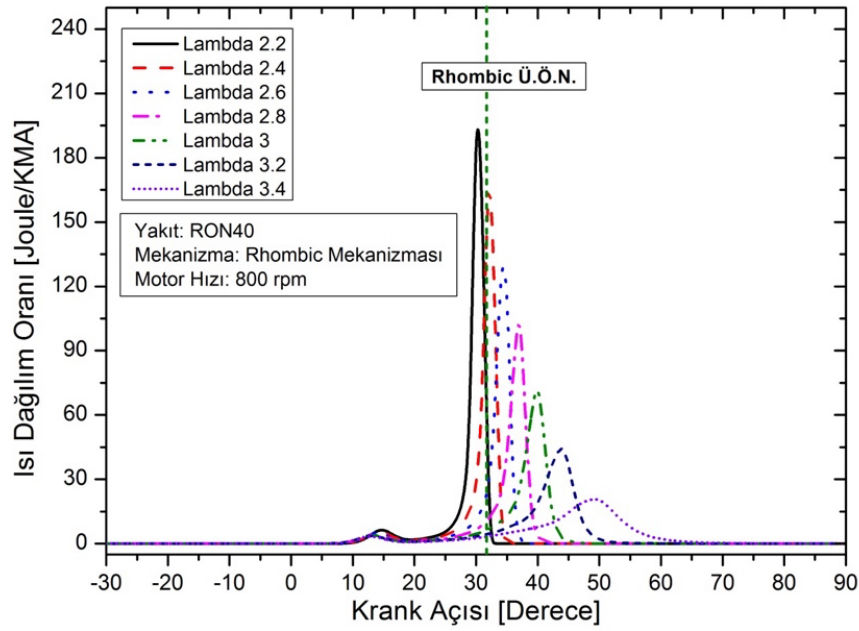
Şekil 3.4. Krank mekanizmasında ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi

Şekil 3.5'te RON40 yakıtı kullanılarak rhombic hareket mekanizmalı 800 rpm motor hızında krank açısına bağlı ısı dağılım oranı değişimi gösterilmektedir. Pistonun üst ölü noktaya (ÜÖN) ulaşmadan önce 2° daha erken bir zaman dilimine kaydırığı yani yanmanın avansa alındığı gözlemlenmiştir.

Grafikteki lambda 2.2'de ısı dağılım oranı 187 joule/KMA ÜÖN'ya uzaklığı 30° olduğu gözlemlenmiştir. Lambda 3 fakir karışımda ısı dağılım oranı 72 joule/KMA ÜÖN ya 39° sonra gerçekleştiği yani yanmanın 9° avansa alınmıştır. Lambda 3.4 aşırı fakir karışımda ısı dağılım oranı 25 joule/KMA ÜÖN'ya 48° sonra gerçekleştiği yani yanmanın 18° avansa alındığı gözlemlenmiştir. Yakıt-hava karışımının ateşlenme zamanlamasının avansa alınması,

yanmanın daha erken başlamasına ve tamamlanmasına neden olarak maksimum ısı dağılımını etkiler.

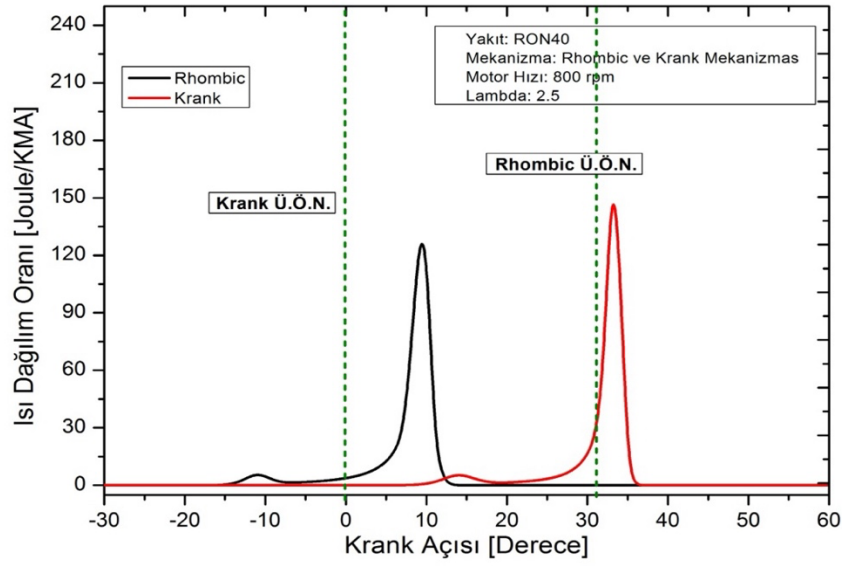
Şekil 3.4 ve şekil 3.5 krank ve rhombic mekanizmalarının silindir içi ısı dağılım oranı karşılaştırıldığında krank mekanizmasının lambda 2.3-2.9 aralığında çalıştığı görülmüştür ancak rhombic mekanizmasına bakıldığında lambda 2.2-3.4 gibi geniş aralıkta çalıştığı gözlemlenmiştir. Yakıt-hava karışımının ateşlenme zamanlamasının avansa alınması, yanmanın daha erken başlamasına ve tamamlanmasına neden olarak maksimum ısı dağılımını etkiler.



Şekil 3.5. Rhombic mekanizmasında ısı yayılım oranının farklı hava fazlalık katsayılarında krank mili açısına bağlı değişimi

Şekil 3.6'de RON40 yakıtı kullanılarak rhombic hareket mekanizmalı 800 rpm motor hızında krank açısına bağlı ısı dağılım oranı değişimi gösterilmektedir. Rhombic mekanizmasında ısı dağılım oranı maksimum yaklaşık 130 Joule/KMA civarındayken, Krank mekanizmasında bu değer yaklaşık 150 Joule/KMA civarındadır. Rhombic mekanizmasının, Krank mekanizmasına göre daha yüksek bir ısı dağılım oranı elde ettiği görülmektedir. Rhombic mekanizmasında maksimum ısı dağılım oranı, krank açısının yaklaşık 30-35 derece elde edilirken, Krank mekanizmasında bu değer yaklaşık 10-15 derece arasında zirveye ulaşmaktadır. Krank mekanizması için ısı dağılım oranının erken bir maksimuma ulaştığı ve ardından hızlı bir şekilde azaldığı gözlemlenmektedir. Rhombic mekanizmasında ise ısı dağılım oranı daha geç bir maksimuma ulaşmakta, ancak bu zirve daha belirgin ve yüksek olmaktadır. Rhombic mekanizmasında daha yüksek bir ısı dağılım oranının elde edilmesi, yanma sürecinin daha

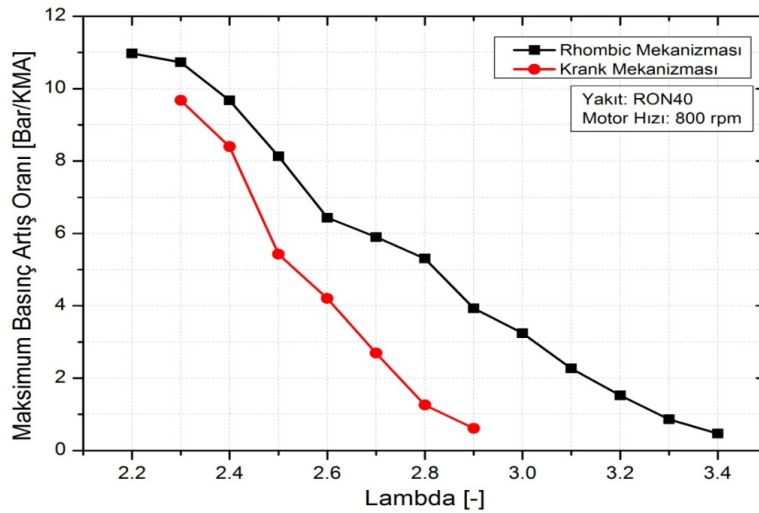
verimli ve yoğun olduğunu göstermektedir. Krank mekanizmasında ise yanma süreci daha erken başlamakta, ancak maksimum ısı dağılım değerleri daha düşük kalmaktadır.



Şekil 3.6. Rhombic ve krank mekanizmasında lambda 2,5'te ısı yayılım oranı

3.3. Maksimum Basınç Artış Oranı Değişimi (MPRR)

Şekil 3.7'de RON40 yakıtı kullanılarak krank-biyel ve rhombic mekanizmalı 800 rpm motor hızındaki bir motorun lambdaya bağlı maksimum basınç artış oranı değişimi gösterilmektedir. Rhombic mekanizması lambda 2.2'de 11 bar/KMA lambda 3.4'te 0.6 bar/KMA olduğu gözlemlenmiştir. Krank mekanizması lambda 2.3'te 9.8 bar/KMA 3.4'te 0.5 bar/KMA olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.7. Maksimum basınç artış oranının farklı MAP değerlerine göre değişimi

Normal emişli HCCI motorlarda vuruntu sınırı olarak MRRR 10 bar/KA açısı olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.5'te görüldüğü gibi karışımın zenginleşmesi ile silindir içerisine daha fazla yakıt enerjisi sürüldüğünden hem krank hem de rhombic mekanizmalarında MPRR artmaktadır.

Rhombic mekanizması, emme zamanının daha geniş bir krank açısına yayılması nedeniyle pistonun ortalama hızının krank mekanizmalı motora göre düşük seyretmesine neden olur. Bu durum, emme portundan silindir içerisine giren dolgunun akış kayıplarının azalmasına ve dolayısıyla pompalama kayıplarının azalmasına yol açar.

Rhombic ile krank mekanizması karşılaştırıldığında, rhombic mekanizmalarında yanma avansa alındığı için, ısının büyük bölümü ÜÖN'ya yakın bir bölgede ortaya çıkmakta ve böylelikle MPRR daha yüksek değerler elde edilmektedir.

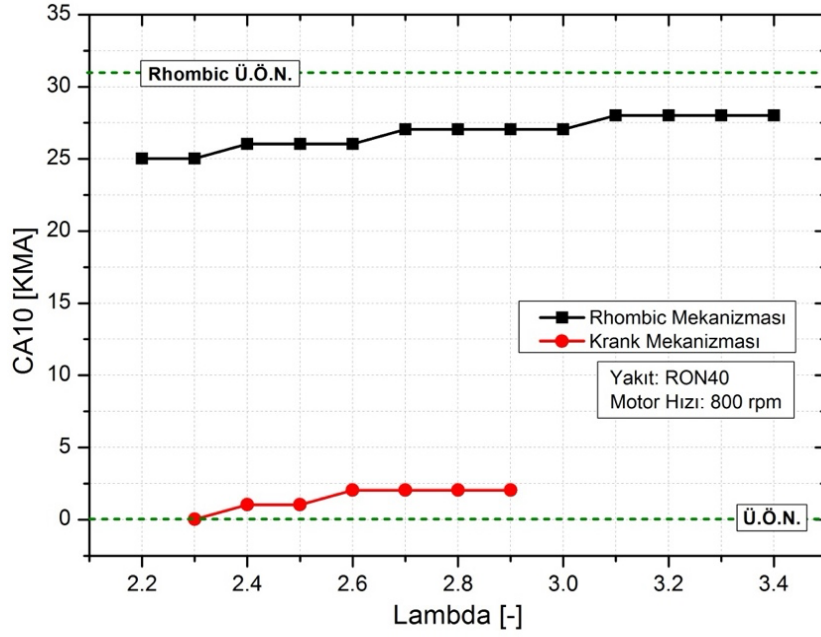
Ayrıca rhombic mekanizmasında sıkıştırma işleminin yavaş gerçekleşmesi yakıtın kendi kendine tutuşması için yeterli bir süre tanınmasından dolayı, daha fakir karışımlarda da yanmanın gerçekleşmesini sağlamıştır.

3.4. KA10, KA50, KA90 ve Yanma Süresi Değişimi

Şekil 3.8'de RON40 yakıtı kullanılarak krank-biyel ve rhombic mekanizmalı 800rpm motor hızındaki lambdaya bağlı KA10 (KMA) değerinin değişimi gösterilmektedir. Rhombic mekanizması lambda 2.2'de 25 KMA lambda 3.4'te 28 KMA olduğu gözlemlenmiştir. Krank mekanizması lambda 2.3'te 0 KMA 2.9'da 4.3 KMA olduğu gözlemlenmiştir.

Rhombic hareket mekanizmasında sıkıştırma işlemi daha yavaş ve uzun sürede gerçekleştirilmektedir. HCCI motorda kendi kendine tutuşma işlemi sıcaklığın bir fonksiyonu olarak 800-900K civarında başlamaktadır. Ancak kendi kendine tutuşma sadece sıcaklığın değil aynı zamanda zamanında fonksiyonudur. Yavaş sıkıştırma işlemi sırasında kimyasal reaksiyonların gelişimi için yeterli süre tanındığından rhombic mekanizmasında, KA10 açısı krank mekanizmasına göre avansa alınmış ve rhombic Ü.Ö.N 'dan önce gerçekleşmiştir.

KA10 açısının hem krank hem de rhombic mekanizmasında lambdaya bağlı değişimini değerlendirildiğinde önemli bir farkın oluşmadığı görülmektedir. Lambdanın artması veya azalması silindir içerisine sürülen toplam yakıt enerjisi değişmektedir. Yanmanın başlaması aşamasında bu parametre baskın özelliklerde değildir. Ancak yanma başladıktan sonra lambda değeri büyük önem arz etmektedir.



Şekil 3.8. Krank açısına bağlı KA10 değerleri

Şekil 3.9’da RON40 yakıtı kullanılarak krank-biyel ve rhombic mekanizmalı 800 rpm hızındaki lambdaya bağlı KA50 (KMA) değerinin değişimi gösterilmektedir. Rhombic mekanizması lambda 2.2’de 30 KMA lambda 3.4’te 47 KMA olduğu gözlemlenmiştir. Krank mekanizması lambda 2.3’te 8 KMA 2.9’da 21 KMA olduğu gözlemlenmiştir.

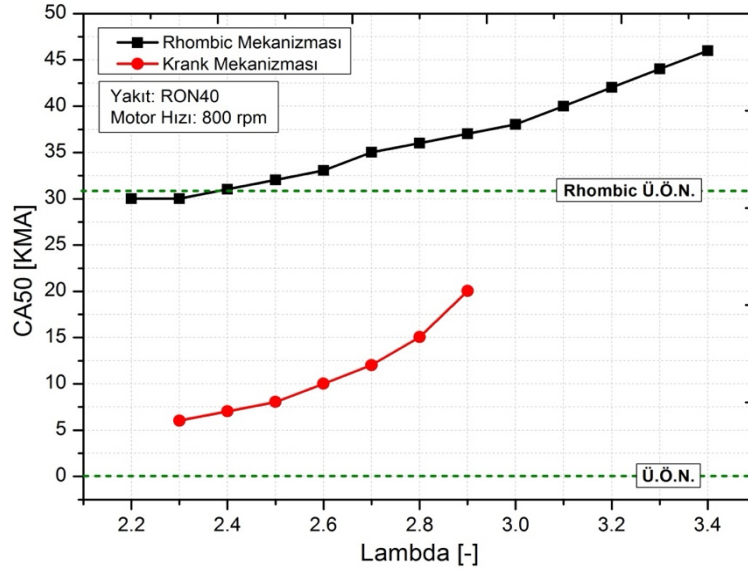
Yanma başlangıcından itibaren krank açısının yarısı kadar bir noktadır. Bu değer, yanma basınç dalgasının motorun içindeki hareketine işaret eder. Daha erken bir KA50 değeri, yanmanın daha hızlı ve belki de daha ani gerçekleştiğini gösterebilir, bu da motorun daha yüksek güç üretmesine neden olabilir. Ancak, çok erken bir KA50 değeri, aşırı basınç ve sarsıntı riskini artırabilir.

Termik verimin maksimum olması için KA50 değerinin ÜÖN’yu 8°-10° elde edilmesi önerilmektedir.

Rhombic hareket mekanizması, (ÜÖN) ulaşma zamanının krank açısına göre daha gecikmesine neden olarak, yanma başlangıcının daha uzun bir süreyi almasına yol açar. Bu durum, motorun içindeki yanma basıncı dalgasının oluşması için daha fazla zamanın gerektiğini işaret eder. Daha gecikmiş bir KA50 değeri, yanmanın daha kontrollü ve yavaş gerçekleştiğini, bu da genellikle daha istikrarlı bir güç üretimine yol açabilir. Ancak, aşırı gecikmiş bir KA50 değeri, motorun performansını düşürebilir ve verimliliğini azaltabilir.

Rhombic hareket mekanizmasında sıkıştırma işleminin yavaş gerçekleşmesi kimyasal reaksiyonların gelişmesi için yeterli süre tanıdığından, yanma başlangıcının avansa alınmasına

benzer olarak KA50 açısı da avansa alınmıştır. Lambdanın artması ile hem krank hem de rhombic mekanizmasında KA50 açısı gecikmeye alınmıştır. Lambdanın artması ile karışım fakirleşmekte ve silindir içerisine sürülen yakıt enerjisi azalmaktadır. Dolayısı ile açığa daha az ısı çıkacağından yanma sıcaklığı azalacaktır. Kimyasal yanma reaksiyonları sıcaklığın reaksiyonu olduğundan yanma süresi uzamış ve yanmanın orta noktası olan KA50 açısı gecikmeye doğru kaymıştır.



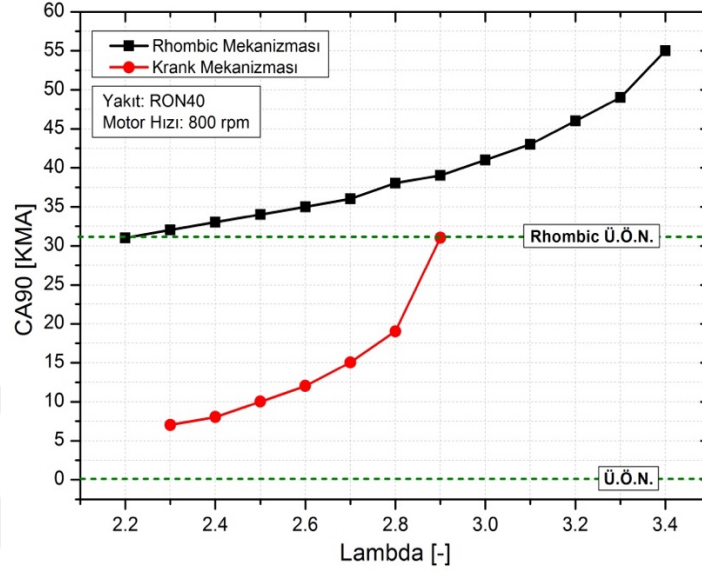
Şekil 3.9. Krank açısına bağlı KA50 değerleri

Şekil 3.10'da RON40 yakıtı kullanılarak krank biyel ve rhombic mekanizmalı 800 rpm motor gücündeki bir motorun lambdaya bağlı maksimum KA90 (KMA) değerinin değişimi gösterilmektedir. Rhombic mekanizması lambda 2.2'de 30 KMA lambda 3.4'te 47 KMA olduğu gözlemlenmiştir. Krank mekanizması lambda 2.3'te 8 KMA 2.9'da 21 KMA olduğu gözlemlenmiştir.

Krank biyel mekanizması ile rhombic mekanizmaya sahip motorların KA90 (yanmanın %90'ının tamamlandığı krank açısı) değerlerinin karşılaştırılması, yanma süreçlerinin verimliliğini anlamak için kritik bir öneme sahiptir. Şekil 3.10'daki grafik, KA90 değerlerinin krank açısı boyunca nasıl değiştiğini göstermektedir. KA90 değeri düşük olan krank biyel mekanizması, daha hızlı yanma süresi sergilemektedir. Yanma süresinin uzaması, ısı dağılımı ve emisyonlar üzerinde olumsuz etkilere yol açabilir. Sonuç olarak, bu sistematik yaklaşım ile krank biyel mekanizması ve rhombic mekanizmanın KA90 değerlerinin karşılaştırılması, yanma süresi ve motor verimliliği açısından önemli bulgular sunmaktadır.

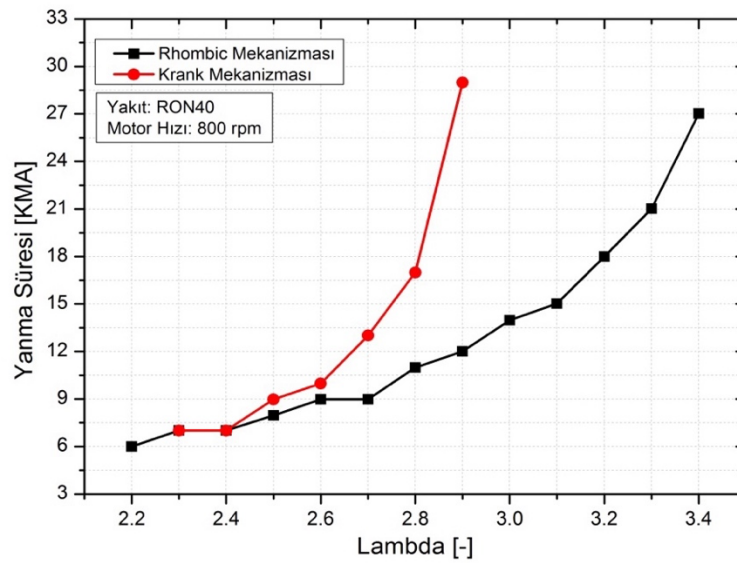
Rhombic hareket mekanizmasında KA10 VE KA50 açılarının avansa alınması benzer şekilde KA90 açısında avansa alınmasına neden olmuştur. Lambda değerlerinin azalması ile silindir

içerisine sürülen yakıt enerjisi artmakta, yanma sıcaklığı yükselmekte ve yanmanın daha hızlı tamamlanması söz konusu olmaktadır. Dolayısı ile lambda değerinin azalması ile birlikte hem krank hem de rhombic mekanizmasında yanma sonu yani KA90 açısı avansa alınmıştır.



Şekil 3.10. Krank açısına bağlı KA90 değerleri

Şekil 3.11'de RON40 yakıtı kullanılarak krank-biyel ve rhombic mekanizmalı 800 rpm motor hızında lambdaya bağlı yanma süresi değerinin değişimi gösterilmektedir. Rhombic mekanizması lambda 2.2'de 6 KMA lambda 3.4'te 27 KMA olduğu gözlemlenmiştir. Krank mekanizması lambda 2.3'te 7 KMA 2.9'da 29 KMA olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.11. Krank ve rhombic mekanizması yanma süresi grafiği

Rhombic hareket mekanizmasının, krank biyel hareket mekanizmasına kıyasla daha kısa sürede yandığı gözlemlenmektedir.

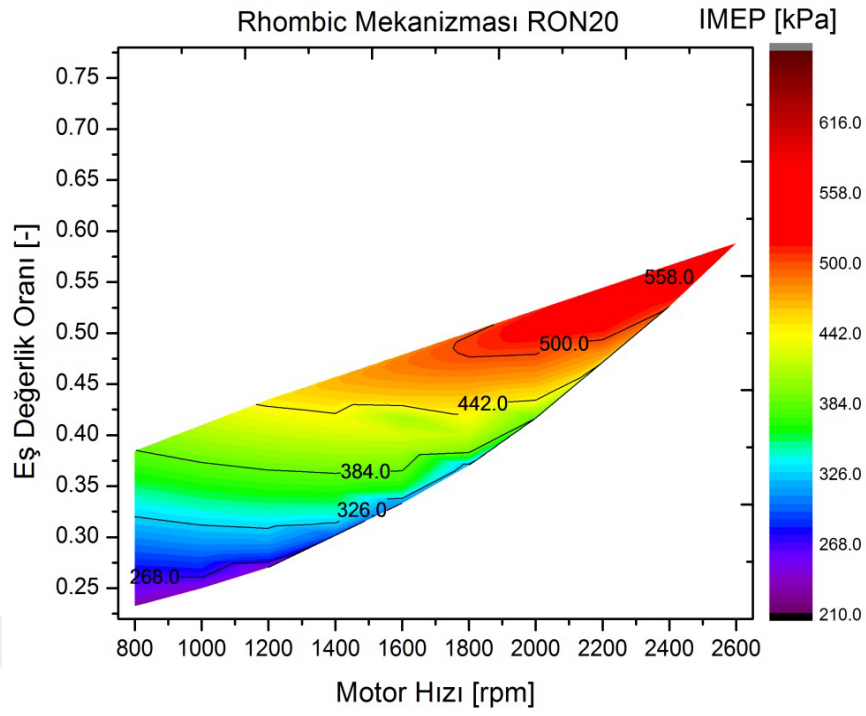
Bu durum, yanma süresinin daha sabit ve kontrollü olmasına olanak tanır. Rhombic mekanizmada, piston hareketi Üst Ölü Nokta civarında daha yavaş olup, Alt Ölü Nokta civarında daha hızlıdır. Bu, yanma sürecinin daha verimli gerçekleşmesine katkıda bulunabilir. Bununla birlikte, yanma süresinin uzun olması, artan ısı kayıpları ve potansiyel emisyon problemleri yaratabilir.

Yanma süresi KA10 ve KA90 açıları arasında geçen süre olarak tanımlanmaktadır. Yanma süresinin uzun olması silindir cidarlarında gerçekleşen ısı kaybını artıracığı için motor verimliliği açısından iyi bir durum değildir. Aşırı kısa yanma süresi ise; kısa sürede açığa çok fazla ısı çıkacağından motorun basınç artış oranının yükselterek vuruntu oluşumuna sebep olabilir. Lambda değerinin artması ile hem krank hem de rhombic mekanizmada yanma süresinin uzadığı görülmektedir. Fakir karışımlarda yanma sıcaklığı düşük olduğundan kimyasal reaksiyonlar yavaşlamakta ve buna bağlı olarak yanma süresi uzamaktadır.

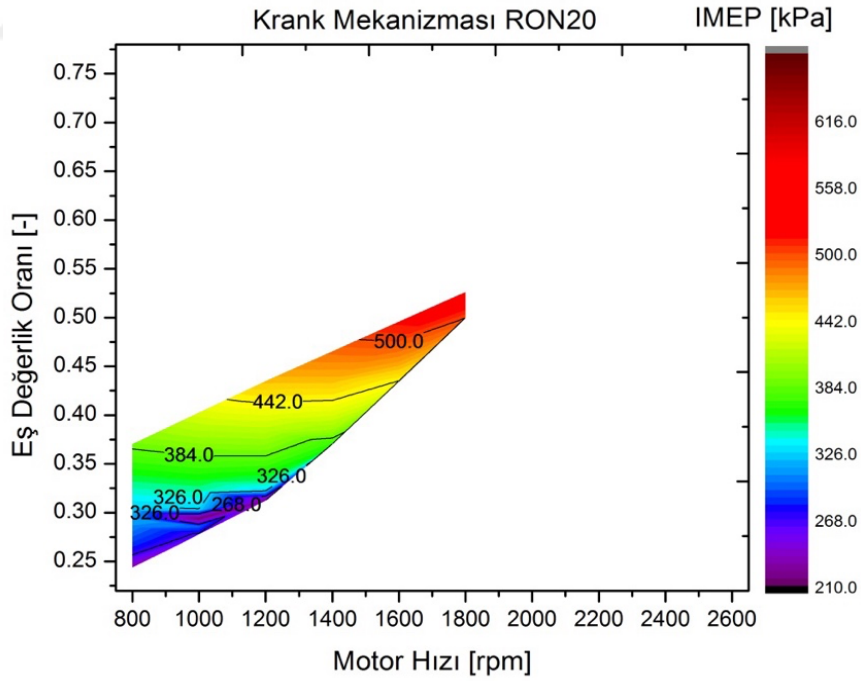
Rhombic hareket mekanizmasında sıkıştırma işleminin yavaş olması KA10 açısının avansa alınması, yanma reaksiyonlarının gelişmesi için yeterli sürenin tanınması yanma reaksiyonlarının olumlu etkilemiş ve toplam yanma süresinin krank mekanizmasına göre daha kısa olmasını sağlamıştır. Özellikle fakir karışımlarda bu fark daha baskın hale gelmiştir. Rhombic hareket mekanizmasının vuruntu sınırını aşmadan yanma süresinin kısaltılması önemli bir avantaj olarak ortaya çıkmaktadır.

3.5. Indike Ortalama Efektif Basınç (IMEP) Değişimi

IMEP, içten yanmalı motorların performansını ve verimliliğini değerlendirmek için kritik bir parametredir. Yanma zamanlaması, motorun verimliliği ve performansı üzerinde doğrudan etkilidir. KA50'nin optimum değeri, pistonun ÜÖN'sinden yaklaşık 8-15 derece sonrası olarak kabul edilir. Bu zamanlama, motorun maksimum verimliliği ve gücü üretmesi için idealdir. Bu aralık, yanma basıncının piston üzerindeki mekanik avantajını en iyi şekilde kullanmasını sağlar ve IMEP'nin maksimum seviyeye ulaşmasına katkıda bulunur.



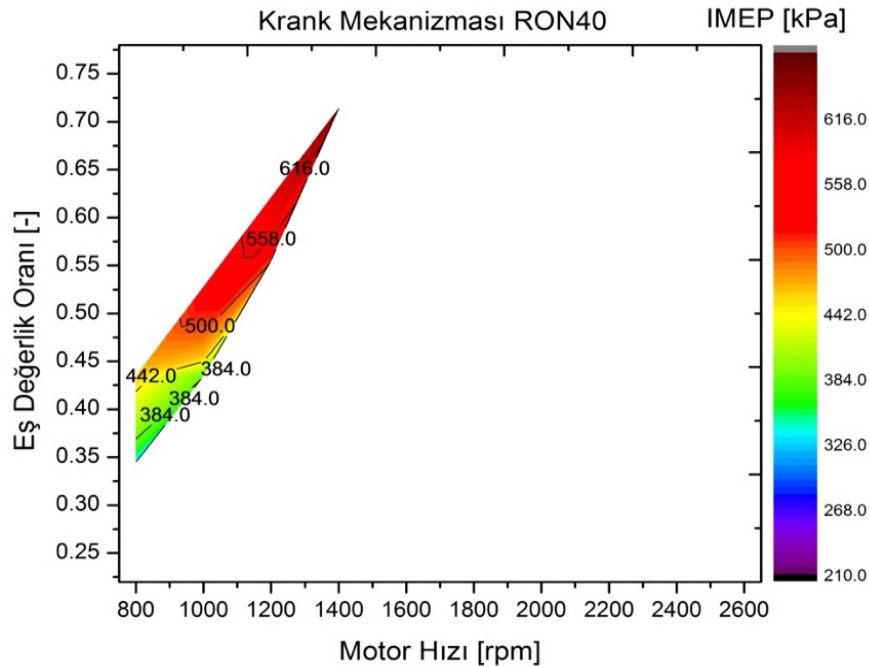
Şekil 3.12. Rhombic mekanizması RON20 IMEP haritası



Şekil 3.13. Krank mekanizması RON20 IMEP haritası

Rhombic hareket mekanizması, ÜÖN'ye ulaşma zamanının krank açısına göre daha gecikmesine neden olarak, yanma başlangıcının daha kısa bir süre almasına yol açar. Bu durum, motor içindeki yanma basıncı dalgasının oluşması için daha fazla zaman gerektiğini işaret eder ve rhombic hareket mekanizmasının kullanılması, motorun çalışma aralığı daha geniş hale getirir. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'te, RON20 yakıtı kullanılarak her iki mekanizmanın farklı yakıt karışımı ve farklı devirlerdeki çalışma aralıkları verilmiştir.

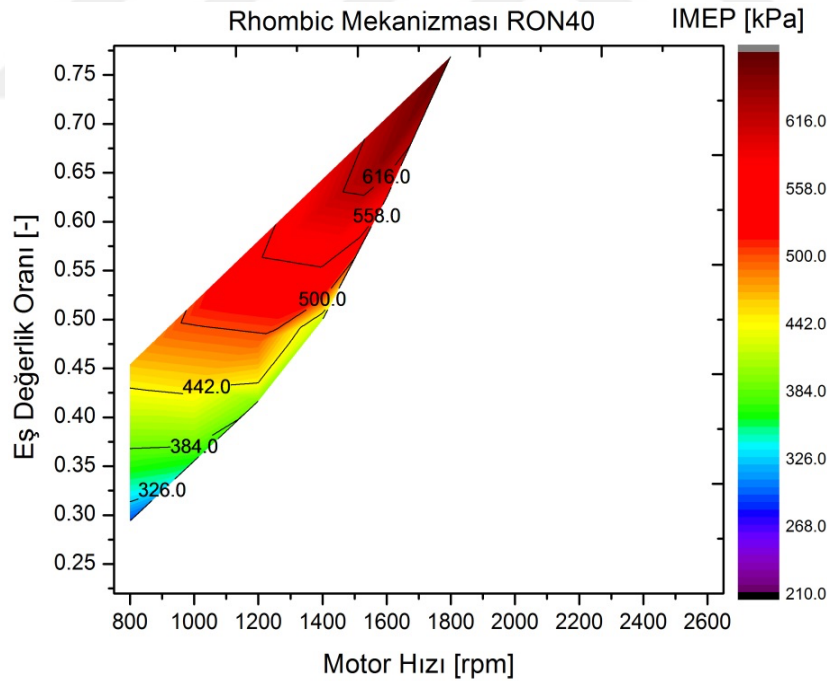
Rhombic hareket mekanizmasında krank mekanizmasına göre çok daha geniş bir çalışma aralığı elde edildiği görülmektedir. Rhombic hareket mekanizmasının sıkıştırma zamanındaki yavaşlaması çok daha fakir karışımların kendi kendine tutuşmasına imkân tanımış ve fakir karışım bölgelerinde çalışma aralığı bir miktar genişlemiştir. Rhombic hareket mekanizmasının sağladığı en önemli ve belirgin avantajları yüksek motor hızlarında da HCCI motorun çalıştırabilmesidir. HCCI motorlarda yanmayı doğrudan başlatan bir mekanizmanın bulunmaması, yüksek motor hızlarında kendi kendine tutuşma reaksiyonlarının gelişmesi için gerekli zamanı sağlayamamaktadır. Bu nedenle yüksek motor hızlarında çalışma aralığı çok sınırlıdır. Krank mekanizmasında HCCI motorda maksimum 1800 rpm'de çalıştırabilmiştir. Ancak rhombic mekanizmasında sıkıştırma işleminin yavaş gerçekleşmesi, yüksek motor hızlarında dahi kendi kendine tutuşma reaksiyonlarının gelişmesi için yeterli süreyi tanımış ve motor hızı maksimum 2600 rpm'e kadar ulaşmıştır. Rhombic hareket mekanizmasının bir diğer önemli avantajı da motor hızı çalışma aralığının genişletmesidir.



Şekil 3.14. Krank mekanizması RON40 IMEP haritası

Gözlemlendiği üzere, rhombic mekanizma, krank biyel mekanizmasına kıyasla daha yüksek devirlerde ve daha zengin karışımlarda etkin çalışma bölgesinde kalmaktadır. Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'te ise RON40 yakıtı kullanılarak her iki mekanizmanın farklı yakıt karışımı ve farklı devirlerdeki çalışma aralıkları incelenmiştir. RON20 yakıtına kıyasla, her iki mekanizmada da çalışma aralıklarının daraldığı görülmektedir. Bununla birlikte, rhombic mekanizmanın, krank biyel mekanizmasına göre RON40 yakıtı ile de daha yüksek devirlerde ve daha zengin karışımlarda etkin çalışma bölgesinde kaldığı gözlemlenmiştir.

Oktan sayısı yakıtın yanmaya karşı gösterdiği direnç olarak tanımlanmıştır. HCCI motorlarda kendi kendine tutuşma reaksiyonlarının başlaması için en etkili parametre sıkıştırma sonucu sıcaklığı ve yakıtın oktan sayısıdır. RON20 yakıtının oktan sayısı, RON40 yakıtına göre daha düşük olduğundan kendi kendine tutuşma kolay gerçekleşmektedir. Bu nedenle HCCI motor RON20 yakıtı ile yüksek motor hızlarında ve fakir karışım bölgelerinde daha geniş bir aralıkta çalışmıştır. Ancak zengin karışım bölgesinde RON20 yakıtının kolay tutuşabildiği maksimum basınç artış oranının yükseltmekte ve vuruşu sınırına daha kolay erişmesini sağlamaktadır. Bu durumda RON40 yakıtının oktan sayısı yüksek olduğu için zengin karışım bölgesinde avantajlı hale gelerek HCCI motorun daha zengin karışım bölgesinde çalışabilmesini sağlamıştır. Fakat RON40 yakıtı ile yapılan testlerde RON20 yakıtına göre yüksek motor hızı ve fakir karışım bölgelerinde sınırlı kalmıştır.



Şekil 3.15. Rhombic mekanizması RON40 IMEP haritası

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada; Michigan Teknoloji Üniversitesi Gelişmiş Güç Sistemleri Araştırma Merkezi'nde gerçekleştirilen HCCI test düzeneğinde elde edilen deneysel veriler ile Converge CFD programında yapılan nümerik analiz sonuçları karşılaştırılarak nümerik çalışmanın doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Bu doğrulama işleminden sonra, rhombic hareket denkleminin kinematik analizi MATLAB programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmalı motorlar arasında daha doğru bir karşılaştırma yapılabilmesi için, kurs boyları, kurs hacimleri, silindir hacimleri ve sıkıştırma oranları aynı olacak şekilde belirlenmiştir. Ayrıca, 800 ve 2400 rpm motor devir aralığında RON40 ve RON20 yakıtları kullanılarak farklı λ değerlerinde 301 adet nümerik simülasyon gerçekleştirilmiştir.

HCCI motorlarda, yanma odasında eşzamanlı olarak başlayan ani yanma, bölgesel olarak oluşmuş fakir karışım bölgelerinin de tutuşmasına yardımcı olarak ateşlenememe problemine çözüm sağlar. Ancak, aşırı fakir karışımlarda hala ateşlenememe problemi gözlemlenebilir. Zengin karışımlarda ise, silindir içine sürülen yakıt enerjisinin fazlalığı ve tüm ısının ani bir şekilde, neredeyse sabit bir hacimde açığa çıkması basınç artış oranını artırır ve sonuç olarak aşırı vuruş meydana gelebilir. Bu durum, HCCI motorlarının aşırı zengin karışımlarda çalışmasını kısıtlar.

Yapılan çalışma sonucunda;

- Rhombic mekanizması ile sıkıştırma zamanının daha yavaş gerçekleştiği, HCCI yanma reaksiyonunun gelişmesi için daha fazla süre sağlandığı ve buna bağlı olarak hem silindir içi basıncın hem de ısı dağılımının avansa alındığı,
- Krank hareket mekanizması ve rhombic hareket mekanizması Ü.Ö.N. referansları arasında 32°'lik bir fark oluştuğu
- Rhombic hareket mekanizması ile çok daha fakir karışımların tutuşabildiği ve böylelikle tekleme sınırının genişletebildiği,
- Aynı çalışma şartlarında ve lambda değerlerinde rhombic hareket mekanizmasının daha yüksek maksimum basınç artış oranlarına sebep olduğu ancak halen bu durumun vuruş sınırları içerisinde kaldığı,
- Rhombic hareket mekanizmasında KA10, KA50 ve KA90 açılarının avansa alındığı,
- Rhombic hareket mekanizması ile özellikle fakir karışımlarda krank mekanizmasına göre yanma süresinin kısaldığı ve dolayısı ile ısı kayıplarının azaldığı,

- RON20 yakıt ve rhombic hareket mekanizması ile çok geniş bir motor çalışma aralığı elde edildiği, motor hızının maksimum 2600 rpm'e kadar çıkarılabildiği,
- RON40 yakıtı ile daha sınırlı bir motor hızında çalışma aralığı ancak vuruntu olmadan daha zengin karışımlarda çalışma aralığı elde edilebildiği gözlemlenmiştir.

Bu çalışma sonunda gelecekte HCCI motor ve rhombic mekanizma üzerinden daha fazla geliştirme yapılabilmesi için aşağıdaki hususlar önerilebilir.

- Nümerik sonuçların gerçekte uygulanabilirliğini test etmek için deneysel rhombic mekanizmalı HCCI motor çalışmaları yapılabilir.
- Rhombic hareket mekanizmasının RCCI motor üzerindeki emme ve egzoz dolgu değişim işlemleri incelenebilir.
- CFD analiz programlarında açık çevirim modeli oluşturularak emme ve egzoz dolgu değişim işlemleri incelenebilir.
- Rhombic hareket mekanizmasının geometrik özellikleri değiştirilerek kol uzunlukları ve krank yarı çapları optimize edilebilir.

KAYNAKÇA

- Alfarawi, S. (2020). Thermodynamic analysis of rhombic-driven and crank-driven beta-type Stirling engines. *International Journal of Energy Research*, 44(7), 5596-5608.
- Angelos, J. P. (2009). *Fuel effects in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines* [Massachusetts Institute of Technology].
- Balaban, F., Halis, S., & Yücesu, H. S. Numerical Analysis of the Effects of Fuel Injection Duration and Spray Angle on the Combustion Process in a Compression Ignition Engine. *Gazi University Journal of Science Part A: Engineering and Innovation*, 11(1), 41-56.
- Baumgarten, C. (2006). *Mixture formation in internal combustion engines*. Springer Science & Business Media.
- Bhave, A., Kraft, M., Montorsi, L., & Mauss, F. (2006). Sources of CO emissions in an HCCI engine: A numerical analysis. *Combustion and flame*, 144(3), 634-637.
- Can, Ö. (2012). Bir DI dizel motorda etanol ön karışımli kısmi-HCCI uygulamasının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi.
- Cinar, C., Can, Ö., Sahin, F., & Yucesu, H. S. (2010). Effects of premixed diethyl ether (DEE) on combustion and exhaust emissions in a HCCI-DI diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 30(4), 360-365.
- Cinar, C., Solmaz, H., Ipci, D., Yılmaz, E., & Aksoy, F. (2020). Performance enhancement of a beta type rhombic drive stirling engine. *International Journal of Green Energy*, 17(13), 884-893.
- Çelik, M. (2018). Dizel motorlarda performans ve egzoz emisyonlarının n-hexadecane katkı maddesi ile iyileştirilmesi. *Politeknik Dergisi*, 21(3), 701-706.
- Daw, C. S., Wagner, R. M., Edwards, K. D., & Green Jr, J. B. (2007). Understanding the transition between conventional spark-ignited combustion and HCCI in a gasoline engine. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31(2), 2887-2894.
- Dept., I. M. F. R. (2011). *World Economic Outlook, April 2011: Tensions from the Two-Speed Recovery: Unemployment, Commodities, and Capital Flows*. International Monetary Fund.
- EC. (2022). *Type-Approval of Motor Vehicles and Engines and of Systems, Components and Separate Technical Units Intended for such Vehicles, with Respect to Their Emissions and Battery Durability (Euro 7) (2022/0365(COD))*. E. Commision.
- EPA. (2023). *Regulator Impact Analysis of the Standards of Performances for New, Reconstructed and Modified Sources and Emission Guidelines for Existing Sources: Oil and Natural Gas Sector (EPA-452/R-23-013)*. U. S. E. P. Agency.
- Flowers, D. L., Martinez-Frias, J., Espinosa-Loza, F., Killingsworth, N., Aceves, S. M., Dibble, R., Kristic, M., & Bining, A. (2005). Development and testing of a 6-cylinder HCCI engine for distributed generation. Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference,
- García, M. T., Aguilar, F. J. J.-E., & Lencero, T. S. (2009). Experimental study of the performances of a modified diesel engine operating in homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode versus the original diesel combustion mode. *Energy*, 34(2), 159-171.
- Gultekin, E., & Cinar, C. (2022). A thermodynamic comparison of rhombic-drive and slider-crank mechanisms for a two-stroke SI engine. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 44(1), 1060-1077.
- Gupta, H. N. (2012). *Fundamentals of internal combustion engines*. PHI Learning Pvt. Ltd.
- Guzzella, L., & Onder, C. H. (2007). Introduction to modeling and control of IC engine systems. In.

- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals. (No Title)*.
- IEA, P. (2022). *World energy outlook 2022. Paris, France: International Energy Agency (IEA)*.
- Keveney, M. (2011). *Animated Engines*. <https://animatedengines.com/diesel.html>
- Mansor, W. N. W., & Olsen, D. B. (2016). Computational modeling of diesel and dual fuel combustion using CONVERGE CFD software.
- Motyl, K., & Rychter, T. J. (2003). HCCI engine—a preliminary analysis.,, *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 10(3-4), 217-225.
- Mulane, S. A., & Limaye, S. (2016). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine technology-A review. *INPRESSCO E-ISSN*, 2277-4106.
- Nobakht, A. Y., Saray, R. K., & Rahimi, A. (2011). A parametric study on natural gas fueled HCCI combustion engine using a multi-zone combustion model. *Fuel*, 90(4), 1508-1514.
- Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D., & Kato, S. (1979). Active thermo-atmosphere combustion (ATAC)—a new combustion process for internal combustion engines. *SAE Transactions*, 1851-1860.
- Polat, S. (2017). *HCCI bir motorda çalışma parametrelerinin yanmaya etkilerinin incelenmesi* Ph. D. Thesis].
- Revadal, N., & Ravi Kumar, S. (2021). CFD simulations of mixing processes in Direct Injection SI engines.
- Richards, K., Senecal, P., & Pomraning, E. (2017). CONVERGE 2.4 Manual. Madison, WI: Convergent Science. In: Inc.
- Rose, K. (2008). Advanced combustion engines for low emissions and high efficiency. *Concawe*, 17(17-21).
- Solmaz, H., Yamık, H., Uyumaz, A., Polat, S., & Yılmaz, E. (2016). An experimental study on the effects of diesel and jet-A1 fuel blends on combustion, engine performance and exhaust emissions in a direct injection diesel engine.
- Stone, R. (1999). *Introduction to internal combustion engines* (Vol. 3). Springer.
- Su, H., Vikhansky, A., Mosbach, S., Kraft, M., Bhave, A., Kim, K.-O., Kobayashi, T., & Mauss, F. (2006). A computational study of an HCCI engine with direct injection during gas exchange. *Combustion and flame*, 147(1-2), 118-132.
- Technologies, G. (2019). GT-SUITE: Engine Performance Application Manual. *Gamma Technologies LLC*.
- Venkataramana, P. (2013). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) ISSN*, 2278-0181.
- Wang, Z., Shuai, S.-J., Wang, J.-X., & Tian, G.-H. (2006). A computational study of direct injection gasoline HCCI engine with secondary injection. *Fuel*, 85(12-13), 1831-1841.
- Wikipedia. (2010). *Petrol Engine*. https://en.wikipedia.org/wiki/Petrol_engine
- Xu, S., Wang, Y., Zhu, T., Xu, T., & Tao, C. (2011). Numerical analysis of two-stroke free piston engine operating on HCCI combustion. *Applied Energy*, 88(11), 3712-3725.
- Yao, M., Zheng, Z., & Liu, H. (2009). Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in energy and combustion science*, 35(5), 398-437.
- Yavuz, H. (2018). Benzin Motorları Teknolojisi. In H. Yavuz (Ed.), *Afyon Kocatepe Üniversitesi Ders Notları*. Afyon Kocatepe Üniversitesi.
- Yılmaz, E., Çınar, C., Polat, S., Yücesu, H. S., Uyumaz, A., & Solmaz, H. (2018). Rhombic hareket iletim ve krank-biyel mekanizmasına sahip buji ile ateşlemeli içten yanmalı motorun termodinamik analizleri.

Yılmaz, E., Polat, S., Solmaz, H., Aksoy, F., & Çınar, C. (2019). Buji ile ateşlemeli tek silindirli bir motorda krank-biyel ve rhombic hareket mekanizmalarının termodinamik olarak karşılaştırılması. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 35(2), 595-606.

Zeng, W., Xie, M., & Jia, M. (2007). Numerical investigation on the application of catalytic combustion to HCCI engines. *Chemical Engineering Journal*, 127(1-3), 81-93.

Zöldy, M. (2009). Automotive industry solutions in response to European legislative emission regulation challenge. *Mokslas-Lietuvos ateitis/Science-Future of Lithuania*, 1(6), 33-40.



