

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAVA FAZLALIK KATSAYISININ DEĞİŞİMİNİN HCCI
BİR MOTORDA PERFORMANS VE EGZOZ
EMİSYONLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enes USTA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Halit YAŞAR

Mayıs 2015

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVA FAZLALIK KATSAYISININ DEĞİŞİMİNİN HCCI
BİR MOTORDA PERFORMANS VE EGZOZ
EMİSYONLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enes USTA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 12 / 06 /2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



Doç. Dr. Halit YAŞAR

Jüri Başkanı



Prof. Dr. Ahmet ERDİL

Üye



Doç. Dr. Hakan Serhad
SOYHAN

Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir çalışmada kullanılmadığını beyan ederim.

Enes USTA

12.06.2015

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hazırlanma sürecinin tamamında bilgi ve tecrübesiyle hiçbir desteği esirgemeyen danışmanım sayın Doç. Dr. Halit YAŞAR'a çok teşekkür ediyorum. Çalışmalarım süresince beni her konuda destekleyen Araştırma Görevlisi Usame DEMİR'e, anlayışını ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen eşime ve bugünlere gelmemde en büyük katkısı olan aileme teşekkür ediyorum.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	ix
SUMMARY	x

BÖLÜM 1.

GİRİŞ	1
1.1. İçten Yanmalı ve HCCI Motorlarda Genel Tarihçe	7
1.2. Konu Hakkında Önceden Yapılmış Çalışmalar.....	8
1.3. İçten Yanmalı Motorlarda Yanma	10
1.4. Modelleme	12
1.4.1. Akış ve yanma modellemesi	14
1.4.2. Sıfır boyutlu yanma modellemesi	18
1.4.3. Bir boyutlu yanma modellemesi	19
1.4.4. Çok boyutlu yanma modellemesi.....	20

BÖLÜM 2.

YÖNTEM.....	22
2.1. Fiziksel Modelleme	22
2.2. Matematiksel Modelleme İçin Temel Denklemler	22
2.2.1. Silindir içi yanmanın denklemleri.....	24
2.3. Kimyasal Kinetik Modelleme.....	27
2.4. Türbülans Modeli.....	28

2.4.1. Türbülans modeli denklemleri	29
2.4.2. Türbülansın yanma üzerindeki etkisi	31
BÖLÜM 3.	
YANMA MODELLEMELERİNİN HCCI MOTORA UYGULANMASI.....	33
3.1. Deneysel Modelleme	33
3.2. HCCI Motorun SRM Suite Programında Modellenmesi.....	34
3.2.1. Başlangıç koşullarının belirlenmesi ve çözüme başlama.....	34
3.2.2. Model parametreleri.....	35
3.2.3. SRM Suite programında yapılan analizlerin sonuçları	38
3.2.3.1. Silindir basıncı	38
3.2.3.2. Silindir sıcaklığı.....	43
3.2.3.3. Silindir içerisindeki karbonmonoksit, karbondioksit ve oksijen emisyonları	44
3.2.3.4. Silindir içerisindeki azotmonoksit ve azotdioksit emisyonları	51
3.2.3.5. Silindir içerisindeki yakıt tüketimi.....	57
3.2.3.6. Silindir içerisindeki ısı yayılımı.....	61
BÖLÜM 4.	
SONUÇLAR VE TARTIŞMA	64
4.1. Elde Edilen Sonuçların Değerlendirilmesi	64
KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİŞ	73

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Alan
h_g	: Isı taşınım katsayısı
D	: Silindir çapı
C	: Favre değişkeni
C_p	: Sabit basınç altında özgül ısı
D_t	: Türbülans yayılma gücü
E	: Aktivasyon enerjisi
E_A	: Efektif aktivasyon enerjisi
F_f	: Türbülanslı alev faktörü
m_b	: Yanmış gazın toplam kütlesi
\dot{m}_b	: Kütle akışı
M_j	: Molekül ağırlığı
N_r	: Kimyasal reaksiyon sayısı
N_s	: Kimyasal bileşen sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
θ_0	: Yanmanın başladığı krank mili açısı
Θ	: Krank mili açısında yanmış kütle miktarı
$\Delta\theta_b$: Yanma süresi
Φ	: Yakıt/hava oranı
μ	: Akışkan için molekül vizkosite
EGR	: Egzoz gazı resirkülasyonu
ρ	: Yoğunluk
ρ_u	: Yanmamış gazın yoğunluğu
P	: Statik basınç
R	: Gaz sabiti
σ	: Stefan-Boltzman sabiti

σ_h	: Prandtl sayısı
σ_{ij}	: Vizkoz gerilme sensörü
S_p	: Ortalama piston hızı
δ_{ij}	: Kronecker delta fonksiyonu
T	: Sıcaklık
U	: Hız
U_1	: Laminer alev cephesi hızı
U_t	: Türbülanslı alev cephesi hızı
V	: Hacim
W_k	: Reaksiyon hızı
V_c	: Ölü hakim
Y	: Kütle kesri
Γ_Θ	: Difzyon katsayısı
AÖN	: Alt ölü nokta
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
BG	: Beygir gücü
KMA	: Krank mil açısı
n	: Motor Devri (dev./dak.)
SI	: Kıvılcım ateşleme
ÜÖN	: Üst ölü nokta
HCCI	: Homojen dolgulu sıkıştırılmalı ateşleme
HGS	: Hava giriş sıcaklığı
EHB	: Emme havası basıncı
T_{em}	: Emme havası giriş sıcaklığı
P_{em}	: Emme havası giriş basıncı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Yanma odasında ÜÖN yakınında türbülans yoğunluğunun motor hızı ile değişimi	17
Şekil 1.2. Silindir içerisinde yanmış ve yanmamış karışımların gösterilmesi	19
Şekil 3.1. SRM Suite programından ekran alıntısı	35
Şekil 3.2. Silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	40
Şekil 3.3. Silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	41
Şekil 3.4. Model silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	42
Şekil 3.5. Model silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	42
Şekil 3.6. Silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	43
Şekil 3.7. Silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	44
Şekil 3.8. Krank mili açısına göre model karbonmonoksit oluşumu [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	46
Şekil 3.9. Krank mili açısına göre model karbonmonoksit oluşumu [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	47
Şekil 3.10. Krank mili açısına göre model karbondioksit oluşumu [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	49
Şekil 3.11. Krank mili açısına göre model karbondioksit oluşumu [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	49
Şekil 3.12. Krank mili açısına göre model azotmonoksit oluşumu [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	52

Şekil 3.13. Krank mili açısına göre model azotmonoksit oluşumu [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	52
Şekil 3.14. Krank mili açısına göre model azotdioksit oluşumu [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	53
Şekil 3.15. Krank mili açısına göre model azotdioksit oluşumu [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	53
Şekil 3.16. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$, $\lambda=5.00$]	54
Şekil 3.17. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$, $\lambda=4.75$]	54
Şekil 3.18. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$, $\lambda=4.50$]	55
Şekil 3.19. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$, $\lambda=4.10$]	55
Şekil 3.20. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$, $\lambda=4.25$]	56
Şekil 3.21. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$, $\lambda=4.00$]	56
Şekil 3.22. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$, $\lambda=3.75$]	57
Şekil 3.23. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$, $\lambda=3.00$]	57
Şekil 3.24. Krank mili açısına göre model 1-oktan (C_8H_{18}) tüketimi [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	59
Şekil 3.25. Krank mili açısına göre model 1-oktan (C_8H_{18}) tüketimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	60
Şekil 3.26. Krank mili açısına göre model n-heptan (C_7H_{16}) tüketimi [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]	60
Şekil 3.27. Krank mili açısına göre model n-heptan (C_7H_{16}) tüketimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	61
Şekil 3.28. Krank mili açısına göre ısı yayılımı [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}=80^{\circ}C$]	62
Şekil 3.29. Krank mili açısına göre ısı yayılımı [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]	63

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Ricardo Hydra motor özellikleri	33
Tablo 3.2. Geometri parametreleri	36
Tablo 3.3. Supap parametreleri	36
Tablo 3.4. Piston üst ve yan geometrisi parametreleri	36
Tablo 3.5. Farklı hava fazlalık katsayılarında model ve deney max. basınç değerlerinin karşılaştırılması	39
Tablo 3.6. Farklı hava fazlalık katsayılarında model ve deney karbonmonoksit emisyonlarının karşılaştırılması	48
Tablo 3.7. Farklı hava fazlalık katsayılarında model ve deney karbondioksit emisyonlarının karşılaştırılması	50
Tablo 3.8. Farklı hava fazlalık katsayılarında model ve deney oksijen emisyonlarının karşılaştırılması	51
Tablo 3.9. Farklı hava fazlalık katsayılarında deney ve model yakıt tüketimlerinin (%10 ve %50) °KMA'na göre karşılaştırılması	59

ÖZET

Anahtar kelimeler: SRM Suite, Yanma Analizi, İçten Yanmalı Motorlar, HCCI Motor, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)

Son yıllarda, yakıt ekonomisinin artırılması, gürültü ve kirletici emisyon seviyelerinin azaltılması için içten yanmalı motorlar ile ilgili pek çok araştırma yapılmaktadır. Bu çalışmada, PRF yakıt ile çalışan bir HCCI motorda farklı emme havası basıncı ve sıcaklık değerlerinde motorun performansında ve egzoz emisyonunda (CO, CO₂, ve NO_x (NO,NO₂)) meydana gelecek değişimler, SRM Suite yazılımı kullanılarak silindir içerisindeki yanma modellenmiştir. Yanma simülasyonları yapılırken PRF yakıtın yanmasını simüle edebilmek için program içine gömülü olarak bulunan 138 bileşen ve 633 reaksiyon içeren kimyasal kinetik mekanizma kullanılmıştır. Analiz dört zamanı içermekte olup; emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme anındaki verileri sunmaktadır. Krank açısına göre elde edilen egzoz emisyonları, silindir basıncı, yakıt sarfiyatı ve ısı yayılımı sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda programın analiz yeterliliği sunulduktan sonra deney anında ölçülemeyen birtakım kimyasal reaksiyonlar ve yanma ürünleri de yapılan çalışmada elde edilmiştir. 3 boyutlu programlar bize her ne kadar yanma odası içerisindeki yanmayı görsel olarak görmemize katkı sağlasa da hem çözüm süresi hem de kısıtlı kimyasal kinetik mekanizma nedeniyle 0 boyutlu yazılımlar daha çok tercih edilmekte ve elde edilen sonuçların deneysel verilere yakınlığından da iyi sonuçlar verdiği görülmektedir.

THE EFFECTS OF EXCESS AIR COEFFICIENT ON THE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS OF AN HCCI ENGINE

SUMMARY

Keywords: SRM Suite, Combustion Analysis, Internal Combustion Engines, HCCI Engine, CFD (Computational Fluid Dynamics)

In recent years, many research have been performed related to the internal combustion engines in order to increase fuel economy and reduce noise and pollutant emission levels. In this study, for primary reference fuelled (PRF) HCCI engine, the changes to occur in an engine's performance and exhaust emission (CO, CO₂, ve NO_x (NO, NO₂)) at different intake air pressure and temperature values and combustion inside the cylinder will be modelled by using SRM Suite software. Chemical kinetic mechanism, which contains 138 components and 633 reactions that are embedded into the program, is used to simulate the combustion of the PRF fuel, during the combustion simulations. The analysis covers the four cycles, and provides data about suction, compression, combustion and expansion. The exhaust emission that are obtained according to the crank angle, cylinder pressure, fuel consumption and heat dissipation results will be compared with experimental data. Meanwhile, after the adequacy of program's analysis has been presented, some chemical reactions and combustion products which could not be measured during the experiment have also been acquired. Even the 3-dimensional programs provide us to see the combustion inside the combustion chamber, the 0-dimensional software are more preferred because of both the solution time and the limited chemical kinetic mechanism. Also, it is observed the better results from the affinity between the collected results and the experimental evidences.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Dünya nüfusunun artması ile birlikte, enerji ihtiyacı da hızla artmaktadır. Bunun büyük bir çoğunluğunu ulaşım sektörü oluşturmaktadır. Bu sektördeki enerji ihtiyacı büyük ölçüde fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Artan araç sayısı, toplam yakıt sarfiyatının ve çevre kirliliğinin de artmasına sebebiyet verir. Yakıt sarfiyatının ve çevre kirliliğinin azaltılması amaçlanarak egzoz emisyonları için belirli standartlar oluşturulmuştur. Otomotiv üretici firmalarının araç satışlarını gerçekleştirebilmek için bu standartlara uyması istenmektedir. Standartların her geçen gün katılaştırılması otomotiv sektörünü, taşıt motorları konusunda araştırmalar yapmaya zorlamaktadır. Özellikle petrol türevi yakıtların rezervlerinin de sınırlı olduğu düşünüldüğünde, fosil yakıtların daha verimli kullanılması ve egzoz emisyonlarının minimize edilmesi konusunda çalışmalara hızla devam edilmektedir. Yüksek verime sahip dizel motorlarının ulaşım ve diğer güç araçları ve makinelerinde kullanım yüzdesinin daha da artırılması gündeme gelmektedir. Bu çözüm yolunun başarılı olması her şeyden önce ekonomik, kalitesi kötüleştirilmeden çevreye daha duyarlı dizel motorlarının geliştirilmesine de bağlıdır. Düşük emisyonlu ve yüksek verimli dizel motorların geliştirilmesi ise yanma süreci ile ilgili karmaşık kimyevi-fiziksel proseslerin incelenmesini ve motorun gerçek çevrim parametrelerinin optimum değerlerinin belirlenmesini gerektirmektedir.

Dizel motorları, yüksek sıkıştırma oranı ve şarj dolgusunu herhangi bir kısılma olmadan alabilmesi sayesinde yüksek termik verime sahiptir. Fakat, dizel motorlarında NO_x ve is emisyonları zıt eğilim karakteristiği nedeni ile eşzamanlı olarak azaltılamamaktadır [1]. Güncel teknolojilerin gelişimine rağmen, içten yanmalı motorlarda termik verim ve egzoz emisyonlarının eş zamanlı olarak iyileştirilmesi pek mümkün olamamaktadır. Dizel motorlar için NO_x emisyonlarını

azaltmak üzere geliştirilen katalizör sistemleri ucuz ve pratik olarak uygulanamamaktadır. Buji ile ateşlemeli motorlarda ise oluşan vuruntu sebebiyle sıkıştırma oranının çok fazla artırılamaması ve farklı motor yüklerini kontrol etmek için emme dolgusunun silindirlere kısılarak alınması neticesinde dizel motorlara göre termik verimleri düşük kalmaktadır. Egzoz sonrası emisyon kontrolünde, üç yollu katalitik dönüştürücüler sayesinde oldukça düşük egzoz emisyonları elde edilebilmektedir. Fakat stokiyometrik yakıt/hava karışımlarına yakın çalışma aralığı ile bu uygulama yeni geliştirilen farklı motor tiplerine karşı sınırlı kalmaktadır [2].

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar(HCCI), konvansiyonel buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların ortak avantajlarını barındırmaktadır. Yüksek termik verim ve düşük egzoz emisyonlarını karşılayabilecek potansiyele sahip yeni bir kavram olarak gelecek vaat etmektedir. Bir dizel ya da buji ile ateşlemeli motor üzerinde değişikliğe gidilerek HCCI motoruna dönüşüm sağlanabilmektedir. HCCI yanması, fakir ve homojen yakıt/hava dolgusunun kendi kendine tutuşması ile başlamaktadır. Motor yükü, emme havasında kısılma olmaksızın hava/yakıt oranının kontrolü ile sağlanmaktadır. Genellikle motorun sadece kısmi yüklerinde homojen dolgulu olarak oldukça fakir karışımlarda çalışabilmektedir [3].

Klasik dizel motorlarında, yakıt olarak zengin ve fakir bölgelerin meydana gelmesi ile NO_x -is oluşumu gerçekleşmektedir [1,4,5]. İdeal HCCI yanma işleminde, yanma odasının genelinde ve bölgesel alanlarındaki lamda ve sıcaklık oranlarında bir farklılık olmadan, yüksek hava fazlalık oranı ile hava/yakıt karışımı homojen olarak hazırlanmaktadır. Homojen ve fakir dolgunun sıkıştırılması ile yanma odasındaki karışımının tümünün eşzamanlı olarak kendi kendine tutuşması sağlanabilmektedir. Böylece zengin yakıt karışım bölgeleri mevcut olmadan, is oluşumuna neden olan öncü moleküller önlenilmekte ve yanma sırasında parlak olmayan alev meydana gelmektedir. Yüksek hava fazlalık oranı nedeni ile silindir içerisindeki bölgesel sıcaklıklar, buji ile ateşlemeli motorlardaki alev cephesinin önünde ya da dizel yakıt huzmesinin stokiyometrik bölgelerinden daha düşük olmaktadır [3]. Difüzyon alevi oluşmadan ön karışimli homojen dolgunun tamamen yanması ile termal NO_x

emisyonların oluşumu azalmaktadır [1,5,6]. Bununla birlikte, yakıt ve havanın homojen olarak hazırlanıp sıkıştırılması sırasında silindir duvarlarının ıslanması, piston tepesinde ve silindir ile sekmanlar arasında dolgunun birikmesine yol açarak HC emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Bu yüzden düşük uçuculuğa sahip yakıtlar silindir duvarlarının ıslanmasında önemli derecede problem teşkil ederek HC emisyonlarının artışında önemli rol oynayabilmektedir [7-10]. Bununla birlikte, dolgunun oldukça fakir oluşu ve düşük silindir içi sıcaklıkları nedeniyle silindir duvarlarına yakın kısımlarda kısmi yanmanın oluşmasına ve art yanma oksidasyon oranının azalmasına neden olmaktadır. Bu yüzden dizel ya da buji ile ateşlemeli motorlara göre tipik olarak HCCI yanmasında CO emisyonları yüksek olabilmektedir. NO_x ve is emisyonlarındaki iyileşmelerle birlikte yukarıda anlatılan sebepler nedeniyle genellikle silindir içi HC ve CO emisyonlarında artış görülmektedir [6,7,11,12].

HCCI motorların yüksek termik verim ve düşük ham egzoz gazları ile gelecek vaat etmelerine karşın, pratik olarak güncel uygulamalarda birçok teknik problem ile karşılaşmaktadır. Çözülmesi gereken temel problemlerin en başında yanma başlangıcının ve yanmada oluşan faz farkının kontrol edilmesi, yüksek motor yüklerinde vuruşu sınırı ile çok düşük motor yüklerinde düzensiz çalışma problemleri gelmektedir. Bunların yanında yüksek CO ve HC emisyon oluşumu önemli sorun teşkil etmektedir. Bu sıkıntıları aşacak motor ayar parametreleri üzerine literatürde birçok çalışma yapılmaktadır. Klasik dizel yanmasında reaksiyon oranı, türbülans karışımı (difüzyon) yanmayla, buji ile ateşlemeli motorlarda ise yanma odasında oluşan belirli bir alev cephesinin ilerlemesiyle kontrol edilmektedir. HCCI motorlarda yanma reaksiyonları, homojen dolgunun belli bir sıcaklığa erişmesi ile tüm yanma odasının her yerinde eş zamanlı olarak kendi kendine başlamaktadır. Bu yüzden daha hızlı bir şekilde ısı dağılımı gerçekleşmektedir. Homojen dolgunun kendi kendine tutuşma sıcaklığını sağlayabilmek ve yanmanın faz evresini kontrol edebilmek için uygulamalar genellikle iki ana yaklaşımda yapılmaktadır. İlk gruptaki uygulamalar, karışımın termodinamik özelliklerinin zaman-sıcaklık ile birlikte gelişim aşamalarını değiştirmek için uygulanan metotlardır. Bu uygulamalar; yakıt enjeksiyon zamanlamasının değişimi, emme dolgunun sıcaklığının değişimi,

sıkıştırma oranının değişimi ve değişken supap zamanlaması gibi yöntemlerdir [5,11,13-16]. İkinci grup uygulamalar; iki ya da daha fazla yakıtın kullanılması, bazı katkı maddeleri ile yakıtların özelliklerinin, farklı yakıt-hava oranları ile yakıt kompozisyonunun değiştirilmesi ya da egzoz gaz resirkülasyonu (EGR) tarafından karışımın ısı kapasitesinin ve oksijen miktarının değişimi ile yakıtın reaktivitesinin kontrol edilmesini içermektedir [15,17-21]. Kimyasal reaksiyonların başlangıcı, termodinamik koşullar ve silindir dolgusunun kimyasal kompozisyonuna bağlı olarak gerçekleşmektedir.

HCCI yanma, motorlarda yakıt tüketimini ve egzoz emisyonunu eş zamanlı olarak azaltma potansiyeline sahip olduğundan son zamanlarda ilgi çekmektedir. Ancak ticarileşmesini sınırlayan birkaç problem bulunmaktadır. Ateşleme zamanlamasını kontrol etmek ve yük aralığını genişletmek oldukça zordur. Yanma ve emisyon süreçleri için ileri düzeyde tahmin yapabilmek için öneriler, çevreye duyarlı teknolojilerin ve yeni nesil taşıtların tasarlandığı çalışmalardan gelmektedir. Mevcut simülasyon yazılımları, motorların ve diğer endüstriyel yanma sistemlerinin karmaşık geometrilerini ve detaylı fiziksel süreçlerini canlandırma yetenekleri bakımından sınırlandırılmıştır. Artan yakıt ekonomisi ve azalan emisyonlar gibi yönelimler sık sık çelişmektedir, gerekli denge özenli optimizasyon ile gerçekleştirilmelidir. Tasarımcılar, hedeflerini karşılayan optimize edilmiş bir motor tasarımına ulaşmak için çeşitli parametreleri (piston tepesindeki yanma odası geometrisi, girdap, yakıt enjeksiyon basınç ve yakıt enjeksiyon oranı, nozul geometrisi, nozul sayısı, sıkıştırma oranı, ateşleme zamanı ve enerjisi v.b.) göz önüne almalıdırlar. Sayısal modeller, sadece bir tasarım çalışması aracı sağlamayıp ayrıca motor yanma fiziğinin daha anlaşılmasına yol açabilmektedir. Fiziksel süreçler içindeki yeni anlayışlar, onları kaynak alan yeni yollara sebep olabilmektedir [22].

Yanma ve emisyon süreçleri için ileri düzeyde tahmin yapabilmek için öneriler, çevreye duyarlı teknolojilerin ve yeni nesil taşıtların tasarlandığı çalışmalardan gelmektedir. Mevcut simülasyon yazılımları, motorların ve diğer endüstriyel yanma sistemlerinin karmaşık geometrilerini ve detaylı fiziksel süreçlerini canlandırma yetenekleri bakımından sınırlandırılmıştır. Kimyasal kinetik reaksiyonlarda

hesaplama süresi bileşen (specie) sayısının karesiyle orantılı olarak değişir. Örneğin 1000 bileşenli reaksiyon mekanizması yerine 100 bileşenli reaksiyon mekanizması kullanmak hesaplama süresini 100 kat azaltır [23].

İçten yanmalı motorlarda tasarım ve performans geliştirme amacı ile yapılan deneysel çalışmalar hem çok yüksek maliyetlere ulaşmakta, hem de çok zaman almaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) (computational fluid dynamics-CFD) için geliştirilmiş yazılım ve kodlar son zamanlarda içten yanmalı motorlardaki akış, ısı transferi, yanma ve emisyon problemlerinin çözümü için matematiksel modelleme sırasında sıklıkla kullanılmaktadır. Böylece daha tasarım aşamasındayken problemler sebepleriyle beraber görülerek deneme yanılma sürecine girilmeden çözümler geliştirilip tasarım süreci kısaltılmakta ve optimize edilmiş ürünler piyasaya sürülerek rekabet şansı artırılmaktadır [24,25].

Motor oluşumlarının modellenmesi fizik ve kimyanın temel anlayışı olarak giderek genişlemekle birlikte geliştirilmeye devam edilmektedir. Bu yüzden bilgisayarla karmaşık denklemleri çözmek için yeni yazılımlar çıkmaktadır.

Enerji korunum denklemleri sayısal çözümü ile motor içinde akım alanının tahmini detayları, ısı transferi ve bu akış alanlarına bağlı yanma süreçleri gerçekleştirilebilirliği hedef haline gelmiştir. Bu tür yöntemler belirli yıllar içinde sürekli, gerçekçi motor geometrilerinde analiz yapılarak geliştirilmiştir. Ancak yine de gerçek motor analiz süreçlerinin tüm özelliklerini elde etmek mümkün değildir.

Dört zamanlı bir motorun tasarlanıp analizinin yapılmasının zorluğu onun kapsadığı enerji döngüsünün birbiri içine geçen karmaşık yapısından kaynaklandığı söylenebilir. Bu zorlu problemin aşılmasında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) mühendislere gerçek anlamda ciddi kolaylıklar sağlamaktadır. Bu sayede yanma fenomeni, silindir içi akış karakteristikleri ve yanma sonucu nelerin gerçekleştiği gibi birçok parametre hakkında bilgi edinilmekte ve bu bilgiler var olan teknolojiyi geliştirmek için kullanılmaktadır.

Dört zamanlı bir motoru analiz etmek için kullanılacak hesaplama yöntemleri, akışkan dinamiği, motor süreç analizi kodları, kütle, momentum, enerji ve türlerin konsantrasyonlarının korunması için kısmi diferansiyel denklemler gibi karışık ve zor denklemleri çözmeyi içermektedir. Bir süreklilik denkleminin çözümünü bilgisayarda uygulamak için, sonlu elamanlar yönteminin sayısal olarak belirtilmesi gerekmektedir. Bu uygulamanın en yaygın yöntemi küçük hücrelere bölmektir. Bu hücreler, kısmi diferansiyel denklemler için sonlu hacim yaklaşımları kullanılarak oluşturulur. Daha kapsamlı basit modelleme nedeniyle, bilgisayar kodları ve gereksinimi daha az zaman ve depolama kapasitesi için kullanılmıştır [26].

Fonksiyon çözüm algoritmasının cebirsel denklemler çözmek için; iki boyutlu motor akış modellerinin temel bileşenleri ve çözüm algoritması matematiksel modelleri, ayırıştırma prosedürleri içerir. Matematiksel modeller ya da denklemler akış süreçleri tanımlamak için kullanılır. Özellikle türbülans modelli akışın, küçük ölçekli özelliklerin açıklanmasında önemlidir. Matematiksel olarak kısmi diferansiyel denklemler modellenmiş cebirsel hesaplamalar kullanılarak dönüştürülür [27].

İçten yanmalı motorların en önemli durumları hacim sıkıştırma ve genişleme sürecidir. Çok sayıda içten yanmalı motorlar içinde silindirlerdeki akış özellikleri modellenerek bulunmaktadır. En yaygın kullanılan türbülans modeli ise $k-\epsilon$ modelidir. Doğrusal iki denklem olan $k-\epsilon$ modeli Eddy-viskozite yaklaşımını temel alan türbülans modelinde sıkça kullanılmaktadır. Bu ifade k kinetik enerjiyi ϵ ise türbülans yayılımını simgeleyen transport denklemleridir [28-30]. Bu model teknik uygulamaların çeşitli kararlı hal akışlarında başarıyla test edilmiştir. Yine de modellerden biri türbülans eşitliği hipotezinin bozulduğu zamana bağlı akışlarda eksik kalmaktadır. Aslında piston hareketi ve yakıt enjeksiyonundan dolayı yanma prosesinin olduğu dizel motorlarda akış doğal olarak zamana bağlıdır ve bu yüzden türbülans eşitliği yaklaşımı tatmin edici değildir [31].

Doğrusal $k-\epsilon$ türbülans modelinin eksikliklerini gidermek için bir çok araştırmacı tarafından çeşitli yaklaşımlar incelenmiştir. Bu model için tekrar normalize etme (RNG) teorisini temel alarak Yakhot ve diğerleri tarafından iyileştirmeler yapılmıştır

[32] ve Han ve diğeri [33] tarafından sprey yanma simülasyonunda başarıyla gösterilmiştir. Yine de yitim transport denklemindeki kararsızlığın devam etmekte olduğunu Bianchi ve diğeri [34] son çalışmalarında göstermişlerdir.

1.1. İçten Yanmalı ve HCCI Motorlarda Genel Tarihçe

İçten yanmalı motor kavramı ilk olarak 1676 yılında Jean de Hautefeuille tarafından tasarlanmış, daha sonra Huygens ve Papin tarafından geliştirilmiştir [35]. 1860 yılında Jean Joseph Etienne Lenoir taşınabilir ve pratik içten yanmalı motoru icat etti. Kömür gazı yakan bu motorun verimi % 5'den daha düşüktü. Gücü ise 12 HP'ye kadar çıkabiliyordu.

1862 yılında Alphonse Beau de Rochas yanmalı motorlar için 4-strokluk sıkıştırma çevriminin patentini aldı. Bu patent daha sonra Otto tarafından kullanılmıştır. 1876 yılında Nicholaus August Otto, Rochas çevrimiyle çalışan içten yanmalı motor üretmek için bir firma kurdu. 1892 yılında Dr. Rudolf Diesel, hava şarjının 24:1 oranına kadar sıkıştırılarak ateşlemenin yakıt püskürtülerek yapıldığı motor için patent aldı. Bu Carnot çevrimi tipindeki motor yüksek sıkıştırma oranına karşın, Otto motorlarına göre birkaç kat daha ağır ve pahalıydılar. İlk dizel motorlarının verimi ise % 28'di [36]. 1900 yılında yine Dr. Rudolf Diesel fıstık yağından elde edilen yakıt ile bir dizel motorun çalışmasını göstermiştir. Bu gösteri biyodizel yakıtın kullanımının ilk örneği olarak tarihe geçmektedir [37]. 1925 yılına gelindiğinde İsveçli mühendis olan Jonas Hesselman ilk direkt yakıt enjeksiyonlu kıvılcım ateşlemeli motoru dünyaya tanıttı [38, 39]. 1957 yılında Felix Wankel, pratik dönel pistonlu Rochas çevrimine göre çalışan motor için patent aldı. Bu motorda mükemmel bir mekanik denge vardır ve boyutları ve ağırlığı % 70 daha azdır ancak verimi düşüktür [40].

HCCI motorlar yaklaşık 30 yıl önce farklı bir yanma fenomeni olarak tanımlandı. Konu hakkında modern çağda yapılan ilk çalışmalar Onishi ve diğeri [41] daha sonradan ise Naguchi ve diğeri [42] tarafından yapıldığı kabul edilmektedir. Bu araştırmalar ilk olarak yüksek miktarda atık gaz bırakan iki zamanlı benzinli bir

motora uygulanmış ve HCCI motorun temel karakteristiği olan küçük bir alev yayılımıyla yanmanın eş zamanlı olarak birçok noktada oluştuğu anlaşılmıştır. 1983 yılında Najt ve Foster [43] ilk defa dört zamanlı benzinli bir motorda HCCI denemesi yapmışlardır. Bu çalışmada HCCI'nin kimyasal kinetik ile ihmal edilen türbülans ve karışım tarafından kontrol edildiği anlaşılmış. 1989 yılında ise Thring [44] EGR oranının, eküvalans oranının ve sıkıştırma oranının HCCI yanma ve egzoz emisyon üzerine etkilerini incelemiştir.

90'lı yıllarda HCCI yanma mekanizması üzerine çok farklı çalışma koşulları altında yapılan çalışmalara olan ilgi devam etmiştir. Bu ilgi yanma verimi ve performansı ve bu sayede elde edilecek düşük egzoz emisyonu eldesi üzerine gerekli olan motivasyonu sağlamıştır. Sonuç olarak HCCI yanma üzerine birçok çalışma yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir.

1.2. Konu Hakkında Önceden Yapılmış Çalışmalar

Motor içi akış ve yanma konusunda iki tip bilgisayar modeli vardır bunlar; sıfır boyutlu ve çok boyutlu olarak ikiye ayrılırlar. Sıfır boyutlu model, bu çalışmanın dışında olmakla birlikte doğadaki termodinamiktir ve silindir içinde uzaysal varyasyon hakkında bilgi sağlamaz. Diğer yandan çok boyutlu metot ise genellikle şu öğeleri kapsamaktadır:

1. Hız, basınç sıcaklık gibi çeşitli fiziksel nicelik ve uzamsal bağıntılara içeren kısmi diferansiyel takımı korunumu
2. Matematiksel modellerin türbülans, sprey, yanma gibi alt prosesleri tanımlayan ek bağıntılar
3. Yukarıda adı geçen bağıntıları tüm yanma odası için oluşturulan ayrı hücrelerden oluşan ağ yapısı üzerinde çözmek için kullanılan nümerik prosedür.

Nümerik prosedürdeki gelişmeler sonlu hacimler yöntemi çerçevesine doğru kaymasına rağmen son zamanlarda bazı motorda silindir içi akış hesaplama çalışmaları sonlu elemanlar yöntemiyle uygulanmıştır [45, 46].

Silindir içi karışım ve yanma konusunda nümerik hesaplama yöntemine dayalı yapılan çalışmalar öncelikle silindir içi akış ve karışım üzerine yoğunlaşmış daha sonradan gelişen yazılımlar ile silindir içi yanma konusunda da çok ciddi çalışmalarda bulunulmuştur. Mergery giriş kanalı uzunluğunun 1000-3000 devir aralığında direk enjeksiyonlu dört zamanlı dizel motorun hacimsel verimliliğine ve silindir içi akış alanına olan etkisi araştırmıştır. Giriş kanalı uzunluğuna ve motor hızına göre kütleli debiyi ve basınç düşüşünü karşılaştırmışlardır [47]. Zhang ve diğerleri ise yanma fenomenini direk enjeksiyonlu dizel motoru için çapraz korelasyon metodu ve iki renk metodu kullanarak sırasıyla yanma alevi hareketini ve alev sıcaklığını yüksek hızda silindir içi fotoğrafı işleyerek elde etmişlerdir. Pompalama oranı, enjektör memesi deliği ve yanma prosesindeki enjektör zamanlaması, özellikle alev hareketi ve alev sıcaklığı gibi motor parametrelerini çalışmışlardır [48]. Leylek ve diğerleri dizel motorun alçak, orta ve yüksek supap anlarında kararlı emiş bölgesi için toplam basınç kaybı üzerine çalışmıştır. Kayıp hava boşlukları sayısal yöntem ile elde edilmiş ve sonuç olarak %30 oranında toplam kaybın supap boşluğunun yukarı yönde hareketi ve en yüksek kaybın ise supap boşluğu kısmında olduğunu bulmuşlardır [49].

Dizel motor üzerine yapılan birçok sayısal çalışmada iki denklemlilik türbülans modeli kullanılmış ağırlıklı olarak da standart k- modelik türbülans fenomenini modellemek için kullanılmıştır. bu modellemenin ilk örneklerinden birini Borgnakke ve diğerleri silindir içi pistonlu açık bir yanma odasında dönme ve türbülans akış modeli ile sunmuştur. Dönme modeli açısal momentum denklemi ile birlikte teğetsel hız profili gibi varsayılan bir integral formülasyon ile çözmüşlerdir [50]. Musculus ve Rutland bağdaşık alev modeli temelli yanma türbülasyon modeli geliştirip bu modeli dizel motora uyguladılar. Yanma üç farklı fakat üst üste gelen faz ile modellendi, bu modeller: kabuk yanma modeli kullanılarak düşük sıcaklık yanma kinetiği, tek adımlık Arrhenius bağıntısı temelli yüksek sıcaklık ön karışımli yanma ve flamelet temelli

difüzyon yanmasıdır [51]. Murad ve diğerleri çeşitli türbülans modellerinin uygunluğunu akışı simule ederek karşılaştırmışlardır. Ticari yazılımlar olan FLUENT ve SWIFT kullanılarak bu çalışmayı tamamlamışlardır. FLUENT için basitleştirilmiş taşıt modeli yatay sütun geometrisi olarak GAMBIT VE SWIFT kullanılarak modellenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar mekaniği simülasyonunu FLUENT altında kararlı hal durumunda çeşitli türbülans modelleri (k, k-Realize, k-RNG, k ve Spalart Allamaras) kullanılarak yapmışlardır [52]. Payri ve diğerleri ise farklı üç boyutlu piston geometrileri oluşturarak akış karakteristiğini hesaplamalı akışkanlar dinamiğini FLUENT programı kullanarak karşılaştırmışlardır. Yapılan analiz emme ve sıkıştırma stroklarını kapsayacak şekilde gerçek çalışma şartlarında, toplu ortalama hız ve türbülans akış alanını elde ederek yapmışlardır [53]. Bedford ve diğerleri kıvılcım ateşlemeli benzinli motor ve direk enjeksiyonlu dizel motoru hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile FLUENT yazılımı kullanarak yapılan analizleri deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Kıvılcım ateşlemeli motorun bileşenlerinin termal stres analizi deney sonuçlarının doğruluğun güvenilirliği arttırmak için yapmışlar, dizel motor için ise yanma gecikmesi modelinin doğruluğunu onaylamak için FLUENT programında analizi gerçekleştirmişlerdir [54]. Colucci ve diğerleri FLUENT programında içten yanmalı motor modellemesinde gelinen aşamayı tanıtmak için bir çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada programda güncellenen hareketli ağ yapısı stratejisi, sprey ve yanma modeli çözücüsü kapasitesi tartışılmış ve gelecekte ne gibi gelişmelerin olacağını yol haritası çizmişlerdir [55].

1.3. İçten Yanmalı Motorlarda Yanma

İçten yanmalı motorlar dünya üzerinde en çok hava kirletici gaz yayan kaynaklardır [56]. Bundan dolayı içten yanmalı motorlarda yanma olayı çevre kirliliğinin azaltılması ve motor veriminin artırılması açısından çok önemlidir. İçten yanmalı motorlar yanmanın bu denli önemli olması üreticileri daha az kirletici gaz üreten, daha verimli motor tasarımlarının yapılması konusunda zorlamaktadır [57].

İçten yanmalı motorlar çoğunlukla enerjilerini hidrokarbon içeren yakıt ile havanın yanması sonucunda elde edilir. Yakıtın kimyasal enerjisi silindir içerisindeki gazın iç

enerjisine dönüştürülür. Motorlarda yanma, karmaşık bir prosestir ve tam olarak anlaşılammıştır. Bu basit olmayan olayı tanımlayabilmek için basitleştirilmiş modeller kullanılmaktadır. Bu modeller yanma prosesini tam olarak açıklayamasalar da, önemli çalışma parametreleri (basınç, sıcaklık, yakıt, vuruuntu, motor hızı vs.) ile oldukça hassas ilişkiler kurabilmektedirler. Buji ateşlemeli, motorlardaki yanma, dizel motorlarındaki yanmadan oldukça farklıdır ve bu motorlar için yanma olayı ayrı ayrı incelenmektedir [55]. Bir motorda oluşan en önemli proses yanma prosesidir. Motor simülasyonunda önemli bir parçası da yanma modellemesidir [58].

Buji ateşlemeli motorlarda yanma 3 ana kısma ayrılabilir: Ateşleme ve alev oluşumu; alevin ilerlemesi ve sona ermesi. Alev oluşumu yakıt-hava karışımının % 5-10'unun yandığı periyottur. Bu periyotta ateşleme olur ve yanma prosesi başlar, çok küçük basınç artışı gözlenir ve çok az veya sıfır iş üretilir. Yakıt-hava karışımının son % 5-10'unun yandığı periyot ise alevin yok olması periyodudur. Basınç hızla düşer ve yanma durur [55].

Motor çevriminde üretilen işin neredeyse tamamı yanma prosesinin alev ilerlemesi periyodunda elde edilir. Bu periyotta kalan yakıt-hava karışımının % 80-90'ı yanar. Basınç yükselir ve bu genişleme strokunda iş üretmek için gerekli olan kuvveti sağlar.

Dizel motorlarda yanma ise dört ana safhada incelenebilir; Tutuşma gecikmesi; Kontrolsüz (ani) yanma; Kontrollü yanma ve art yanma: Tutuşma gecikmesi safhasında silindir içerisinde sıkıştırılmış havaya püskürtülen yakıtın hava ile iyice karışması ve buharlaşması sağlanır. Krank açısına bağlı olarak belirgin bir basınç yükselmesi oluşur. Kontrolsüz yanma safhasında ilk safha sonunda yanabilecek hale gelmiş karışım artık silindir içerisine yayılmıştır ve ateşleme bir kaç noktadan başlamıştır. Bu andan sonra alev çok yüksek bir hızla yayılır ve adeta bir patlama etkisi yaratır. Bu yanma sonucu silindir içerisinde basınç aniden yükselir. Bu tip yanma bazen patlamalı yanma şeklinde de isimlendirilir. Bu safhada basıncının yükselme miktarı birinci safhada hazırlanan yanabilir karışımın miktarına bağlıdır. Tam yanma safhasında hala püskürtülüyor durumda olan yakıt silindir içerisinde yer

alan alev nedeniyle hemen yanar. Yanma bu safhada püskürtülen yakıtın miktarı ile kontrol edilir. Bu nedenle bu süreye kontrollü yanma süresi denir.

Yanma sonrası safhasında yakıtın püskürtülmesi sona erer, fakat yakıtın yanması devam etmektedir. Eğer bu safha çok uzun olursa egzoz sıcaklığı artar ve verim düşer [59].

1.4. Modelleme

Motoru imal etmek, ölçme sistemlerini hazırlamak, test etmek ve sonuçları analiz etmek gibi sorun çıkarabilecek kademeler olmadan motor performansını önceden tahmin etmek açıkça görünen bir avantajdır. Modelleme zaman ve para tasarrufu sağlamaktadır. İçten yanmalı bir motorda oluşan parametreler oldukça kompleks ve temel prensipler yardımıyla modellenemezler [38].

Motor çevriminin çalışmasını anlamak, ilişkileri kurmak ve analiz etmek için çok sayıda matematik modeller geliştirilmiştir. Bu modeller yanma modelleri, fiziksel özelliklerin modelleri, silindir içine doğru, silindir içi ve silindir dışına doğru akışın modelleridir [55].

İçten yanmalı motor modellemesinin başlıca iki nedeni vardır:

1. Deney yapmadan motor performansını hesaplamak.
2. Deneyle ölçülemeyen veya ölçülmesi zor olan performans parametrelerini anlamak için; örneğin iki zamanlı bir motorda silindir içerisinde kalan kütle miktarını hesaplama gibi.

Modeller prosesleri ve özellikleri en iyi şekilde temsil etmemelerine rağmen, motorların ve motor çevrimlerinin geliştirilmesi ve anlaşılması için güçlü birer araçlardır. Yeni motor ve parça tasarımlarında modellerin ve bilgisayarların kullanılmasıyla çok büyük zaman ve para tasarrufu sağlanmaktadır. Modeller basit ve kolay kullanımlılardan, çok kompleks ve güçlü bilgisayar kullanımı gerektirenlere

kadar geniş bir aralıktadırlar. Genellikle daha kullanışlı ve doğru, hassas modeller oldukça komplekstirler. Motorların analizinde kullanılan modeller ampirik bağıntılar ve yaklaşımlar kullanılarak geliştirilirler. Sıklıkla çevrimler sanki kararlı durum olarak düşünülürler. Modellemelerde akışkanlar mekaniği denklemleri kullanılır.

Bazı modeller motordaki bütün akışı tek bir ünite gibi alırken, bazı modeller her bir bölümü parçalayarak (örneğin, yanma odasını parçalara bölerek, yanmış ve yanmamış bölgeler, cidarlarda sınır tabaka bölgesi gibi) alt bölgelere ayırır. Çoğu modeller yalnızca bir silindiri dikkate alırlar; böylece, özellikle egzoz sisteminden kaynaklanan, çok silindirli motorlardaki etkileşimler ortadan kaldırılmış olur.

Yanma için kullanılan modeller ateşleme, alev ilerlemesi, alevin yok olması, yanma hızı, ısı transferi, emisyon oluşumu, vuruş ve kimyasal kinetik üzerinedir. Bu modeller direkt püskürtmeli veya endirekt püskürtmeli buji ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli motorlar için mevcuttur. Özellikler için termodinamik hal denklemleri, termofiziksel ve transport özellikleri ilişkilerinden yararlanılmaktadır.

Yanma odasına giren, çıkan ve içerisindeki akış içinde modeller mevcuttur. Bu modeller içerisinde türbülans modellerini, swirl (girdap), squish (sıkışma) ve tumble (dönme) gibi akış tiplerinin modellerini ve yakıt enjeksiyonu sprey modellerini bulmak da mümkündür [60].

İçten yanmalı motor, silindir içinde akış geçici, piston ve supap periyodik hareketleri nedeniyle yüksek ve üç alanda boyutludur. Silindir içinde akış demeti ve sıcaklık dağılımlarının detaylı analizleri; kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözümünü gerektirir. Ancak bunlar, non-lineer olarak vardır. Çok analitik çözümler sağlayan karmaşık durumlar da mevcuttur. Böylece sayısal çözümler sonlu boyutları yanma odası hacmi için birleştirir ve kontrol birimleri için, sonlu hacim formunda diferansiyel denklemlere düşümü yapılarak çözüm elde edilir. Isı transferi ve termodinamik, sıvı akışı tanımlamak için çalışma karakteristikleri modellerini, motoru tanımlamak ve motorların performans yönlerini yöneten yanma olayları için geliştirilmiştir. Motor performansı modelleri iki temel tip denklemler

için geliştirilmiştir. Bu denklemleri doğada termodinamik ve akışkan dinamiğine bağlı olarak kategorize edilebilir olup model, enerji tasarrufu veya sıvı hareket dolu analizine dayalı olarak baskın bir yapı kazandırmaktır.

1.4.1. Akış ve yanma modellemesi

Türbülanslı yanma modellerine girmeden önce türbülanslı akışın tanımlanması önemlidir. Türbülanslı akışlar, laminar akışların tersine stokastik ve kaotiktir. Türbülanslı bir akışın brüt veya ortalama davranışını tahmin etmek için matematiksel bir modelin kurulması gerekmektedir.

Türbülans modellemesinin ilk tarihi Leonardo da Vinci'nin ilk çizimlerine kadar gitmektedir. 15. ve 16. yüzyıllarda, L. da Vinci çizimleri ile türbülanslı akışı tanımlamak için görsel ve tanımlayıcı modeller kullanmıştır. 17. ve 18. yüzyıllarda, Isaac Newton, L. Euler, D. Bernoulli, ve J. D. Alembert gibi bilim adamları Newton'un kanununa uyan sürekli bir ortam temeline dayanan akışkan hareketi için matematiksel model geliştirmeye çalışmışlardır. Ancak viskoz akışlar için hiçbir matematiksel model geliştirememişlerdir. 19. yüzyılda, L.M.H. Navier, J.B. Fourier, B. de Saint Venant ve G.G. Stokes gerilme teorisine ve Fourier'in ısı iletimi teorilerine uyan, viskoz akış ve sürekli ortam temelinde akış hareketi için matematiksel modeller oluşturmaya çalışmışlardır. Türbülanslı akışı ve ısı transferini tanımlayacak bir model bulunmamaktaydı.

19. ve 20. yüzyıllarda, O. Reynolds, L. Prandtl, T. Von Kármán ve G.I. Taylor sürekli ortam kabulü temeline dayanan, viskoz akış, ortalama akış ve türbülans teorilerine uyan türbülanslı akışkan hareketi için matematiksel model geliştirmeye devam etmişlerdir. Günümüzde de türbülans modellerinin geliştirilmesi halen sürmektedir [61].

Motor silindiri içerisindeki bütün akış prosesleri türbülanslıdır. Ancak, köşelerde, yanma odası duvarlarının çok yakınındaki küçük boşluklarda türbülans azaltıldığı için buralardaki akışlar türbülanslı değildir. Türbülanslı akışta, transfer ve karışım

oranı moleküler difüzyon nedeniyle oluşan taşınım ve karışım oranından birkaç kat daha büyüktür. Bu türbülans difüzyonu akış alanındaki yerel salınımlardan oluşmaktadır. Bu da momentum, ısı ve kütle transferi oranlarında artışa neden olmaktadır ve buji ateşlemeli ve dizel motorların çalışması için esastır. Türbülanslı akışlar daima yayınımlıdır. Viskoz kayma gerilmesi akışkan üzerinde deformasyona neden olmaktadır ve akışkanın türbülans kinetik enerjisinin harcandığında iç enerjisini artırmaktadır [55].

Türbülanslı akışın karakteri ortamına bağlıdır. Motor silindiri içerisinde, akış türbülanslı kayma tabakaları, dolaşımli bölgeler ve sınır tabakaların komplike bileşimlerinden oluşmaktadır. Akış kararlı değildir ve çevrimler arasında önemli salınımlar sergileyebilir. Büyük-ölçekli ve küçük-ölçekli türbülans hareketleri akışın bütün davranışını kapsayan önemli faktörlerdir.

Akış türbülanslı olduğunda, parçacıklar gelişigüzel salınımlar yaparlar. Bu salınımlar bütün yönlerde, akışa dik ve akış yönünde oluşur. Bu herhangi bir istenen zaman ve konumda kesin akış şartlarını tahmin etmeyi imkansız kılmaktadır. Çok sayıda motor çevrimi üzerinden istatistiksel ortalamalar doğru ortalama akış şartlarını vermekte, fakat herhangi bir çevrimde kesin olarak akışı tahmin edememektedir. Bu, silindir basıncı, sıcaklığı, yanma açısı vb. gibi motor işletme parametrelerindeki çevrimsel farklılıkların sonucudur.

Akışkanlar mekaniği literatüründe akış karakteristiklerini belirleyebilmek için kullanılan çok sayıda farklı türbülans modeli bulunmaktadır. Bir basit model, x koordinatı yönünde u' , y -yönünde y' , z -yönünde w' hız salınımlarını kullanır. u , v , w ortalama yığın hızlarına eklenirler. Türbülans seviyesinin u' , v' , w' hız salınımlarının ortalamasının kareköklerinin ortalaması olarak hesaplanır. u' , v' , w' hız salınımlarının lineer ortalaması sıfır olacaktır.

Bir motorda çok sayıda türbülans seviyeleri mevcuttur. Geniş-ölçek türbülans, akış geçitlerindeki (örn. supap açıklığı, yanma odası yüksekliği gibi) boyutunun mertebesinde girdaplarla oluşmaktadır. Bu girdaplar gelişigüzedir ve yönü akışın

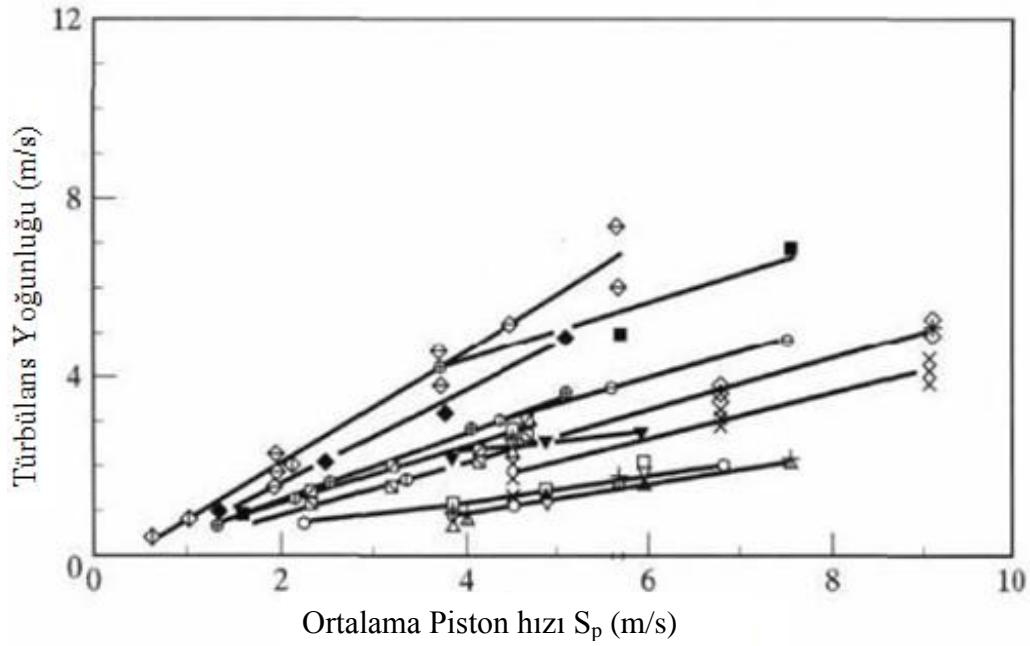
geçidi ile kontrol edilir. İçten yanmalı motorlarda türbülansın rolü üzerinde derinlemesine çalışmaların yapılması tavsiye edilmektedir.

Emme stroku sırasında silindir içerisinde türbülans en yüksek değerine ulaşır, fakat AÖN yakınında akış debisinin düşmesi ile azalır. Sıkıştırma stroku sırasında ÜÖN yakınında dönme, sıkışmanın artmasıyla birlikte tekrar artar. Dönme silindir boyunca daha homojen türbülans oluşmasını sağlar.

Ateşleme anında ÜÖN yakınında türbülansın yüksek olması yanma için oldukça istenen bir durumdur. Alev cephesini parçalama ve yayması laminer aleve göre birkaç kat daha hızlıdır. Hava-yakıt karışımının çok kısa sürede olmasını, kendi kendine tutuşma ve vuruntu olmamasını sağlar. Yerel alev hızı alevin önündeki türbülansa bağlıdır. Bu türbülans yanma süreci sırasında silindir içerisindeki gazların genişlemesi tarafından takviye edilir. Yanma odasının geometrisi maksimum türbülansın üretilmesi ve istenen hızlı yanma için çok önemlidir [55].

Hidrokarbon/hava karışımlarının maksimum laminer yanma hızları 0.5 m/s civarındadır. Ancak istisna olarak asetilen/hava karışımının laminer yanma hızı 1.58m/s'dir. Merkezinden ateşlenen 100 mm çapındaki bir silindir içerisinde yanma süresinin mertebesi yaklaşık 100 ms civarındadır. Ancak 3000 d/d hızında çalışan bir motor için yanma süresi yaklaşık 10 ms'dir. Bu da yanmayı hızlandırmada türbülansın etkisinin en az 1 merteye olduğunu göstermektedir [38].

Türbülans yoğunluğu, motor hızının bir fonksiyonudur (Şekil 1.2). Motor hızı arttıkça, türbülans artmakta ve buharlaşma, karışım ve yanma hızlarını arttırır. Bunun bir sonucu olarak bütün motor hızlarında aynı yanma açıları (süreleri) vardır. Türbülanstaki artış tarafından tamamen değiştirilemeyen bu prosesin bir fazı ateşleme gecikmesidir. Bu da motor hızı artıkça ateşleme avansı verilmesi ile telafi edilmektedir.



Şekil 1.1. Yanma odasında ÜÖN yakınında türbülans yoğunluğunun motor hızı ile değişimi [51]

Türbülansın olumsuz etkileri de bulunmaktadır. Yanma sırasında yüksek türbülans yanma odası duvarlarında taşınım ısı transferini artırmaktadır. Bundan dolayı ısı kaybı artmakta ve motorun ısıl verimi düşmektedir. Başka bir olumsuz etkisi de iki zamanlı motorlarda türbülans dolayısıyla silindire giren taze hava egzoz gazları ile karışmakta ve silindir içerisinde daha çok egzoz gazı bulunmasına neden olmakta ve motorun verimini düşürmektedir [55].

Yanma modellemesi, içten yanmalı motor çevrimlerinin bilgisayarlı simülasyonunda anahtar elemanlardan birisidir. Motorun çalışmasındaki bütün bileşenler doğrudan yanma proseslerini etkilemektedir.

Yanma üç boyutlu, zamana bağlı türbülanslı akışta, hidrokarbon karışımı içeren yakıt ile ve az anlaşılmış yanma kimyasıyla oluşmaktadır. Yanma odaları farklı tasarım şekillerine sahiptirler ve bu tasarımlarda ısı transferini de hesaplamak zordur. Yanma modellerinde kullanılan üç yaklaşım vardır:

- (1) Sıfır boyutlu modeller: Bu modelde ampirik “ısının açığa çıkması” modeli kullanılır; burada tek bağımsız değişken zamandır.

- (2) Bir boyutlu (quasi-dimensional) modeller: Bu modellerde ısının açığa çıkması modelini türeterek türbülanslı yanma için ayrı birer alt model kullanırlar.
- (3) Çok boyutlu modeller: Bu modellerde alev ilerlemesini hesaplamak için üçboyutlu kütle, momentum, enerji ve bileşenlerin korunumu denklemlerini sayısal olarak çözerler.

Bütün modeller motor verimi, performansını ve emisyonlarını hesaplamak için kullanılırlar. Sıfır boyutlu ve sanki boyutlu modeller tam motor modellerini içerirler, fakat yanma odası geometrisiyle açık bir bağlantı yoktur. Dolayısıyla, bu modeller motor geliştirmeyle ilgili parametrik çalışmalarda kullanışlıdır. Yanma odası geometrisi önemli veya çokça değiştirilmesi gerekiyorsa, çok boyutlu modeller daha çok kullanılmaktadır [38].

1.4.2. Sıfır boyutlu yanma modellemesi

Bu yanma modeli üç bölgenin kullanılmasıyla yapılır. Bu bölgelerin ikisi yanmış gaz içerir. Bu bölgeler;

- Yanmamış gaz
- Yanmış gaz
- Yanma odasının cidarındaki yanmış gaz – ısı sınır tabaka veya soğutma tabakası

Bu yapı şekil 1.2’de gösterilmiştir. Yanma bölgesi veya alev cephesi yanmış ve yanmamış gazları ayırmaktadır. Yanma Wiebe fonksiyonu ile modellenir:

$$X_{\theta} = 1 - \exp\{-a[(\theta - \theta_0)/\Delta\theta_b]^{m+1}\} \quad (1.1)$$

Burada,

X_{θ} : θ krank mili açısında yanmış kütle miktarı

θ_0 : Yanmanın başladığı krank mili açısı

$\Delta\theta_b$: Yanma süresi

a ve m değişebilen katsayılarıdır.

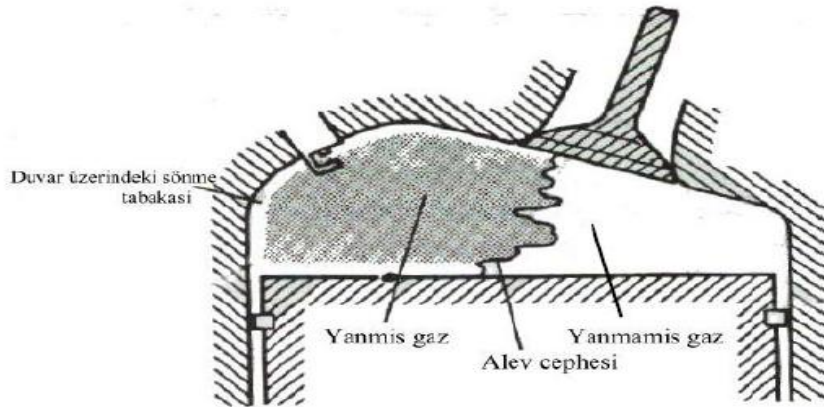
Gazdan duvarlara doğru ısı transferi ise;

$$Q = h_g [A_{kafa} (T_g - T_{W-kafa}) + A_{piston} (T_g - T_{W-piston}) + A_{gömlek} (T_g - T_{W-gömlek})] \quad (1.2)$$

formülü ile hesaplanmaktadır. Formülde, A_{kafa} silindir üstü alanı, T_{W-kafa} silindir üstü sıcaklığı, T_g gaz sıcaklığı, A_{piston} piston üst yüzeyi alanı, $T_{W-piston}$ piston yüzeyi sıcaklığı, $A_{gömlek}$ silindir yan yüzeyi alanı, $T_{W-gömlek}$ silindir yan yüzeyi sıcaklığı. Ayrıca h_g ısı transfer katsayısı olup Woschni tarafından geliştirilen aşağıdaki ampirik bağıntı kullanılarak hesaplanabilmektedir [62]:

$$h_g(t) = a_s D^{-0.2} P(t)^{0.8} T(t)^{-0.55} v(t)^{0.8} \quad (1.3)$$

Bu model motor verimi ve motordan kaynaklanan kirletici emisyonları hesaplamak için kullanılır. Yanmış gazdaki karbon-oksijen-hidrojen konsantrasyonları denge termodinamiği kullanılarak hesaplanabilir [38].



Şekil 1.2. Silindir içerisinde yanmış ve yanmamış karışımların gösterilmesi

1.4.3. Bir boyutlu yanma modellemesi

Bir boyutlu yanma modeli basınç, sıcaklık, bileşik derişiklikleri ve gaz akışı için hesaplama yöntemleri sunar. Alev önünün duvar yüzeyine doğru olan yayılımı bir boyutlu modelle tanımlanır [63]. Sanki bir boyutlu model için gaz sonu kendiliğinden tutuşma başlangıcı Jenkin ve diğerleri tarafından kullanılmıştır [64]. Bir boyutlu modelleri giriş olarak türbülansın kullanıldığı ve küresel alev cephesi

kabulüyle yanma hızını hesaplamaya çalışmaktadırlar. Buji ateşlemeli motorlar için bu basit yaklaşım kütle yanma hızını şöyle vermektedir:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_f U_t = \rho_u A_f ff U_l \quad (1.4)$$

Burada;

ρ_u : Yanmamış gazın yoğunluğu

A_f : Alev cephesinin alanı

U_t : Türbülanslı alev cephesi hızı

ff : Türbülanslı alev faktörü

U_l : Laminer alev cephesi hızı

Bu yaklaşım türbülansa bağlı olarak daha karmaşık hale getirilebilir [38].

1.4.4. Çok boyutlu yanma modellemesi

Çok boyutlu modeller hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodları kullanılarak akış denklemlerinin çözümüdür. Yanma modeli için kullanılan farklı yöntemler vardır, bunlardan bazıları;

Flamelet modelleri; mikroskobik ölçekte alev cephesini laminer olarak kabul eden modeller; Eddy break-up modelleri; hacimsel reaksiyon hızını birleştiren modellerdir. Bunu yaparken de alev genişliğine bağlı olan alev hızını da kabul eden modellerdir. Eğer akışın çözümü yakınsak değilse, hesaplanan alev cephesinin konumu gerçekçi olmamaktadır.

Olasılık yoğunluk fonksiyonu modelleri; türbülans şiddeti frekansı dağılımını kabul eden modellerdir. Birleşik (coherent) alev modelleri; Alev yüzeyi yoğunluğu ve yerel laminer yanma hızının çarpımını kullanan modellerdir [38].

Tezin Amacı: Bu çalışmada; homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorun, yanma analizi yapan program ile analizleri yapılarak programlardan elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Analiz programı olarak 0 boyutlu

program olan SRM Suite programı kullanılmıştır. Bu analiz sonuçlarından basınç ve ısı yayılım grafikleri, elimizde mevcut olan deneysel veriler ile kıyaslanmıştır.

Amacımız ise bu programlar sayesinde deneysel yöntemler ile elde edilmesi zor olan emisyon sonuçlarının alınabilmesidir. Bu programlar sonucu elde edilen basınç, ısı yayılım ve emisyon verileri birbirileri ile kıyaslanmıştır. Yazılım programından alınan emisyon verileri hem programın performansını göstermek için hem de HKSA performansına olan etkileri incelenmiştir.

Tezin kapsamı: Tez kapsamında İngiltere’de bulunan Shell Laboratuvarlarında daha önceden yapılmış deneyler sonucu elde edilmiş deneysel veriler kullanılmıştır. Bu laboratuvar da yapılan i-oktan ve n-heptane yakıt karışımı için iki farklı hava giriş sıcaklığı ve dörder farklı hava fazlalık katsayısı değerleri için veriler alınmış yanma simülasyonu yapan SRM Suite program verileriyle kıyaslanmış ve değerlendirilmiştir.

BÖLÜM 2. YÖNTEM

2.1. Fiziksel Modelleme

HCCI-motorlarda kendiliğinden tutuşma zamanı yanma parametrelerinin fonksiyonu olarak hesaplanabilir. Bu hesaplamalar için motor simülasyonları geliştirilmiştir [65].

Bu çalışmada basınç, sıcaklık ve kimyasal bileşiklerin konsantrasyonlarında indirgenmiş mekanizma kullanılmıştır. SRM Suite programında sıfır boyutlu simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.

2.2. Matematiksel Modelleme İçin Temel Denklemler

Silindir içerisindeki akışın bağlı olduğu temel denklemler, reaksiyona girmeyen akışın, süreklilik denklemiyle birlikte sıcaklığın gaz yoğunluğu yerel değerleri, basınçla ilgili ana bir denklem ile enerji tasarrufu için kütle korunması ve durgunluk entalpisi veya belirli iç enerji denklemi için momentum korunumu için Navier-Stokes denklemleri vardır. Akışkanların reaksiyonu durumunda ek denklemler kimyasal türleri ve reaksiyon oranı derişimleri için gereklidir.

Süreklilik denklemleri

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} p U_j = 0 \quad (2.1)$$

Navier – Stokes Denklemi

$$\frac{\partial p}{\partial t} \rho U_j + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho U_j U_i = - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial x_j} \sigma_{ij} \quad (2.2)$$

Burada birimler sırasıyla, ρ, U, P, σ_{ij} yoğunluk, hız, statik basınç ve viskoz gerilme tensörü olarak tanımlanır.

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (2.3)$$

Yukarıdaki denklem sıvılar için Newton tipi akışkan olup, μ akışkan için moleküler viskoziteyi, δ_{ij} ise "Kronecker delta fonksiyonu" tanımlamaktadır. $\delta_{ij} = 1$ ise $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ ise $i \neq j$ 'dir.

Durgunluk Entalpi Denklemi

Durgunluk entalpisi iç, kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamı ile tanımlanır:

$$h_s = e \frac{U_i U_i}{2} + \frac{P}{\rho} \quad (2.4)$$

Mutlak sıcaklık T ise:

$$h_s = C_p T + \frac{U_i U_i}{2} \quad (2.5)$$

C_p sabit basınç altında belirli bir ısı olarak kabul edilir ve denklem düzenlenirse:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho h_s) + \frac{\partial}{\partial t} \rho U_j h_s &= \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu}{\sigma_h} \frac{\partial h_s}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(1 - \frac{1}{\sigma_h} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{U_i U_i}{2} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_j} \right) - \left(\frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} \mu U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (2.6)$$

ifadesi elde edilir. Burada σ_h Prandtl sayısını ifade etmektedir. Denklemin sağ tarafındaki son üç terim ısı içindeki mekanik enerjinin viskoz dönüşümü temsil ederek ihmal edilebilir küçük mevcut koşullar sağlamaktadır [66]. Bu analiz için gerekli mükemmel gaz denklemi:

$$P = \rho RT \quad (2.7)$$

olup bu denklemde R gaz sabitini ifade etmektedir.

Tüm transport denklemleri yukarıda verilen skaler büyüklükler bu tür konsantrasyonlar ve diğer süreçler için aşağıdaki denklem kullanılmıştır:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + s_\phi \quad (2.8)$$

Burada s_ϕ için, ϕ skaler bir büyüklüğü, Γ_ϕ difüzyon katsayısını belirtmektedir.

2.2.1. Silindir içi yanmanın denklemleri

Yanmış gaz bölgesinde gazları b indisi, yanmamış gaz için matematiksel model u ile gösterilmektedir. Yanmış gazın toplam kütlesi m_b , Wiebe fonksiyonu ile krank açısına bağlı olarak hesaplanmıştır:

$$m_b = m_{toplam} \left(1 - \exp \left[-b \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{n+1} \right] \right) \quad (2.9)$$

Burada, b ve n motor özelliklerine göre belirlenebilen parametreler, θ krank açısı, yanma başlangıcını ve $\Delta \theta$ yanma için geçen toplam süreyi temsil etmektedir [67].

Zamana bağlı silindir hacmi, V_t , krank açısının fonksiyonu olarak hesaplanmıştır:

$$V_t = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (1 + a - a \cos \theta - (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}) \quad (2.10)$$

Boş hacmi V_c , çap B, biyel kolu uzunluğu l ve krank mili yarıçapı olan a motor geometrisi tarafından belirlenir.

Kütle denge denklemleri, yanmış gaz bölümü için aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\rho_b = \frac{\partial Y_{j,b}}{\partial t} = M_{j,b} \sum_{k=1}^{Nr} v_{j,k} w_k + \rho_b \frac{\dot{m}_b}{m_b} (Y_{i,f} - Y_{j,b}) \quad (2.11)$$

Burada $Y_{j,b}$ j indisleri için kütle oranı, t zaman, m_j molekül ağırlığı, $v_{j,k}$ reaksiyondaki stokiyometrik katsayı değerleri, w_k reaksiyon hızı, m kütle, \dot{m} kütle akışı, N_r sistemdeki kimyasal reaksiyon sayısıdır.

Denklemler kümesini mükemmel bir gaz olarak ön alev adyabatik olarak, yanmış gazlar ile reaktör karıştırılır ve temel denklemler gibi görünür. Yukarıdaki denklemde Sağ tarafta ilk olarak yanmış gaz, kimyasal kaynak olarak anlatılıp NO oluşumu tahmini modeli dâhil edilebilir. Denkleminin sağ tarafı son durum yanmış gaz için alev ön girişine bağlıdır. Alevinde ön kısmında ve yanmış gazın ortalama türlerin kütleli oranı ile hemen arkasında türlerin kütleli kesir farkı oluşturmaktadır. Adyabatik koşullarda alev önünde varsayılır. Alevin hemen arkasında sıcaklık ve türlerin konsantrasyonlarının Gibbs serbest enerji kuralına minimize edilerek hesaplanmıştır.

Yanmış gazın ısı denge denklemi:

$$\rho_b c_{pb} \frac{dT_b}{dt} = \frac{dP}{dt} - \sum_{j=1}^{N_s} h_{j,b} M_{j,b} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} w_k + \rho_b \frac{\dot{m}_b}{m_b} \sum_{j=1}^{N_s} Y_{j,f} (h_{j,f} - h_{j,b}) - \sigma \epsilon T_b^4 \quad (2.12)$$

Burada, T sıcaklık, N_s bileşen sayısı, c_p sabit basınçta ısı kapasitesi, h entalpi, σ Stefan-Boltzman sabiti ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$) ve ϵ ise CO_2 ve H_2O için ortalama salım gücü değeridir. Denklemin sağ tarafındaki terimler bir grup içinde görülür.

Yanmamış gazların korunumu:

$$\rho_u \frac{dY_{j,u}}{dt} = M_{j,u} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} w_k \quad (2.13)$$

Burada u yanmamış gazı gösterir.

Yanmamış gazın ısı denge denklemi:

$$\rho_u c_{pu} \frac{dT_u}{dt} = \frac{dP}{dt} - \sum_{j=1}^{N_s} h_j M_{j,u} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} w_k + \alpha \frac{A_w}{V_u} (T_w - T_u) \quad (2.14)$$

Burada A alan, V hacim, α ısı taşınım katsayısıdır. w ise silindir duvarını göstermektedir. Yanmamış gazlar için denklem (2.13) ve (2.14) duvarlar ve alev ön ısı elde etmek için ısı kaybı ile akış reaktör hesaplanması için denklemler yakın bir benzerlik göstermektedir. Sıcaklık yanmış gaza göre daha düşük olduğundan yanmamış gazların ısıtım ısı kayıplarının enerji dengesi, göz ardı edilmektedir. Duvarda, sonunda gaz soğutma hesabı Woschni denklemi kullanılarak alınır [55].

Silindir basıncı, yanmış ve yanmamış bölgeler arasında ortalama ağırlıklı basınç denklemi kullanılarak hesaplanır.

$$P = \frac{m_b R_b \bar{T}_b + m_u R_u T_u}{V_t} \quad (2.15)$$

Burada R gaz sabiti, \bar{T}_b yanmış gaz olarak aşağıdaki denkleme göre hesaplanan ortalama sıcaklıktır.

$$\bar{T}_b = \frac{1}{x_b} \int_0^{x_b} T_d dx_b \quad (2.16)$$

Görüldüğü gibi hiçbir kütle yanmamış gaz bölgesini girmemiş ve giriş kütle akışı sıfırdır. Böylece

$$\dot{m}_u = -\dot{m}_b \quad (2.17)$$

Denklem kütle korunumu yasasından yazılabilir.

Yanmış gaz hacmi hesaplanırsa:

$$V_b = \frac{m_b R_b \bar{T}_b}{P} \quad (2.18)$$

olarak bulunur.

Bu çalışmada Kriger ve Borman tarafından tanımlanan tek boyutlu model referans alınarak ısı yayılımı hesap edilmiştir. Yapılan modelde basınç dalgalanmaları,

sıcaklık gradyanları, segmanlardaki kaçaklar, yakıt buharı yüzdesi ve karışım oranları ihmal edilmektedir. Buna göre ısı yayılım denklemi aşağıda verilmiştir;

$$Q_{\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.3)$$

Burada Q_{θ} krank açısına bağlı olan ısı yayma oranını ($J/^{\circ}$), P silindir içi gaz basıncını (Pa), V toplam silindir hacmini (m^3) ve k ise özgül ısı oranını ifade etmektedir. Grafikler, ısı yayılım birimi ($kJ/m^3/^{\circ}$)'e dönüştürüldükten sonra oluşturulmuştur.

2.3. Kimyasal Kinetik Modelleme

Motorlarda kendiliğinden tutuşmanın modellenenebilmesi için kimyasal kinetik hakkında detaylı bilgiye sahip olmak gerekmektedir. Son yıllarda kimyasal kinetik model içten yanmalı motorlarda yanma analizi için çok önemli bir olgu haline gelmiştir.

Genel olarak reaksiyon mekanizması giren yakıt ve oksitleyicilerin son ürüne kadar olan ve yanma olayından sonra oluşan tüm kimyasal ürünleri içeren dönüşümün temel adımlarını içerir. Bu durum kimyasal bileşiklerin konsantrasyonlarının kombinasyonlarını ve reaksiyon ısısına bağlı enerji denklemlerini elde etmemizi sağlamaktadır [68].

Yanma ortamında temel yakıtlar hidrokarbonlardır. Yanan hidrokarbonların kimyasal kinetik modelleri çok karışıktır. Yüzlerce alt reaksiyon içeren ve birçok kimyasal bileşiğin temel kimyasal mekanizma bilgisi ile bu şemalar sürekli gelişmektedir. Hidrokarbon yanması zincirleme prosesi tarafından kontrol edilir. Alta görülen reaksiyon yüksek sıcaklıkta öncelikli zincirleme prosesini sağlamaktadır.



Farklı şekilde bozulma zincir reaksiyonunun düşük sıcaklıktaki hidrokarbon yanmasını şematik olarak aşağıda görebiliriz.



Bu denklemde R bir alkali radikaldir. Ürün olan RO₂ radikali ise H atomunu doğrudan çıkarabilmektedir [69].

Hidrokarbon yakıtının yanmasındaki tüm bu yanma prosesi yakıt ve oksitleyicinin su ve karbondioksit dönüşümünden ibarettir [70]. Öncelikle yakıt küçük parçalara ayrılır. Daha sonra ise orta ölçekli ürünler sırayla tükenerek son ürünleri oluşturur. Hidrokarbon yakıtların bu önemli yanmanın alt mekanizması hakkında ayrıntılı bilgiye Westbrook ve Dryer'in [68] derlemesinden ulaşılabilir.

Hidrokarbon yanma prosesindeki kimyasal reaksiyonlar sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişiklik gösterebilirler [71]. Reaksiyon sırası yaklaşık olarak 1000 K sıcaklığının altında ise "düşük sıcaklık mekanizması" 1000 K'nin üstünde ise "yüksek sıcaklık mekanizması" olarak adlandırılır [72,73].

2.4. Türbülans Modeli

Reynolds sayısı, bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin (vsp) viskozite kuvvetlerine (μ/d) olan oranıdır ve sonuç olarak bu değer bu iki tip kuvvetin belli bir akış şartı altında birbirine olan göreceli önemini verir. Eğer akışkan sabit ve zamanla değişmiyorsa bu tip akışkana laminer akış denir.

Akışkan hızı artarsa akış karakteristiğinde değişimler meydana gelir. Bu durumda yoğunluğa bağlı olarak akışkanın ataleti viskoz kuvvetlerden daha önemli olur ve buna "türbülans akış rejimi" denir.

Bir türbülanslı akış doğal olarak sıvı parçacıkların tümünün değişmesinde rol oynar. Ortalama hızlar ve basınç alanı, sadece bir veya iki boyutta, türbülanslı dalgalanmalar ise her zaman bir üç boyutlu bir karaktere sahip farklı akımlara sahiptir. Türbülanslı akış yapısı girdap türbülansı denilen bir dizi dönme akışı içerir. Başlangıçta uzun bir mesafe ile ayrılmış sıvı parçacıkları türbülanslı akış içinde

birbirine yakın hareket ettiği görülür. Bunun sonucu, ısı ve kütle geçişi etkili olarak içerisinde bulunmaktadır. Ortalama akım enerjisi çıkarmada girdap uzaması denilen yöntem kullanılmaktadır.

Karakteristik hız göstergesi $v(m/s)$, uzunluk göstergesi $l(m/s)$ büyük girdap hızı olarak U ve uzunluğu olarak da L ye göre aynıdır. Bu büyük girdaplara atalet etkileri ve viskoz etkileri hakim olan etkiler yok denilecek kadar azdır. Büyük girdapların etkisi viskoz olmayan ve açısal momentum girdap uzaması sırasında muhafaza edilmektedir. Dönme hızının ve azaltılması ile kesit yarıçapında artışa neden olur. Böylece süreç daha küçük transfer uzunluk ölçeklerinde hareketleri yaratır ve daha küçük zaman ölçeklerinde de yenilenmiş olur. Uzama çalışması büyük girdaplar üzerinde ortalama akış tarafından sürdürülüp yapılan türbülansla enerji sağlar. Küçük girdaplar ise kendilerini; güçlü büyük girdaplar ve daha zayıf ortalama akım tarafından uzatılarak bulunmaktadır. Bu durumda, kinetik enerji büyük küçük girdaplar tarafından taşınırlar.

Büyük girdapların yapısı son derece anizotropiktir. Akışın bağımlı güçlü etkileşimi nedeniyle ortalama akım vardır. Viskozite küçük ölçeklerde yönünü dışarı yayma eğilimindedir. Türbülanslı akış yüksek Reynolds sayılarında ortalama küçük girdaplar nedeniyle izotropik olarak mevcuttur.

2.4.1. Türbülans modeli denklemleri

Türbülans modeli bir hesaplama yöntemi olarak ortalama akış denklemleri (süreklilik ve diğer denklem sistemleri için), ile akış problemlerinin bir ya da daha az ortamda çeşitli olarak hesaplanabilmektedir. Bu terimler genel olarak momentum ve enerji türbülansı nedeniyle difüzyonel parçacıklardır. Türbülans modellemenin amacı; türbülansın ortalama akım değişkeni ve karakteristik özellikleri açısından ilişkilendirilmesini anlamak için yapılmaktadır. Buradaki türbülans modelleri bir dizi HAD sorunlarını çözmek için kullanılır. Yani sıfır eşitlik modeli (karıştırma uzunluğu modeli), $k-\epsilon$ türbülans modeli, vb.

Klasik modellerde karıştırma uzunluğu modeli ve k- modeli halen çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu varsayımı iki viskoz durumu; uzamalar ve Reynolds ortalama akış arasında bir benzeşime dayanarak incelenmektedir. Her iki momentum denklemi Newton kanununa göre uzamalar; sıvı elemanların deformasyon hızı ile orantılı olarak alınır. Bu denklem yazılacak olursa;

$$T_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.21)$$

Denklemden görüldüğü gibi türbülans bozunmaları kayma olmadıkça izotermal akımlar sıkıştırılmaz. Ayrıca, karışımdaki ortalama oran olarak deformasyon artar. Bu durumda ise:

$$T_{ij} = -\rho u_i^* u_j^* = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.22)$$

Türbülans transport ısı, kütle ve diğer skaler özellikleri ile benzer modellenmiştir. Yukarıdaki denklemde türbülanslı momentum transport hızının ortalama gradyanı ile doğru orantılı olduğu görülebilmektedir. Skaler büyüklük olan türbülans transportu ile taşınan miktar ortalama değerinin gradyanı alınır. Bu durumda herhangi bir skaler büyüklük olarak değerlendirildiğinde;

$$-\rho u_i^* \Theta_j^* = \Gamma_t \frac{\partial \Theta}{\partial x_j} \quad (2.23)$$

Türbülans modeli olarak iki denklem türbülans modeli olarak da bilinen k-ε türbülans modeli seçilmiştir.

Türbülans kinetik enerjisi (k) için taşınım denklemi

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_z k)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho u_r k)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} - S_k \quad (2.24)$$

Türbülans kinetik enerjisi yutulma miktarı (ε) için taşınım denklemi

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_z \varepsilon)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho u_r \varepsilon)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} - S_\varepsilon \quad (2.25)$$

2.4.2. Türbülansın yanma üzerindeki etkisi

Motor alevinin gelişimi türbülanslı bir ortamda gerçekleşir. Türbülansın etkisi alevi kıvrılarak uzatmak (türbülansın derecesine bağlı olarak) ve böylece yüzey alanının büyötmek dolayısı ile efektif alev hızını artırmaktadır. Yanma hızındaki artışın ana sebebi girdap oluşumunun türbülans şiddetini artırmasıdır.

Alev gelişimi bujide kıvılcım çaktıktan yaklaşık 50 ms sonra başlar. Hemen hemen küresel ve dış yüzeyi düz olarak ortaya çıkan alev, buji tırnakları arasındaki türbülanslı akış alanıyla temas ettikçe giderek büyümeye başlar. Bujî yakınındaki akışkan hareketinin ateşleme ve fakir yanma limiti üzerinde pek çok etkisi vardır. Bujî elektrotları arasındaki hava hızı artıkça karışımın tutuşma ihtimali yükselir. Şayet hızın şiddeti çok büyükse tutuşabilirlik mümkün olmaz. Büyük akış hızlarında alev elektrotlardan uzağa sürüklenerek temas alanı azalır ve böylece elektrotlara olan ısı kaybı düşer.

Alev gelişimi, karışımın durumu ve bileşeninin yanı sıra daha öncelikli olarak bujî yakınındaki akışkan hareketinden etkilenir.

Başlangıçta küçük fakat ölçülebilir yanmış kütle oranı periyodu “alev gelişim açısı” olarak adlandırılır ve genellikle %1, %5 ve %10 yanmış kütle oranı olarak gösterilir.

Alevin yapısı yanma odası boyunca alev ilerledikçe gelişmesine devam eder. “Hızlı yanma açısı” olarak adlandırılan ve karışımın büyük bir bölümünün yandığı periyot yanma odası içerisindeki şartlardan önemli ölçüde etkilenir. Bu açî alev gelişiminin sona erdiği (genellikle yanmış kütle oranının %10 olduğu bölüm) ve yanmanın sona erdiği (genellikle yanmış kütle oranının %90 olduğu bölüm) periyotlar arasında kalan bölüm olarak tarif edilir.

Motor deneyleri artan girdap ve/veya azalan yanma periyodu arasında pozitif bir bağıntı olduğunu göstermiştir [74].

BÖLÜM 3. YANMA MODELLEMELERİNİN HCCI MOTORA UYGULANMASI

3.1. Deneysel Modelleme

Bu çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar, proje yürütücüsünün EU Marie Curie Transfer of Knowledge Scheme (FP6) destek programı kapsamında İngiltere’de Shell Araştırma Merkezinde “Improved engine efficiency-impact of deposits on HCCI” adlı proje çalışmaları esnasında gerçekleştirmiş olduğu deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Çalışmada temel alınan model, SHELL İngiltere Araştırma Enstitüsünde yapılan bir HCCI motorun yanma performansını araştırmak için kullanılan deney düzeneğidir [8]. Deney düzeneğinde tek silindirli Ricardo Hydra araştırma motoru 4 supaplı Typon yanma odası silindir kafası ile birlikte kullanılmıştır. Piston, silindir içinde HCCI motorun ihtiyaç duyduğu 14.04 gibi yüksek sıkıştırma oranına ulaşmak için silindir kafasına kadar yükselmiştir. Motor özellikleri ve supap zamanlamaları Tablo 3.1 de görülmektedir.

Tablo 3.1. Ricardo Hydra motor özellikleri

<i>PARAMETRE</i>	<i>DEĞER</i>	<i>BİRİM</i>
Devir sayısı	1200	d/dak.
Emme supabı çapı	32	mm
Supap sayısı	4	-
Piston stroku	86	mm
Sıkıştırma oranı	14.04	-
Biyel kolu uzunluğu	143.5	mm
Silindir çapı	86	mm

Deneysel çalışmada yakıt piston üst ölü noktada iken, emiş ağzına ve kapalı olan emme supabının arkasına enjekte edilmiştir. Bu zamanlama yakıtın tamamen buharlaşmasını ve hava ile tamamen karışıp yanmasını sağlamak için düzenlenmiştir. Emiş supabına elektrikli kompresörle basınç uygulanarak giriş havasını ısıtabilecek bir düzenek geliştirilmiştir. Taze havanın sıcaklığı manifoldun tepe yüzüne yerleştirilmiş ısı çift (thermo-couple) ile ölçülmüştür.

Yakıt olarak %85 1-oktan (C_8H_{18}) ve %15 n-heptan (C_7H_{16}) karışımı (PRF85) kullanılmıştır. Yapılan deneysel çalışmada emme manifoldundan silindir içine giren havanın basıncı $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ hava giriş sıcaklığı için 2 bar, $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ hava giriş sıcaklığı için ise 1 bardır. Hava fazlalık katsayısı değerleri; $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ hava giriş sıcaklığı için 4.1, 4.5, 4.75 ve 5, hava giriş sıcaklığı $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ için ise 3, 3.75, 4 ve 4.25 olacak şekilde ön karışım odasında hava yakıt karışımı hazırlanmıştır. Deneysel çalışmanın başlangıç sınır koşulları ise 353 K, 2.16 bar ve 1200 d/d olarak düzenlenmiştir. Yağlayıcı ve soğutucu akışkan sıcaklıkları ise 90°C sabit sıcaklığa göre düzenlenmiştir.

Bu bölümde SRM Suite yazılımıyla bir HCCI motorun emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanları boyunca farklı hava fazlalık katsayısı ve hava giriş sıcaklıklarındaki basınç, sıcaklık, emisyon, ısı yayılım ve yakıt tüketim analizlerin kendi arasında ve deneysel verilerle kıyaslaması yapılacaktır.

3.2. HCCI Motorun SRM Suite Programında Modellenmesi

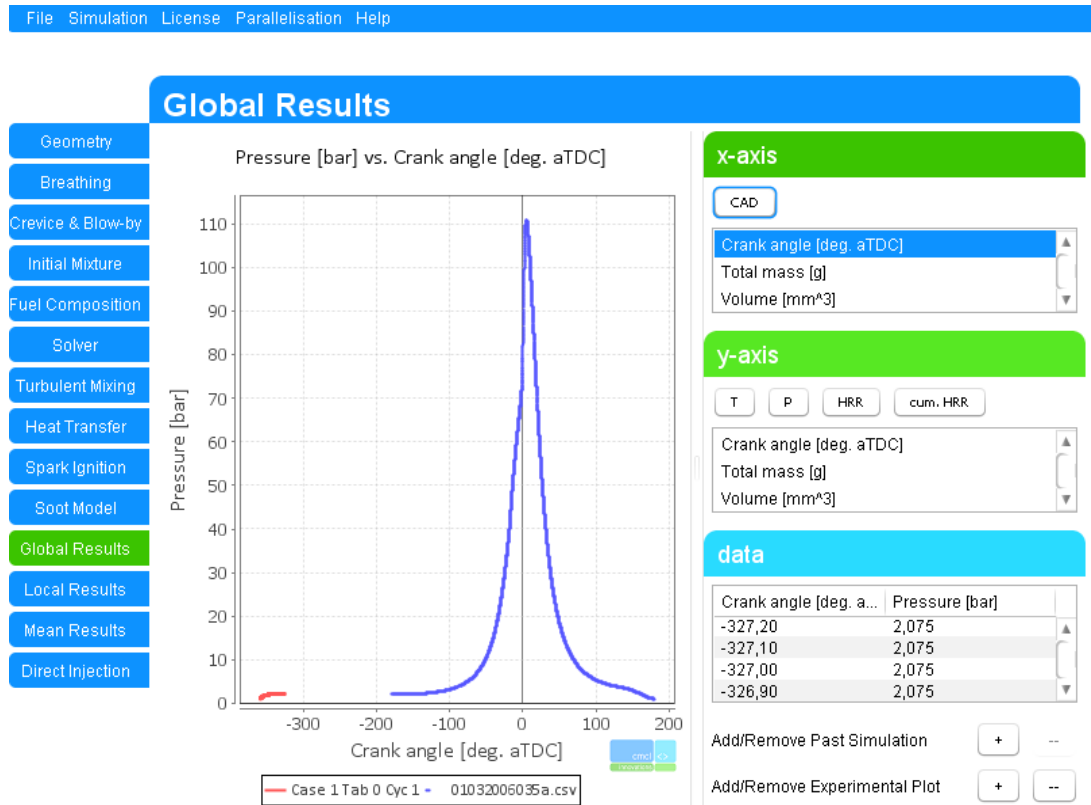
3.2.1. Başlangıç koşullarının belirlenmesi ve çözüme başlama

Bu programda sırasıyla kıvılcım ateşlemeli, direk enjeksiyonlu ve homojen karışimli sıkıştırmalı ateşlemeli motor simülasyonu yani üç farklı motor tipi için analiz yapılabilmektedir. SRM Suite programı; stokastik reaktör model (stochastic reactor model) çalışma mantığı olarak silindir içerisi hacmini HCCI motor simülasyonu için % 100 hava yakıt karışımı olarak tanımlayarak içerisine rastgele partiküller atayarak analiz yapılmaktadır. Bu programda partikül sayısını ne kadar arttırırsanız deneysel sonuçlara o kadar yakın çözümler elde edilir. Partikül sayısının artması ile birlikte

analiz süresi buna bağlı olarak artmaktadır. Yapılan çalışmada homojen karışımli sıkıştırılmalı ateşlemeli bir motorun analizleri yapılmıştır. Bu analizler için program içerisinde gereken bilgilerin nerede nasıl girildiği ve ne anlama geldiği ve bu çalışmadaki değerler tablo halinde verilecektir.

3.2.2. Model parametreleri

Sayısal olarak bu program ile analizi yapılacak olan piston silindir modeli için gerekli birçok parametre vardır. Programın ara yüzü aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.1. SRM Suite programından ekran alıntısı

Yapılan çalışmalarda, motorun özelliklerinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. SRM Suite programı için parametreleri tek tek incelemek gerekirse;

Geometri (Geometry); Bu kısımda motorun çap strok sıkıştırma oranı biyel kolunun uzunluğu motorun devir/dakika (RPM) cinsinden çalışma hızı ve analizin hangi aralıkta yapılacağı tanımlanmaktadır. Bizimde motorumuzun özelliklerine göre

değerler girilmiş ve analiz -360 ile +360 aralığında yani tam bir çevrim için analiz yapılmıştır. Aşağıdaki tablodan alınan değerler gözükmektedir.

Tablo 3.2. Geometri parametreleri

<i>PARAMETRE</i>	<i>DEĞER</i>	<i>BİRİM</i>
Devir sayısı	1200	d/dak.
Başlangıç zamanı	-360	°KMA
Bitiş zamanı	360	°KMA
Piston stroku	86	mm
Sıkıştırma oranı	14.04	-
Biyel kolu uzunluğu	143.5	mm
Silindir çapı	86	mm

Supap (Breathing); Bu kısımda valf açılıp kapanma zamanlaması valfin çapı ve açılma mesafesi ve sayısı tanımlanmaktadır. Aşağıdaki tablodaki değerler girilmiştir.

Tablo 3.3. Supap parametreleri

<i>PARAMETRE</i>	<i>DEĞER (°KMA)</i>
Emme supabı açılma zamanı	-380
Emme supabı kapanma zamanı	-108
Egzoz supabı açılma zamanı	120
Egzoz supabı kapanma zamanı	388

Piston üstü boşluk ve segman aralığı (Crevice Blow-by); Bu kısımda ise piston ile ilgili bilgiler girilmektedir. Piston ile silindir arasında kalan mesafe tanımlanmaktadır. Aşağıdaki tabloda hangi değerlerin girildiği görülmektedir.

Tablo 3.4. Piston üst ve yan geometrisi parametreleri

<i>PARAMETRE</i>	<i>DEĞER</i>
Dar boşluk hacmi (ölü hacmin %'si)	2.73
Dar boşluk zaman faktörü	0.03
Dar boşluk kütle faktörü	0.05
Blow-by segman boşluğu	0.00001

Başlangıç şartları (Initial mixture): Bu kısımda başlangıç koşulları tanımlanmaktadır. İlk olarak silindir içerisi başlangıç basıncı girilmektedir daha sonra başlangıç manifold basıncı girilmektedir. Başlangıç sıcaklığı girilmektedir. Başlangıç egzoz basıncı ve sıcaklığı tanımlanmaktadır. Daha sonraki adımda ise yakıtı miligram cinsinden ya da ekivalans oranı olarak tanımlanmakta ardından ise motorda eğer EGR varsa burada egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) tanımlanmaktadır. EGR'nin tanımlanabilmesi için tam bir analiz yapıp ve sonra tanımlanması gerekir.

Yakıt karışımı (Fuel composition): Bu kısımda yakıt ile ilgili bilgiler girilmekte ve yakıtı temsil edilecek kimyasal mekanizma ve termodinamik datası tanımlanmaktadır. Kimyasal model kısmında da bahsedildiği gibi prf yakıt karışımının mevcut olduğu ve hatim machrafi tarafından geliştirilmiş olan indirgenmiş mekanizma analizler için kullanılmıştır. Bunun yanında yakıt karışımında kütle oranı olarak tanımlanmaktadır. Daha önceden de belirttiğimiz gibi n-heptane =0.15 ve 1-oktan =0.85 olarak tanımlanmıştır.

Çözücü (Solver): kısmında ise ne kadar aralıkla analiz sonuçlarını alacağı tanımlanmakta stokastik partikül miktarı girilmekte kimyasal çözümün olup olmayacağı açılıp kapatılması kimyasal çözüm için partikül boyutları ve ağırlığı ile ilgili bilgiler girilmektedir.

Türbülans karışımı (Turbulent mixing): Bu kısımda ise yakıt hava karışımının piston içerisinde ne kadar sürede karıştığı ile ilgili bilgiler girilmektedir. Bu programda üç farklı motor tipi için analizler yapılabilmekte ve kıvılcım ateşlemeli motor ve direk enjeksiyonlu motorlar için farklı değerler girilmektedir. HCCI motor için lokal karışım modeli (local mixing model) seçilerek burada ana karışım zamanı (main mixing time) 0.005 saniye olarak girilmiştir.

Isı transferi (Heat transfer): Modelde piston ve silindirin duvar çeperlerinde sınır koşulları belirlenmiştir. Yapılan modelin gerçekçi sonuçlara ulaşabilmesi için silindir çeperleri ve piston yüzeyinden olan ortalama bir ısı akışı hesaba katılmıştır. Bu ısı akısına elde edilen ortalama silindir içi sıcaklığı ve duvar çeperlerinin sabit 453 K

sıcaklığı durumuna göre hesaplamış, ısı transfer sabiti (heat transfer constant) 2000 ve parçacık içi ısı transfer alışveriş faktörü (particle heat transfer exchange factor) 0,05 olarak tanımlanmıştır.

Kıvılcım ateşlemeli (Spark ignition) model: Bu kısımda eğer çalışmanız benzinli yani kıvılcım ateşlemeli motorda ise kıvılcım ateşleme modelini açarak vuruntu ve yanmama noktası (knock and misfire flag) türbülanslı alev giriş sabiti (turbulence flame entrainment constant) kıvılcım ateşleme zamanı (spark timing) gibi parametreler tanımlanmaktadır. Çalışmamız HCCI motorunda olduğu için ayrıntılı bir şekilde anlatılmamıştır.

İs modeli (Soot Model): Bu bölümde eğer motorda is oluşumu modele eklenecekse bu kısımdan gerekli bilgiler girilerek yapılmaktadır. Çalışmamızda bu model kullanılmamaktadır.

Analiz sonuçları: Analiz sonunda elde edilecek veriler sayısal ve görsel olarak elde edilebilmektedir. Sayısal verileri elde etmek için programın monitör sekmesinden istenilen değişkenin çıktısı akış zamanına veya zaman adımına göre alınabilir. Yapılan analizlerde basınç, sıcaklık, yanma reaksiyonuna giren ve çıkan ürünlerin kütle oranlarının verileri alınmış, zaman adımı kullanılarak °KMA'ya göre değişimler grafik olarak verilmiştir.

3.2.3. SRM Suite programında yapılan analizlerin sonuçları

SRM Suite programından alınabilecek birçok veri bulunmasına rağmen tezin kapsamında 10 adet veri üzerinde çalışıldığı için sadece aşağıda sırası ile gelen şekillerdeki veriler alınmıştır.

3.2.3.1. Silindir basıncı

Ateşlemenin üst ölü noktaya 15 °KMA kala gerçekleştiği modelde hava fazlalık katsayısının farklı olması durumundaki basınç değişimi incelenmiştir. Elde edilen

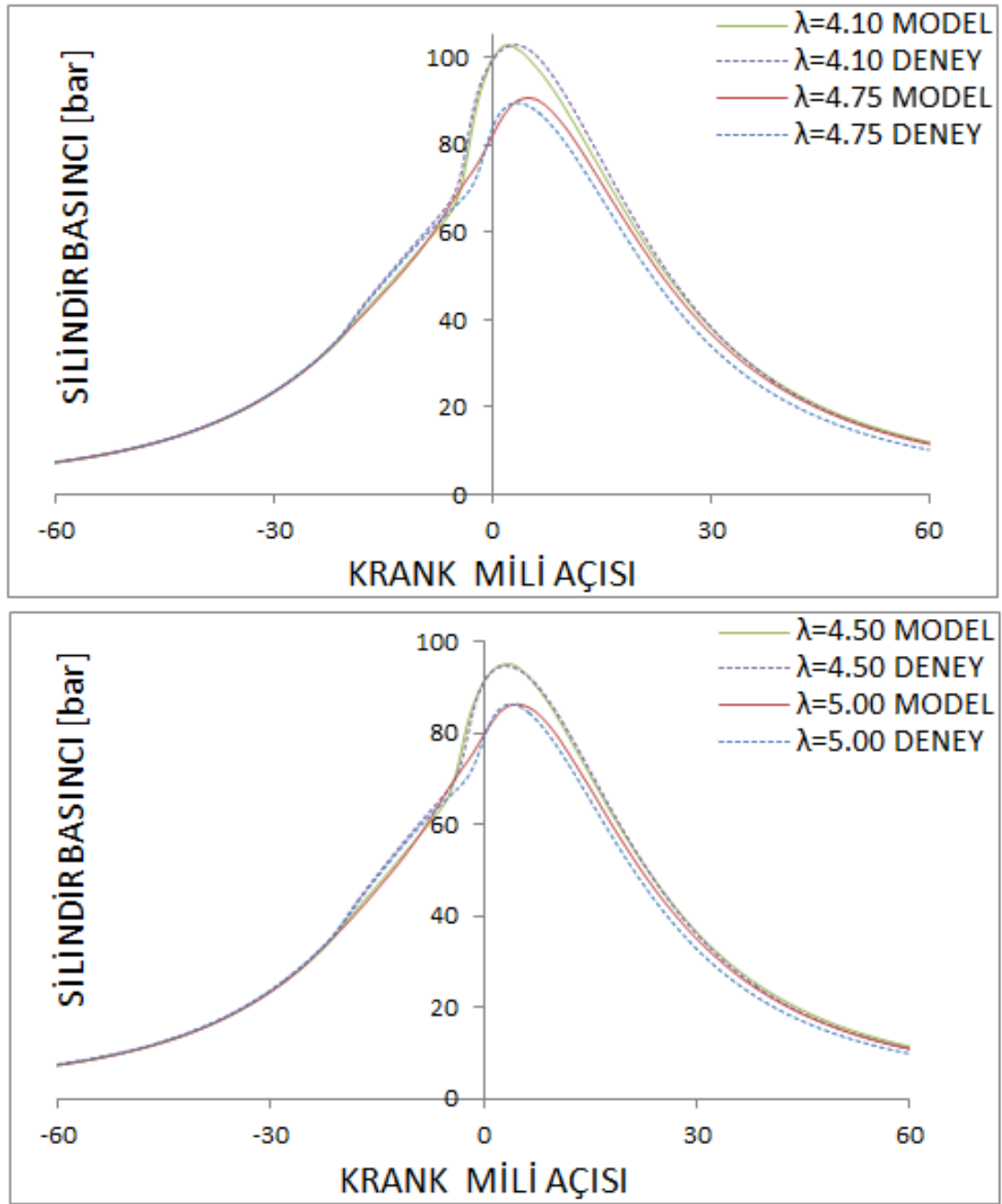
verilere göre silindirdeki ortalama basınç ve sıcaklık değişimleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.

Basınç eğrisine bakıldığında sol kısımda iyi bir uyum görünmektedir. Yakıtın yanmaya başladığı anda uyum devam etmektedir. Her basınç eğrisi deneysel veriler ile kıyaslandığında çok az miktarda yanma başlangıcında gecikme olduğu görülmekte ve daha sonrasında yine bir uyum içerisinde devam ettiği görülmektedir. Maksimum basınçlarında neredeyse aynı olduğu (% 0,1-0,4 farkla) Tablo 3.5. de görülmektedir. Max. basınç 103-86 Bar aralığında 4-5 KMA'da gerçekleşmektedir.

Tablo 3.5. Farklı hava fazlalık katsayılarında model ve deney max. basınç değerlerinin karşılaştırılması

<i>HAVA FAZLALIK KATSAYILARI</i>	<i>P_{max} (bar)</i>	<i>P_{max} (bar)</i>	<i>% FARK</i>
	<i>DENEY</i>	<i>MODEL</i>	
4.10 [<i>P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C</i>]	102.90	102.66	0.24
4.50 [<i>P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C</i>]	94.80	95.17	0.39
4.75 [<i>P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C</i>]	89.52	89.16	0.40
5.00 [<i>P_{em} = 2 bar, T_{em} = 80°C</i>]	86.39	86.48	0.10
3.00 [<i>P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C</i>]	50.19	49.92	0.55
3.75 [<i>P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C</i>]	40.56	40.22	0.85
4.00 [<i>P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C</i>]	39.09	39.06	0.08
4.25 [<i>P_{em} = 1 bar, T_{em} = 250°C</i>]	39.59	39.32	0.69

Maksimum basının geç olmasının nedeni piston ile silindir arasında kalan boşluk, SRM Suite programında tanımlanabiliyor. Bu boşluk maksimum basının daha geç olması ya da erkene çekilmesinde bir faktördür. Bunun nedeni ise yanmamış gazların, silindir ve piston arasında kalan boşlukta çok azda olsa birikmesinden kaynaklanmaktadır. Fakat bunun ile ilgili elimizde net olarak bir veri bulunmadığı için tahmini bir değer girerek elde edilmeye çalışılmıştır. Her ne kadar değerler üzerinde oynama yapıldıysa da bu eğrinin düzeltilmesi sağlanamamıştır. CFD analiz programlarının birçoğu günümüzde kullanılan standart yakıtlara uygun programlardır. Alternatif yakıt çalışmaları henüz yeni başladığı için deneysel sonuç ile analiz sonuçları tam olarak birebir örtüşmemektedir.



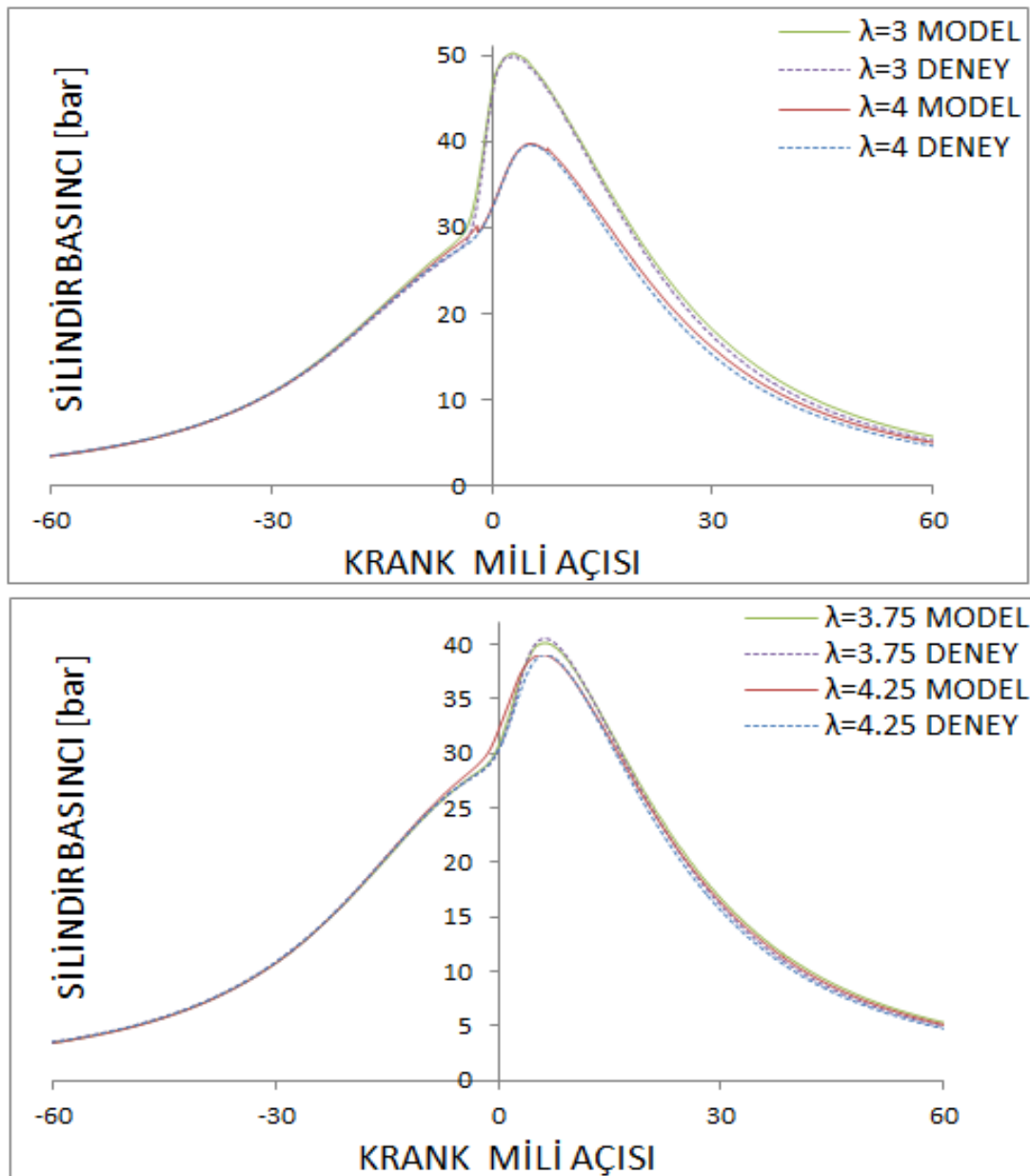
Şekil 3.2. Silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em} = 2$ bar, $T_{em} = 80^\circ\text{C}$]

Modelden elde edilen verilere göre HFK değeri arttıkça yani karışım fakirleştikçe silindir içi ortalama basınç değerinin azaldığı Şekil 3.2.'de farklı HFK değerleri için oluşturulan grafikte görülmektedir.

Hava giriş sıcaklığı 250°C için farklı HFK değerlerinin deneysel basınç değerleriyle karşılaştırdığımızda aşağıdaki grafiklere ulaşıyoruz. Basınç eğrisine bakıldığında sol

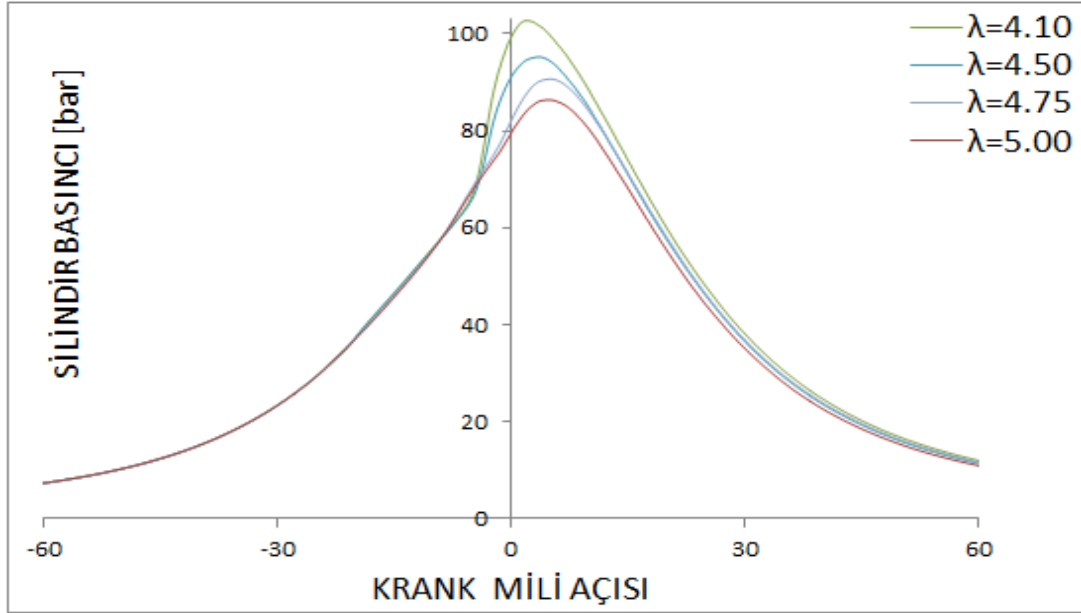
kısımda iyi bir uyum görünmektedir. Yakıtın yanmaya başladığı anda uyum devam etmektedir. Her dört basınç eğrisi deneysel veriler ile kıyaslandığında iyi bir uyum içerisinde devam ettiği görülmektedir. Maksimum basınçlarında neredeyse aynı olduğu (%0,08-0,85 farkla) Tablo 3.5. da görülmektedir. Max. basınç 50-39 Bar aralığında 4-5 °KMA'da gerçekleşmiştir.

Şekil 3.2. ve Şekil 3.3. incelendiğinde hava giriş sıcaklığı arttığı halde basıncın düşmesi emme havası basınçlarının farklı olmasından kaynaklanmaktadır.



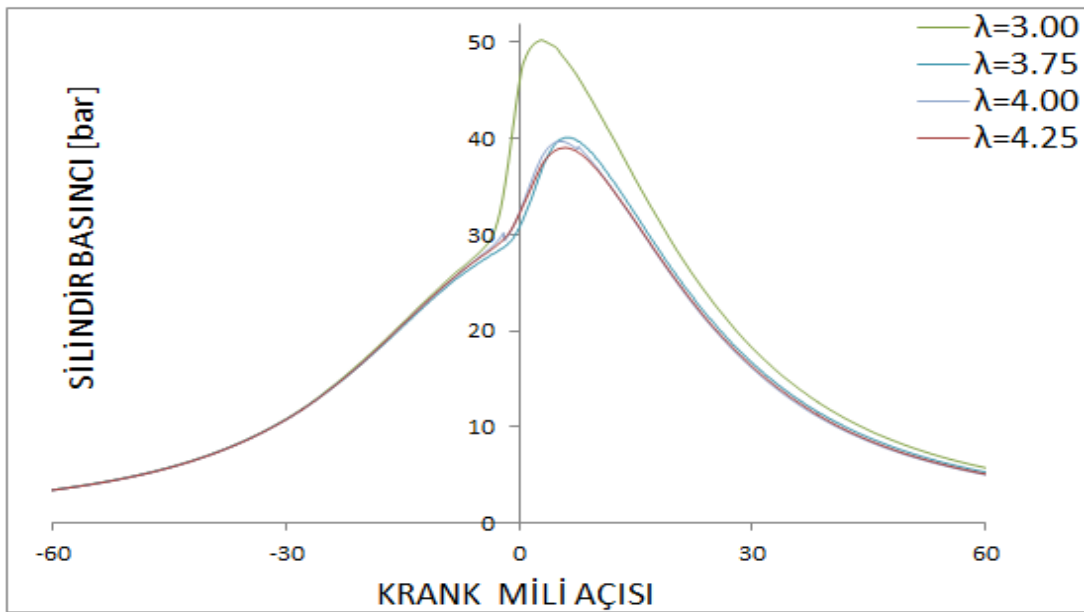
Şekil 3.3. Silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]

Aynı hava giriş sıcaklığında farklı hava fazlalık katsayılarındaki basınç eğrileri karşılaştırıldığında, hava fazlalık katsayı değeri azaldığında basıncın arttığı görülmektedir. Bu farklılık bilhassa -5-20 °KMA'da gerçekleşmektedir.



Şekil 3.4. Model silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}\text{C}$]

Şekil 3.4. ve Şekil 3.5. incelendiğinde hava giriş sıcaklığının artmasıyla hava fazlalık katsayısının silindir içerisindeki basıncı daha fazla etkilediği görülmüştür.



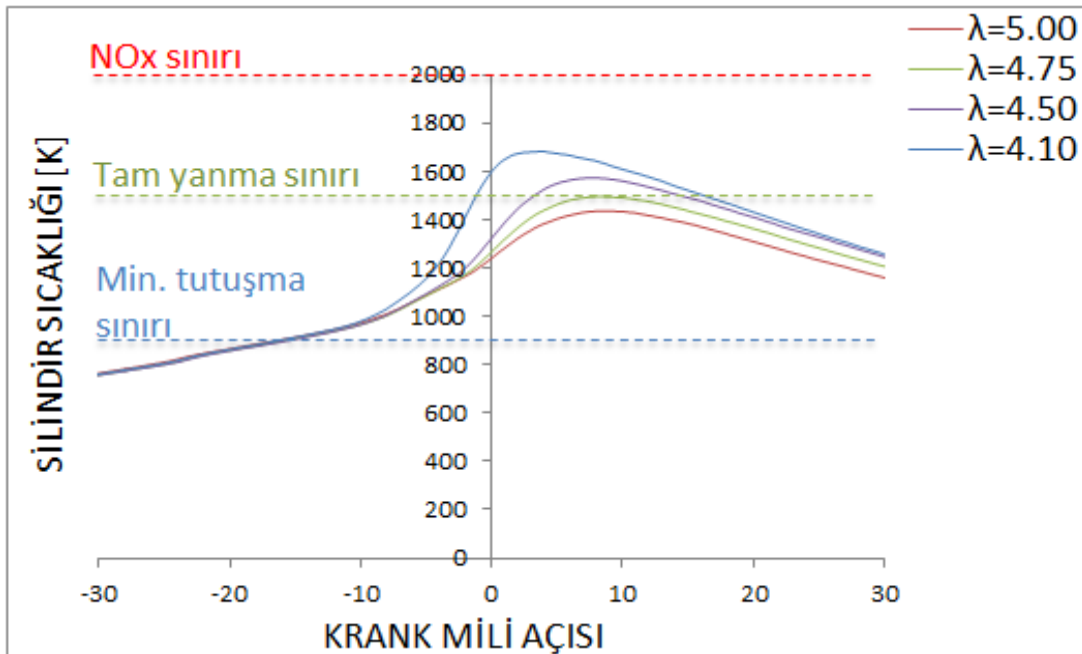
Şekil 3.5. Model silindir basıncının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}\text{C}$]

3.2.3.2. Silindir sıcaklığı

İdeal HCCI motor çevriminde önceden karıştırılmış gaz halindeki yakıt ve hava, yüksek hava fazlalık katsayısı oranı ile yanma odasına girmektedir. Hava fazlalık katsayısının, yakıtın fakir alevlenebilirlik sınırından oldukça fazla olmasından dolayı alevin yayılması mümkün değildir. Homojen ancak fakir karışım piston hareketi sonucu meydana gelen sıkıştırma ile ateşlenir. Ateşleme tüm yanma odası boyunca aynı şekildedir.

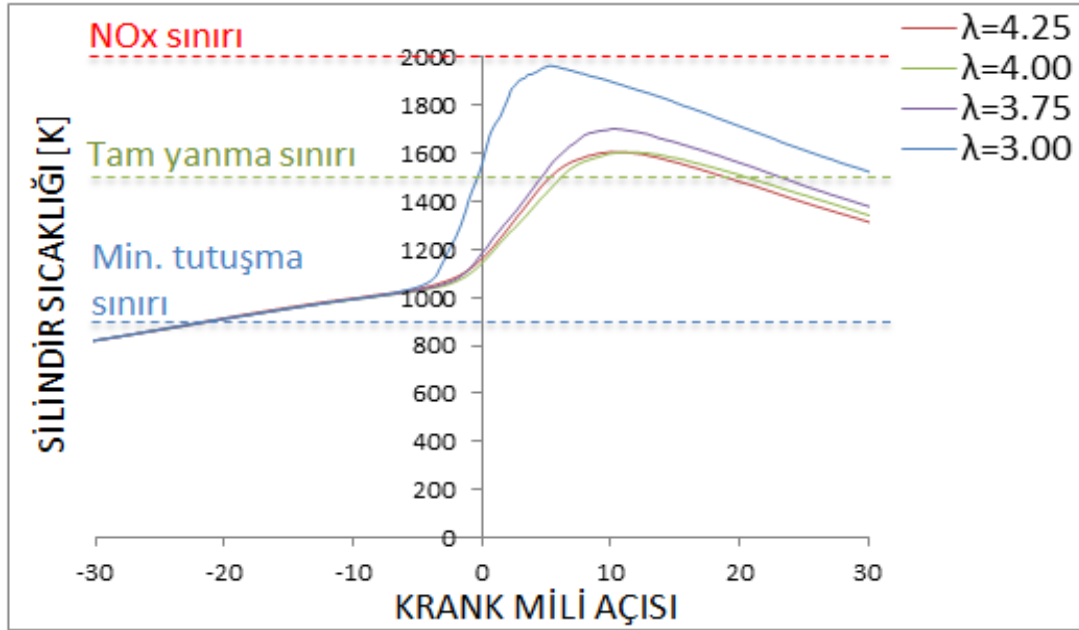
Karışımın çok fakir olmasından dolayı yanma sıcaklığı önemli miktarda NO_x üretebilecek sıcaklıktan çok düşüktür. Karışım fakir ve gaz halinde olduğundan is ve yanmamış hidrokarbon üretilmez. Fakir karışımı sıkıştırma ile ateşlemek için kullanılan daha yüksek sıkıştırma oranları (~15-20) daha iyi termodinamik verim sağlamaktadır [75].

HFk 5, 4.75 ve 4.5 değeri için maksimum sıcaklık 8 krank mili açısı civarında, HFk 4.1 değeri için maksimum sıcaklığın 4 krank mili açısı civarında olduğu gözlenmektedir.



Şekil 3.6. Silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}=2$ bar, $T_{em}=80^\circ\text{C}$]

Yakıt hava karışımı zenginleştikçe sıcaklığın daha erken yükselmeye başladığı görülmüştür. HFK değeri arttıkça maksimum sıcaklık ve basıncın düştüğü görülmektedir. Bunun yanı sıra anlık sıcaklık artışının da düştüğü gözlemlenmektedir.



Şekil 3.7. Silindir sıcaklığının krank mili açısına göre değişimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]

3.2.3.3. Silindir içerisindeki karbonmonoksit, karbondioksit ve oksijen emisyonları

HCCI yanması hava yakıt oranının sınırlı bir aralığında, yalnızca fakir karışım olması durumunda mümkün olabilmektedir. HCCI yanmasında, yanma tepe sıcaklığı 1400-1600 K aralığındadır ve 1700-2200 K aralığında olan dizel yanması sıcaklığından daha azdır. Düşük silindir içi gaz sıcaklığı NO_x ve is oluşumunu engeller, fakat diğer taraftan, geleneksel dizel yanmasıyla kıyaslandığında, yüksek HC ve CO emisyonları ile sonuçlanan teklemeye (tutuşma hatası) ve alev sönmesine sebep olan yavaş oksidasyon reaksiyonlarını ihtiva eder [76].

CO ve HC emisyonları HCCI motorlarda ana problemlerdendir. HCCI motorların performansı modern gelişmiş dizel ve benzin motorlarının performansı ile karşılaştırıldığında, HCCI yanmasında özellikle düşük yüklerde HC ve CO

emisyonlarında artış ile birlikte bazı dezavantajlar göstermektedir [Bressi ve ark, 2008]. Genelde CO emisyonlarının yaygın olarak yakıt/hava eşdeğerlilik oranı ve gaz sıcaklığına duyarlı olan CO'dan CO₂'ye dönüşüm reaksiyonları tarafından kontrol edildiği kabul edilmektedir. Bununla birlikte HC emisyonları yanma odası duvarlarında alev sönmesi, segman boşluklarında yağ tabakası üzerinde biriken ve tekrar yanma odasına salınan yakıttan kaynaklanmaktadır. Kısmi HCCI çalışma konumlarında da CO ve HC emisyonlarının HCCI ile aynı olması beklenir, çünkü oluşumları aynı temel sebeplere dayanır. HCCI motorlar ile karşılaştırıldığında direk enjeksiyon dizel motoru göreceli olarak daha düşük CO ve HC emisyonu yayarlar [77].

Grafikten ve tablodan görüldüğü üzere aynı deney ve model şartları kullanılmasına rağmen farklı reaksiyon mekanizmaları ile elde edilmiş olan CO emisyon değerlerindeki farklılık oldukça fazladır. Bu farklılığın nedeninin anlaşılması için CO oluşumu reaksiyonun doğrudan bağlantılı olduğu yanma sıcaklığı değişimi incelenmiştir.

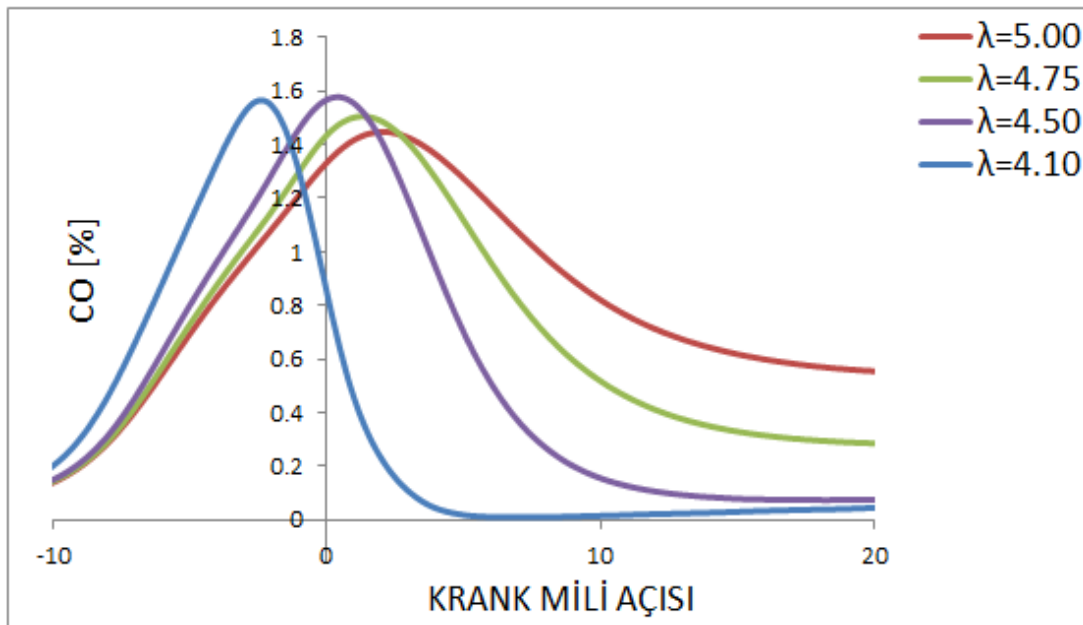
Sjöberg ve Dec, sıkıştırma oranı 18:1, 1200 1/min'de izo-oktan yakıtlı bir motor için CO emisyonları açısından en yüksek sıcaklık değerinin minimum 1500 K olması gerektiğini ortaya koymuşlardır [78]. Tepe (maksimum) sıcaklığı 1500 K'nin altında olan çalışmalarda OH seviyesinin aşırı düşük olmasından dolayı CO oksidasyonu tamamlanmamaktadır. Bundan dolayı Şekil 3.6. ve 3.7.'da 1500 K değeri tam yanma sınırı olarak adlandırılmıştır. Ayrıca aynı çalışmalarda bu tepe noktasının yakıt tipinden ve kendi kendine tutuşma özelliklerinden bağımsız olduğunu tespit etmişlerdir. Bu durum CO oksidasyonu sürecinin son aşamalarının yakıtın moleküler yapısından bağımsız olarak gerçekleşmesinden kaynaklanmaktadır.

Sıcaklık ve CO grafikleri tekrar incelendiğinde 1500 K altındaki koşullarda CO emisyonlarının yüksek olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık değerinin üzerindeki koşullarda CO emisyonları sert bir şekilde düşmektedir.

Sjöberg ve Dec, 2005'te benzer şekilde tek bölgeli modelle yaptıkları HCCI simülasyonunda Curran ve arkadaşlarınca geliştirilmiş olan PRF reaksiyon mekanizmasını kullanmıştır. Deneysel verilerle karşılaştırıldığında CO emisyonlarının başlangıcının daha aşamalı olmasını sekman yarığı boşluğu ve ısıl sınır tabakadan kaynaklanan ısıl dağılıma bağlamışlardır [78-79].

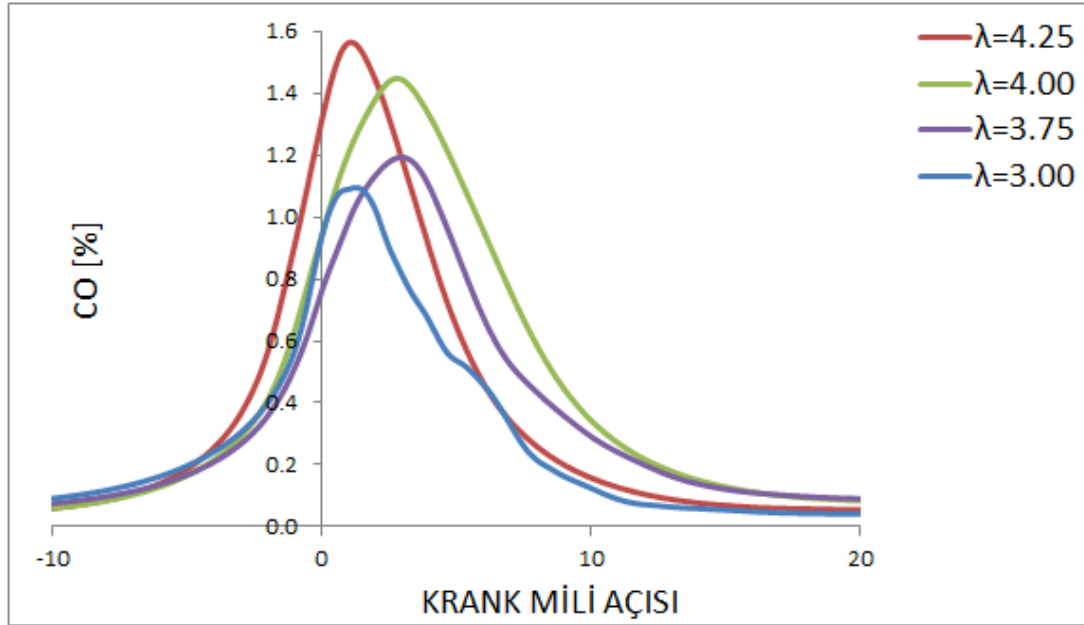
Yanma başlangıcında CO yanma reaksiyonları içerisindeki tepkimelerden kaynaklı olarak en başta CO arttığı görülmektedir. Şekil 3.8. ve 3.9. incelendiğinde yaklaşık 5 krank mili açısında CO maksimuma ulaştığı görülmektedir ve bu noktadan sonra yanma reaksiyonları içinde CO, CO₂ dönüştüğü ve CO miktarının giderek azaldığı görülmektedir.

CO emisyonunun değeri silindirdeki eksik yanmayı belirtir. Eksik yanma oldukça düşük sıcaklıklarda meydana gelmektedir. Özellikle CO'den CO₂'e dönüşüm reaksiyonları yanma sıcaklığına duyarlıdır. Şekil 3.8.'de hava giriş sıcaklığı 80°C için farklı hava fazlalık katsayılarına bağlı olarak deney sonuçlarının CO emisyon değişimi karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.8. Krank mili açısına göre model karbonmonoksit oluşumu [P_{em}= 2 bar, T_{em}= 80°C]

Şekil 3.9.'de hava giriş sıcaklığı 250°C için farklı hava fazlalık katsayılarına bağlı olarak deney sonuçlarının CO emisyon değişimi karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.9. Krank mili açısına göre model karbonmonoksit oluşumu [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]

Karışımın fakirleşmesi ile CO emisyonları artmaktadır. Daha yüksek yükteki çalışma koşulları için deneysel ve sayısal çalışmalarla sekman yarığı ve silindir cidarlarına yakın kısımların bu emisyonlarda etkin olduğu tespit edilmiştir.

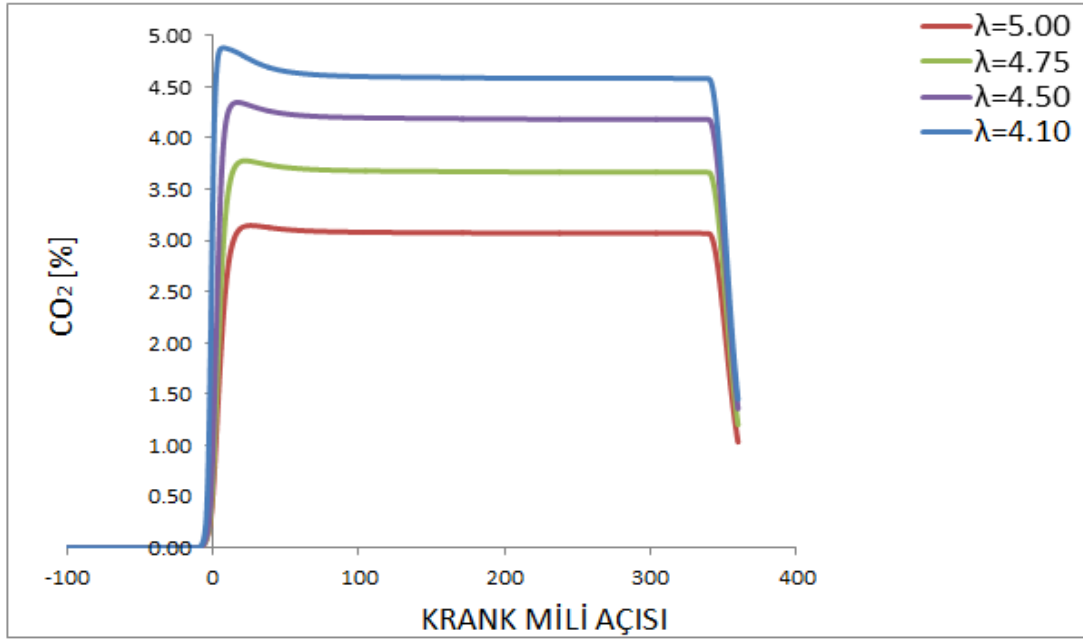
Tablo 3.6.'de model ve deneysel verilerin farklı HFK ve HGS için 120 °KMA'da egzoz supabının açılmasından itibaren 360 °KMA'a kadar ki yüzdesel olarak ortalama CO değerleri ve yüzdesel olarak farkları gösterilmiştir. Karbonmonoksit emisyon değerleri incelendiğinde; emme havası giriş sıcaklığı 80°C için modelden elde edilen emisyon değerleri % 0.84-0.17 aralığında deney sonuçlarına yaklaşırken, emme havası giriş sıcaklığı 250°C'deki sonuçların nispeten daha iyi sonuçlar vererek deney sonuçlarına % 0.09-0.01 aralığında daha yakın olduğu görülmektedir.

Tablo 3.6. Farklı hava fazlalık katsayılarında model ve deney karbonmonoksit emisyonlarının karşılaştırılması

<i>HAVA FAZLALIK KATSAYILARI</i>	<i>CO (%)</i>		<i>% FARK</i>
	<i>DENEY</i>	<i>MODEL</i>	
4.10 [$P_{em} = 2$ bar, $T_{em} = 80^{\circ}C$]	0.26	0.094	0.17
4.50 [$P_{em} = 2$ bar, $T_{em} = 80^{\circ}C$]	0.76	0.106	0.65
4.75 [$P_{em} = 2$ bar, $T_{em} = 80^{\circ}C$]	1.12	0.278	0.84
5.00 [$P_{em} = 2$ bar, $T_{em} = 80^{\circ}C$]	1.29	0.508	0.78
3.00 [$P_{em} = 1$ bar, $T_{em} = 250^{\circ}C$]	0.07	0.032	0.03
3.75 [$P_{em} = 1$ bar, $T_{em} = 250^{\circ}C$]	0.17	0.076	0.09
4.00 [$P_{em} = 1$ bar, $T_{em} = 250^{\circ}C$]	0.22	0.205	0.01
4.25 [$P_{em} = 1$ bar, $T_{em} = 250^{\circ}C$]	0.20	0.164	0.03

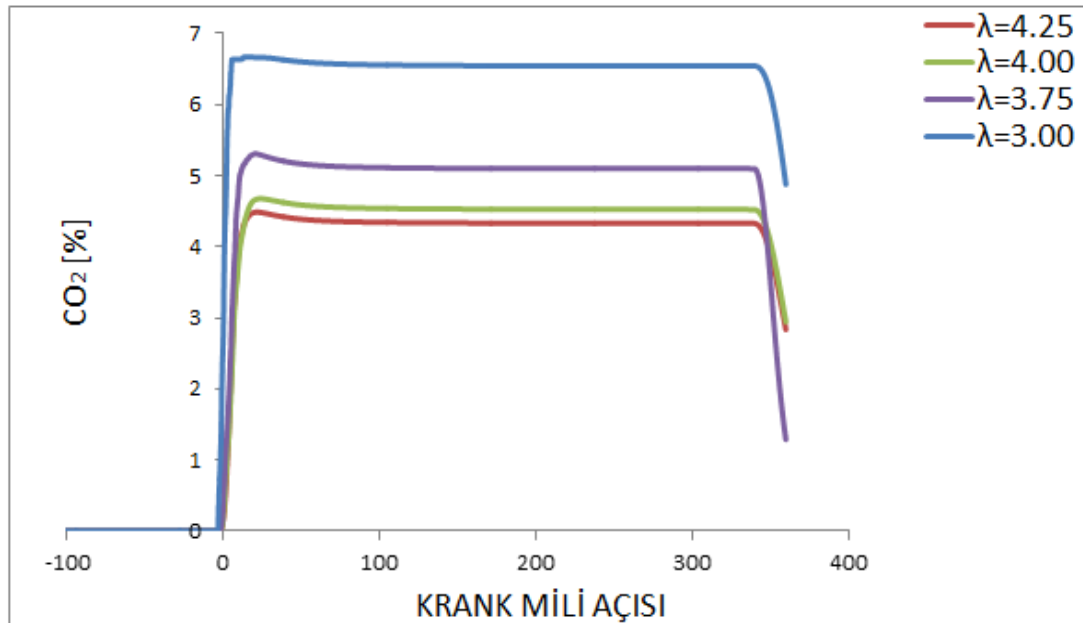
Yakıt ve havanın yeterli miktarda önceden karışması düşük is oluşumu/partikül emisyonu oluşumu sağlar. Kısmi HCCI uygulamalarında da CO emisyonları ön karışım oranının bir fonksiyonudur. İlk olarak CO emisyonu belirli bir değere kadar artış gösterir ve bu noktadan sonra tekrar azalmaya başlar. Bu değişim eğilimi esas olarak ön karışımın eşdeğerlilik oranı ile ilgilidir. Karışımın eşdeğerlilik oranının 0,15'ten düşük olması durumunda CO'nun CO₂'ye dönüşümü tamamlanamaz. CO'nun tekrar azalmaya başladığı kritik değer eşdeğerlilik oranının 0,176 olduğu karışım oranıdır [80].

CO₂ yaklaşık -10 krank mili açısından itibaren düzenli olarak artış göstermektedir. Yaklaşık olarak +15 krank mili açısından sonra neredeyse CO₂ dönüşümünü tamamladığı grafikte görülmektedir.



Şekil 3.10. Krank mili açısına göre model karbondioksit oluşumu [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}C$]

Şekil 3.10. ve Şekil 3.11. grafikleri incelendiğinde hava giriş sıcaklık farkının CO₂ emisyonunda farklılık meydana getirmediği görülmektedir. Yakıt hava karışımı fakirleştikçe CO₂ emisyonun da artış olduğu gözlenmektedir.



Şekil 3.11. Krank mili açısına göre model karbondioksit oluşumu [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]

Tablo 3.7.'de model ve deneysel verilerin farklı HFK ve HGS için 120 °KMA'da egzoz supabının açılmasından itibaren 360 °KMA'a kadar ki yüzdesel olarak ortalama karbondioksit değerleri ve yüzdesel olarak farkları gösterilmiştir. Karbondioksit emisyon değerleri incelendiğinde; emme havası giriş sıcaklığı 80°C için modelden elde edilen emisyon değerleri % 2.16-1.64 aralığında deney sonuçlarına yaklaşırken, emme havası giriş sıcaklığı 250°C'deki sonuçların nispeten daha iyi sonuçlar vererek deney sonuçlarına % 2.07-1.46 aralığında daha yakın olduğu görülmektedir.

Tablo 3.7. Farklı hava fazlalık katsayılarında model ve deney karbondioksit emisyonlarının karşılaştırılması

<i>HAVA FAZLALIK KATSAYILARI</i>	<i>CO₂ (%)</i>		<i>% FARK</i>
	<i>DENEY</i>	<i>MODEL</i>	
4.10 [P _{em} = 2 bar, T _{em} = 80°C]	2.87	4.51	1.64
4.50 [P _{em} = 2 bar, T _{em} = 80°C]	2.06	4.09	2.03
4.75 [P _{em} = 2 bar, T _{em} = 80°C]	1.46	3.62	2.16
5.00 [P _{em} = 2 bar, T _{em} = 80°C]	1.10	3.03	1.93
3.00 [P _{em} = 1 bar, T _{em} = 250°C]	4.40	6.47	2.07
3.75 [P _{em} = 1 bar, T _{em} = 250°C]	3.23	5.04	1.81
4.00 [P _{em} = 1 bar, T _{em} = 250°C]	2.87	4.48	1.61
4.25 [P _{em} = 1 bar, T _{em} = 250°C]	2.83	4.29	1.46

Oksijen miktarı içten yanmalı motorlarda yanmanın gerçekleştirilmesi için önemli bir parametredir. Oksijen miktarının fazla olması hava yakıt oranını da önemli ölçüde etkilemektedir. Oksijen miktarının artması ile yanma iyileşmekte ve motor performansı artmaktadır.

Tablo 3.8.'da model ve deneysel verilerin farklı HFK ve HGS için 120 °KMA'da egzoz subabının açılmasından itibaren 360 °KMA'na kadar ki yüzdesel olarak ortalama oksijen değerleri ve yüzdesel olarak farkları gösterilmiştir. Oksijen emisyon değerleri incelendiğinde; emme havası giriş sıcaklığı 80°C için modelden elde edilen emisyon değerleri % 1.72-1.36 aralığında deney sonuçlarına yaklaşırken, emme havası giriş sıcaklığı 250°C'deki sonuçların nispeten daha iyi sonuçlar vererek deney sonuçlarına % 1.58-1.00 aralığında daha yakın olduğu görülmektedir.

Tablo 3.8. Farklı hava fazlalık katsayılarında model ve deney oksijen emisyonlarının karşılaştırılması

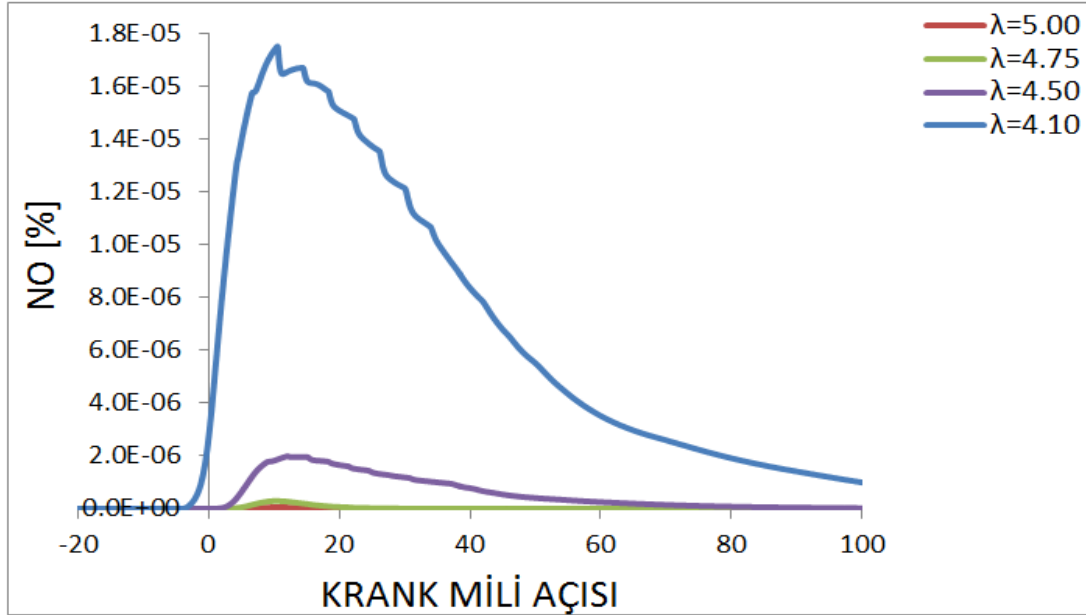
<i>HAVA FAZLALIK KATSAYILARI</i>	<i>O₂ (%)</i>	<i>O₂ (%)</i>	<i>% FARK</i>
	<i>DENEY</i>	<i>MODEL</i>	
4.10 [<i>P_{em}</i> = 2 bar, <i>T_{em}</i> = 80°C]	16.00	17.67	1.67
4.50 [<i>P_{em}</i> = 2 bar, <i>T_{em}</i> = 80°C]	16.77	18.13	1.36
4.75 [<i>P_{em}</i> = 2 bar, <i>T_{em}</i> = 80°C]	16.78	18.50	1.72
5.00 [<i>P_{em}</i> = 2 bar, <i>T_{em}</i> = 80°C]	17.44	18.89	1.45
3.00 [<i>P_{em}</i> = 1 bar, <i>T_{em}</i> = 250°C]	14.30	15.30	1.00
3.75 [<i>P_{em}</i> = 1 bar, <i>T_{em}</i> = 250°C]	15.94	17.14	1.20
4.00 [<i>P_{em}</i> = 1 bar, <i>T_{em}</i> = 250°C]	16.14	17.54	1.40
4.25 [<i>P_{em}</i> = 1 bar, <i>T_{em}</i> = 250°C]	16.22	17.80	1.58

3.2.3.4. Silindir içerisindeki azotmonoksit ve azotdioksit emisyonları

Azot ve oksijen gazlarının değişik moleküllerinin birleşmesi ile NO, NO₂, N₂O, N₂O₃ vb. gibi çeşitli gazlar ortaya çıkar ki bunların hepsine birden "Azot oksitler" (NO_x) denir [81]. Hava-yakıt karışımı içindeki NO_x, yanma odası sıcaklığı yaklaşık 1800°C'ye yükseldiğinde N₂ ve O₂'nin birleşmesiyle oluşur. Eğer sıcaklık 1800 °C üstüne yükselmez ise, N₂ ve O₂, NO gazını meydana getirmeden egzoz sisteminden dışarı atılır.

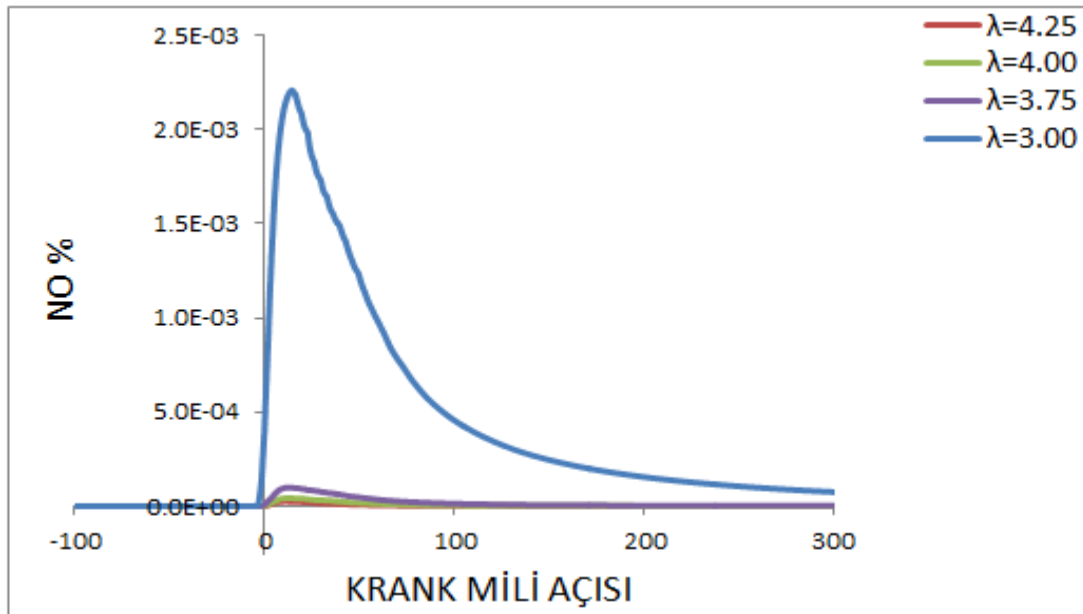
Klasik dizel motorlarında, yakıt olarak zengin ve fakir bölgelerin meydana gelmesi ile NO_x oluşumu gerçekleşmektedir. İdeal HCCI yanma işleminde, yanma odasının genelinde ve bölgesel alanlarındaki HFK ve sıcaklık oranlarında bir farklılık olmadan, yüksek hava fazlalık oranı ile hava/yakıt karışımı homojen olarak hazırlanmaktadır. Homojen ve fakir dolgunun sıkıştırılması ile yanma odasındaki karışımının tümünün eşzamanlı olarak kendi kendine tutuşması sağlanabilmektedir. Böylece zengin yakıt karışım bölgeleri mevcut olmadan, is oluşumuna neden olan öncü moleküller önlenmekte ve yanma sırasında parlak olmayan alev meydana gelmektedir. Yüksek hava fazlalık oranı nedeni ile silindir içerisindeki bölgesel sıcaklıklar, buji ile ateşlemeli motorlardaki alev cephesinin önünde ya da dizel yakıt huzmesinin stokiyometrik bölgelerinden daha düşük olmaktadır [3].

Şekil 3.12. ve 3.13. incelendiğinde, hava fazlalık katsayısı düştükçe NO emisyon değerlerinin arttığı görülmektedir.



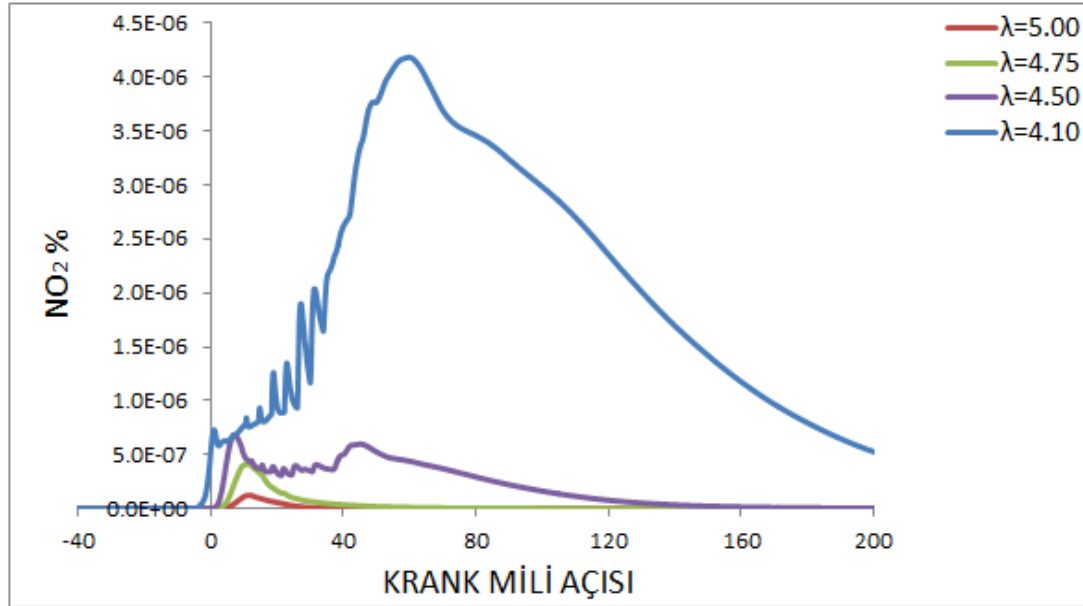
Şekil 3.12. Krank mili açısına göre model azotmonoksit oluşumu [$P_{em}= 2$ bar, $T_{em}= 80^{\circ}\text{C}$]

Hava giriş sıcaklığı 80°C 'de HFK 4.1 değeri ve YSG 250°C 'de HFK 3 değerlerindeki ani artış düşük HFK'da silindir içerisindeki ani sıcaklık artışından kaynaklanmaktadır.



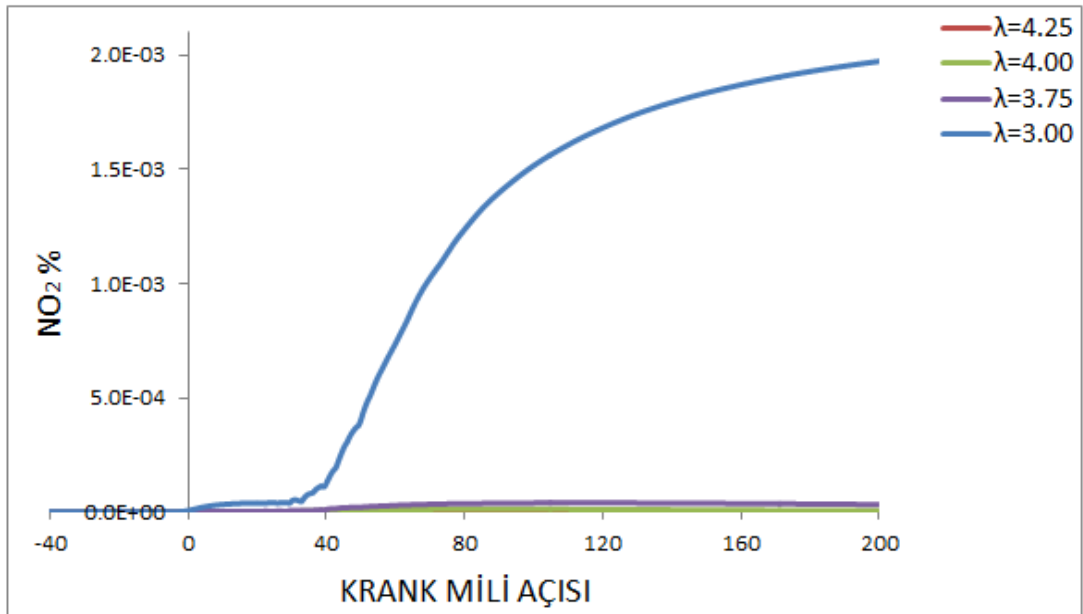
Şekil 3.13. Krank mili açısına göre model azotmonoksit oluşumu [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}\text{C}$]

NO₂ emisyonları içinde benzer şekilde hava fazlalık katsayısı düştükçe emisyon değeri artmaktadır.



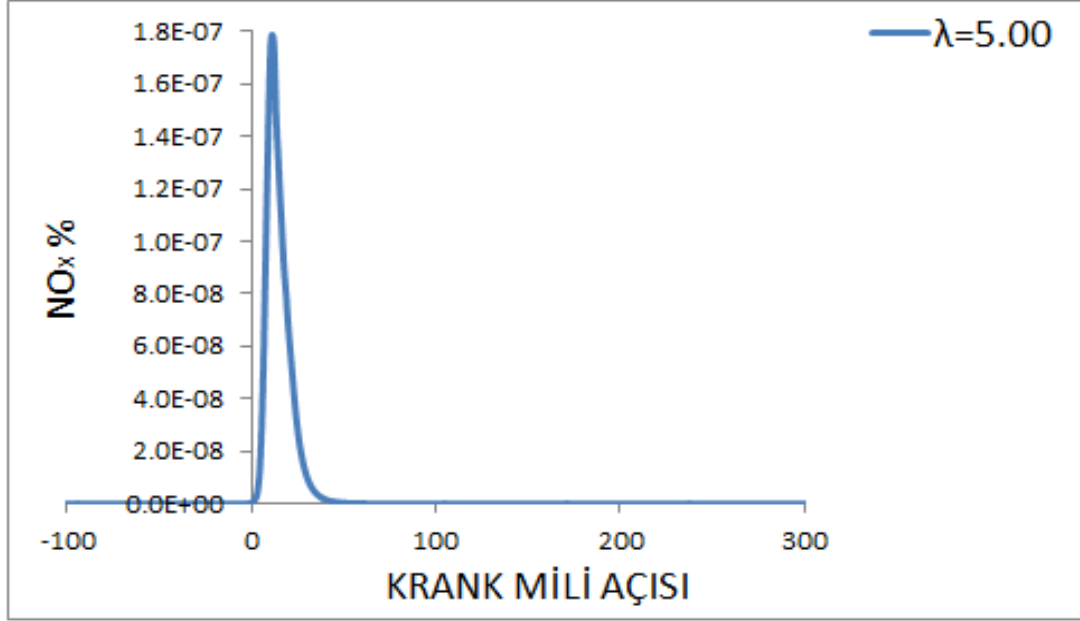
Şekil 3.14. Krank mili açısına göre model azotdioksit oluşumu [$P_{em} = 2 \text{ bar}$, $T_{em} = 80^\circ\text{C}$]

Şekil 3.14. ve 3.15. incelendiğinde yakıt giriş sıcaklığı arttıkça NO₂ emisyon değerindeki artış görülmektedir.

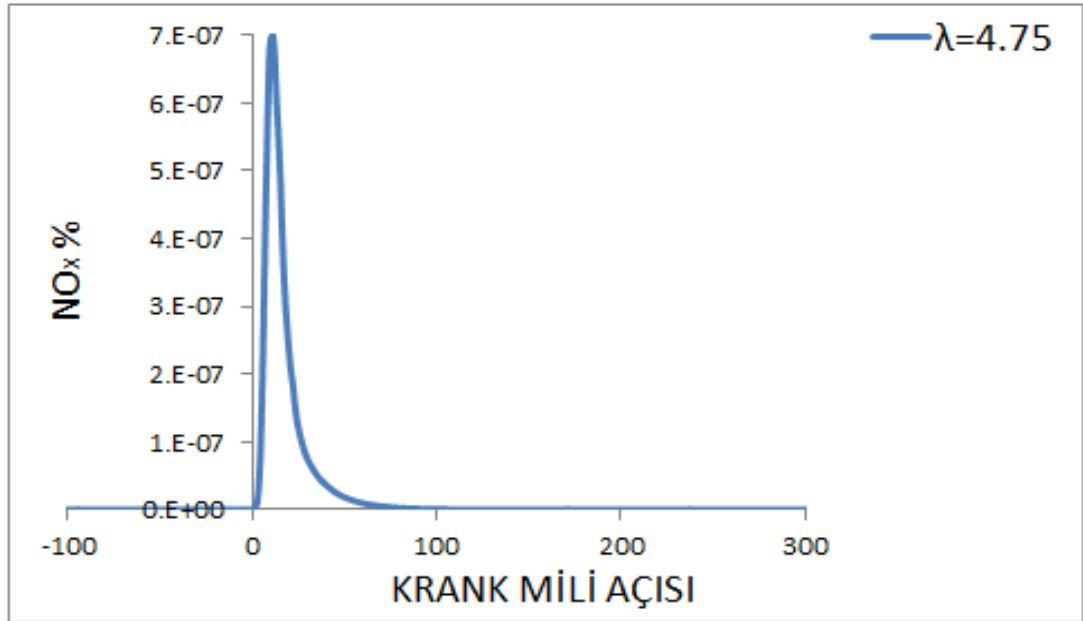


Şekil 3.15. Krank mili açısına göre model azotdioksit oluşumu [$P_{em} = 1 \text{ bar}$, $T_{em} = 250^\circ\text{C}$]

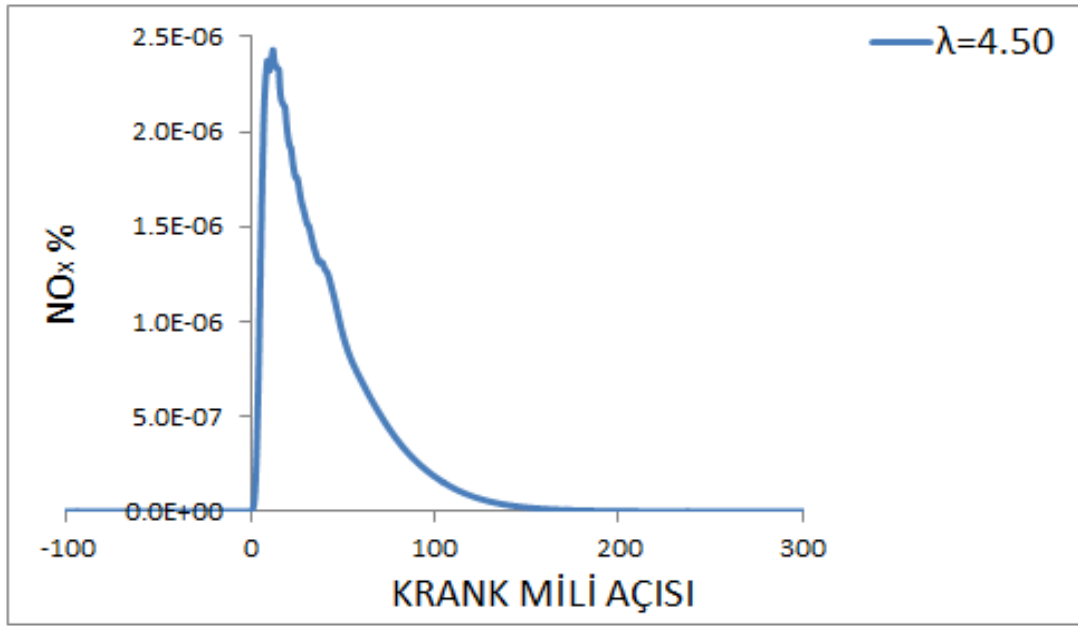
Analiz sonuçlarında; modelin 120 krank mili açısında egzoz supabının açılmasından itibaren 360 krank mili açısına kadar ki ortalama NO ve NO₂ bileşenlerinin değerleri toplanarak şekil 3.16., 3.17., 3.18., 3.19., 3.20., 3.21., 3.22. ve 3.23.'de NO_x değeri elde edilmiştir.



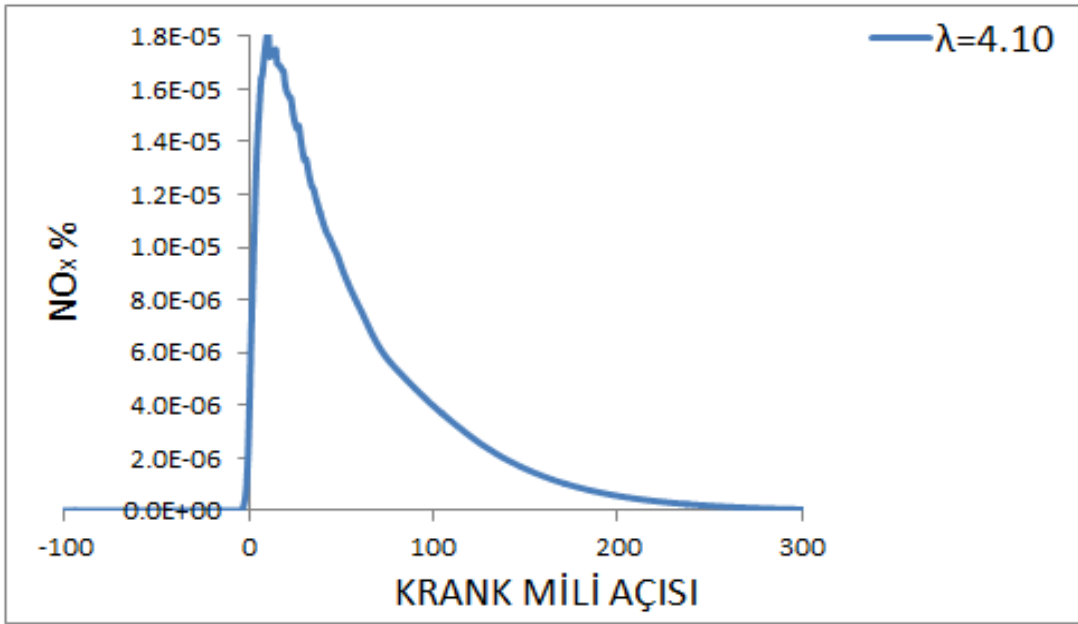
Şekil 3.16. KRank mili açısına göre model NO_x oluşumları [P_{em}= 2 bar, Tem= 80°C, λ=5.00]



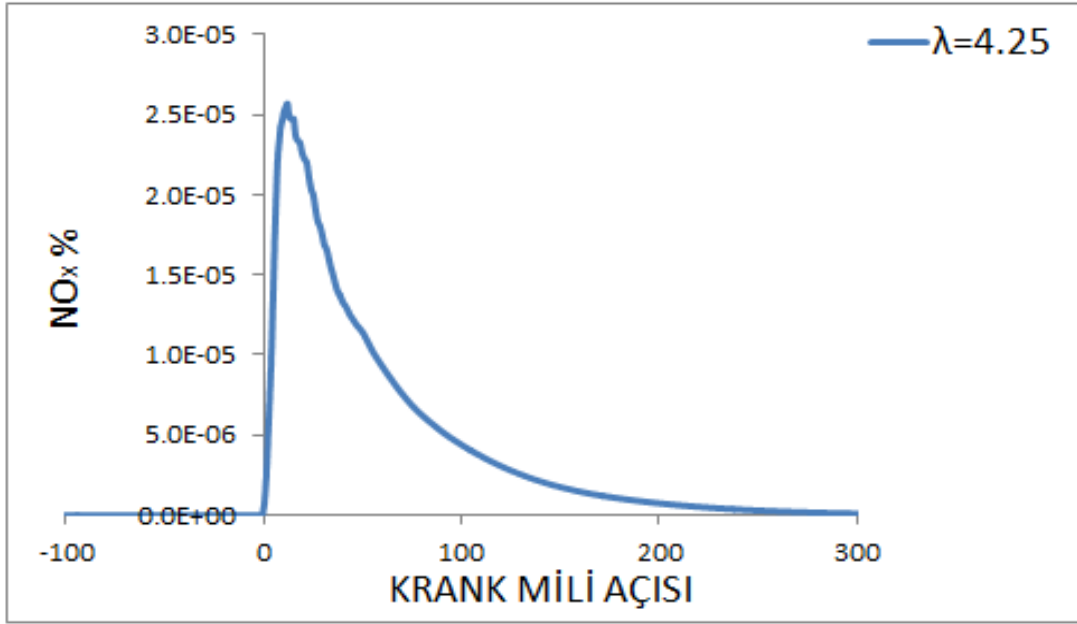
Şekil 3.17. KRank mili açısına göre model NO_x oluşumları [P_{em}= 2 bar, Tem= 80°C, λ=4.75]



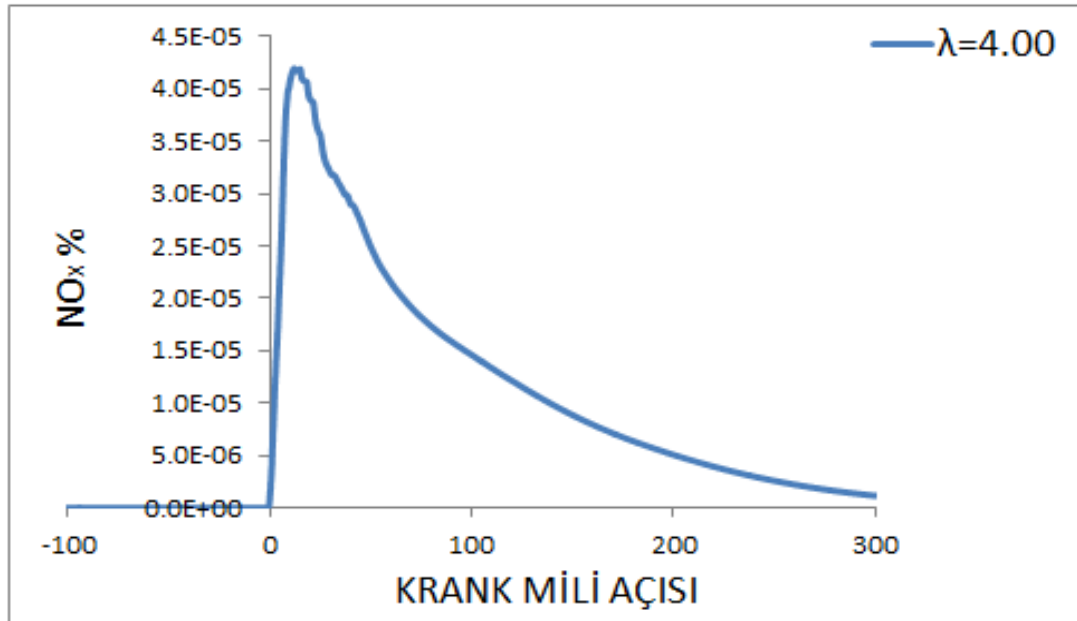
Şekil 3.18. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}=2$ bar, $T_{em}=80^{\circ}\text{C}$, $\lambda=4.50$]



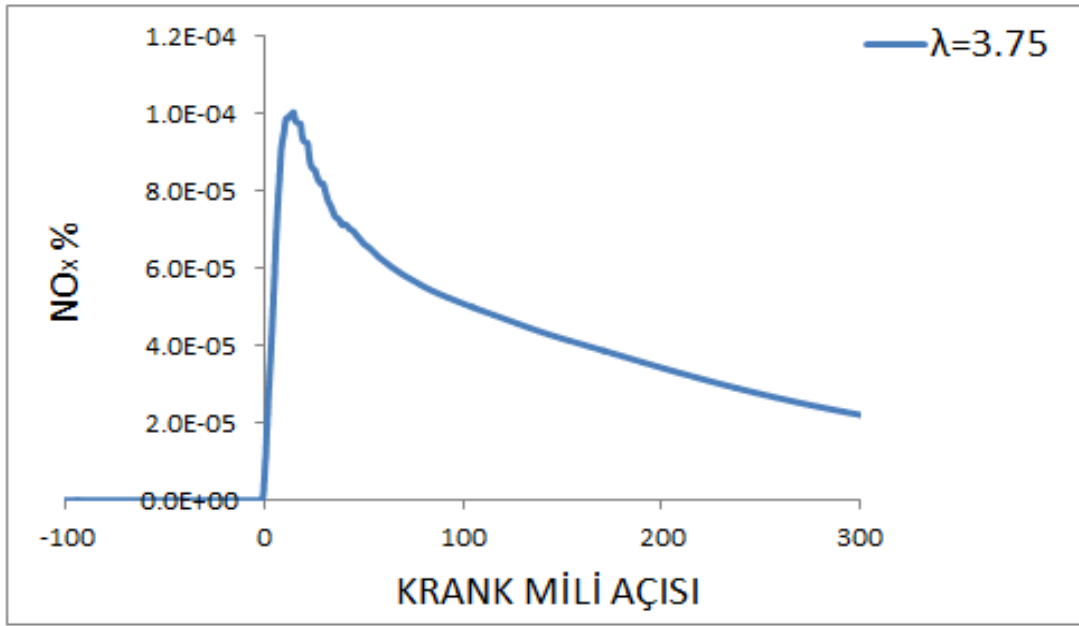
Şekil 3.19. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}=2$ bar, $T_{em}=80^{\circ}\text{C}$, $\lambda=4.10$]



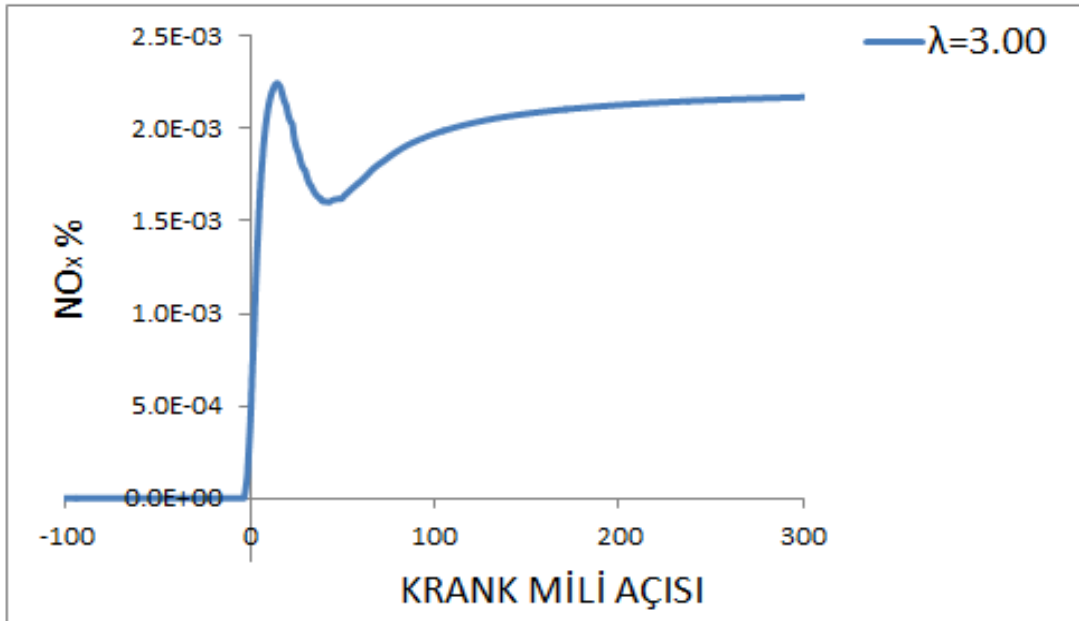
Şekil 3.20. KRank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}\text{C}$, $\lambda=4.25$]



Şekil 3.21. KRank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}\text{C}$, $\lambda=4.00$]



Şekil 3.22. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 1 \text{ bar}$, $T_{em}= 250^\circ\text{C}$, $\lambda=3.75$]



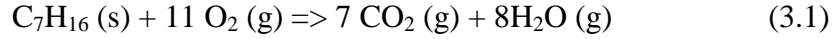
Şekil 3.23. Krank mili açısına göre model NO_x oluşumları [$P_{em}= 1 \text{ bar}$, $T_{em}= 250^\circ\text{C}$, $\lambda=3.00$]

3.2.3.5. Silindir içerisindeki yakıt tüketimi

N-heptan (C_7H_{16}) ve I-oktan (C_8H_{18}) olan yakıtlar 250°C hava giriş sıcaklığı için yaklaşık -10 krank mili açısında, 80°C hava giriş sıcaklığı için -23 krank mili

açısında çevrim içerisinde yanmaya başladığı görülmektedir. Sırası ile yaklaşık 6 ve 0 krank mili açısında yakıtlarımızın neredeyse tamamı tükenmektedir.

Heptan (C_7H_{16}), alkanlar sınıfından olan doymuş bir hidrokarbondur. Erime noktası $-90,61\text{ }^\circ\text{C}$, kaynama noktası ise $98,42\text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Yanma tepkimesi aşağıdaki gibidir:



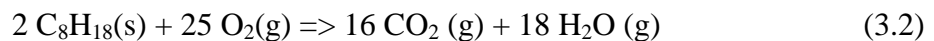
Oktan sayısı, teknik anlamıyla, benzinin vuruntu kalitesinin değerlendirilmesi için kullanılan bir ölçüttür. Bir yakıtın oktan sayısı, yanma kalitesinin ve özellikle de zor koşullara dayanma yeteneğinin ölçüsüdür. Araç performansının düşmesinden ve motorun hasar görmesinden kaçınmak için benzinin motora uygun bir oktan kalitesine sahip olması gerekmektedir. Motorlarda kullanılacak benzin, motorun yapısına ve teknolojisine göre seçilir.

Benzinli motorlarda sıkıştırma zamanında silindir içerisindeki yakıt hava karışımının sıcaklığı sıkıştırmadan dolayı artar. Bu sıcaklık artışından dolayı, karışımın zamanından (buji ateşlenmeden) önce tutuşması vuruntuya neden olur. Vuruntu motorun performansını düşüren ve de ömrünü azaltan bir durumdur.

Vuruntunun olmaması için benzinin daha zor tutuşması sağlanmalıdır. Benzinin "oktan sayısı" ne kadar fazla ise o benzin o kadar zor tutuşur. Bu yüzden yüksek oktanlı benzin vuruntuya karşı daha dirençlidir.

Aynı zamanda benzinin zor tutuşması (yani oktan sayısının gereğinden fazla olması) da istenmeyen bir durumdur. Çünkü bujinin ateşlendiği anda benzinin tutuşması istenir. Oktan sayısı ne kadar fazla ise benzinin gerektiği anda tutuşması o kadar zor ya da geç olur. Bu da motorun performansını düşüren bir durumdur.

Benzinin ana bileşeni oktanın, C_8H_{18} , erime noktası $-57\text{ }^\circ\text{C}$, kaynama noktası ise $125,7\text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Yanma tepkimesi aşağıdaki gibidir:

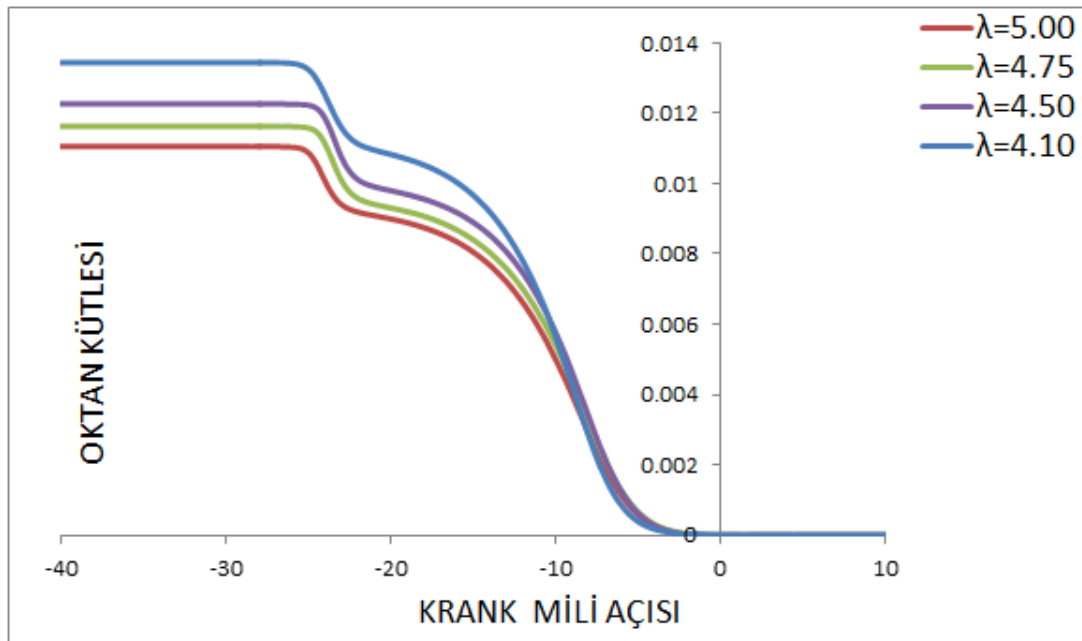


Yapılan analizler deneysel verilerle karşılaştırıldığında basınç, sıcaklık ve emisyon değerlerinin iyi sonuç vermesi için yakıtın tüketiminin aynı krank mili açılarının olmaları önemlidir. Tablo 3.9. incelendiğinde model ve deneysel sonuçlarda yakıtın yanma esnasında azalarak yüzdesel olarak 10 ve 50 seviyesine hangi krank mili açısında geldiği karşılaştırılmıştır. % 0.02-1.53 aralığında son derece iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

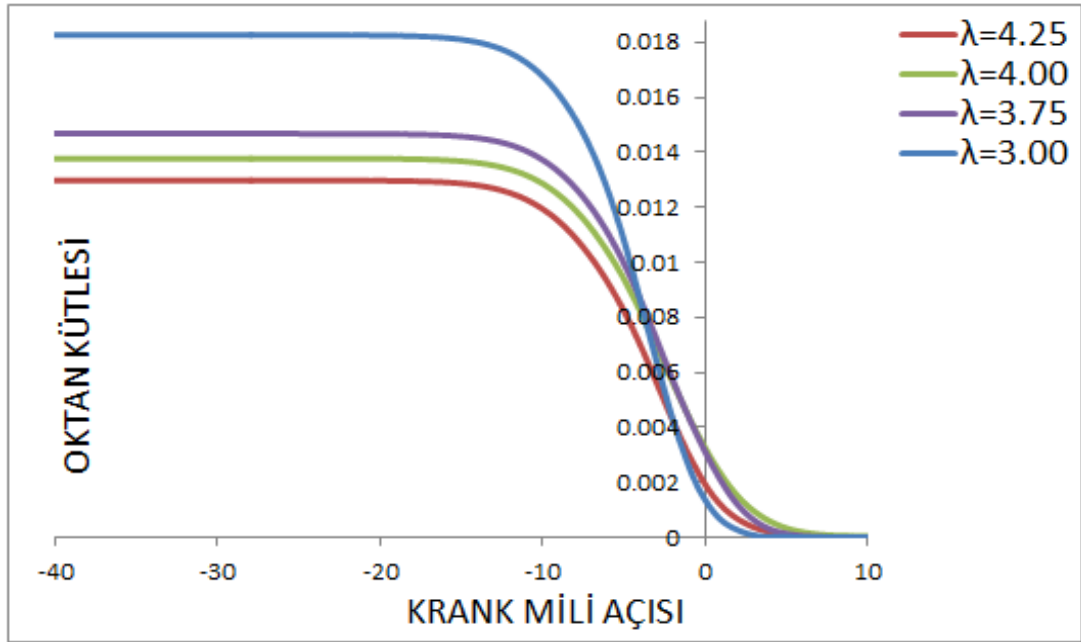
Tablo 3.9. Farklı HFK'da deney ve model yakıt tüketimlerinin (%10 ve %50) ⁰KMA'na göre karşılaştırılması

HAVA FAZLALIK KATSAYILARI	CA10		% FARK	CA50		% FARK
	DENEY	MODEL		DENEY	MODEL	
4.10 [P _{em} = 2 bar, T _{em} = 80°C]	-10.46	-6.19	0.59	-3.02	-2.61	0.06
4.50 [P _{em} = 2 bar, T _{em} = 80°C]	-15.33	-6.13	1.28	-1.84	-1.96	0.02
4.75 [P _{em} = 2 bar, T _{em} = 80°C]	-16.96	-5.98	1.53	-0.88	-1.03	0.02
5.00 [P _{em} = 2 bar, T _{em} = 80°C]	-17.51	-6.47	1.53	-0.11	-1.39	0.18
3.00 [P _{em} = 1 bar, T _{em} = 250°C]	-2.57	-0.13	0.34	-0.83	-0.42	0.06
3.75 [P _{em} = 1 bar, T _{em} = 250°C]	0.30	-0.88	0.16	2.89	2.08	0.11
4.00 [P _{em} = 1 bar, T _{em} = 250°C]	0.18	-1.67	0.26	2.96	2.41	0.08
4.25 [P _{em} = 1 bar, T _{em} = 250°C]	-0.94	-2.39	0.20	1.76	1.01	0.10

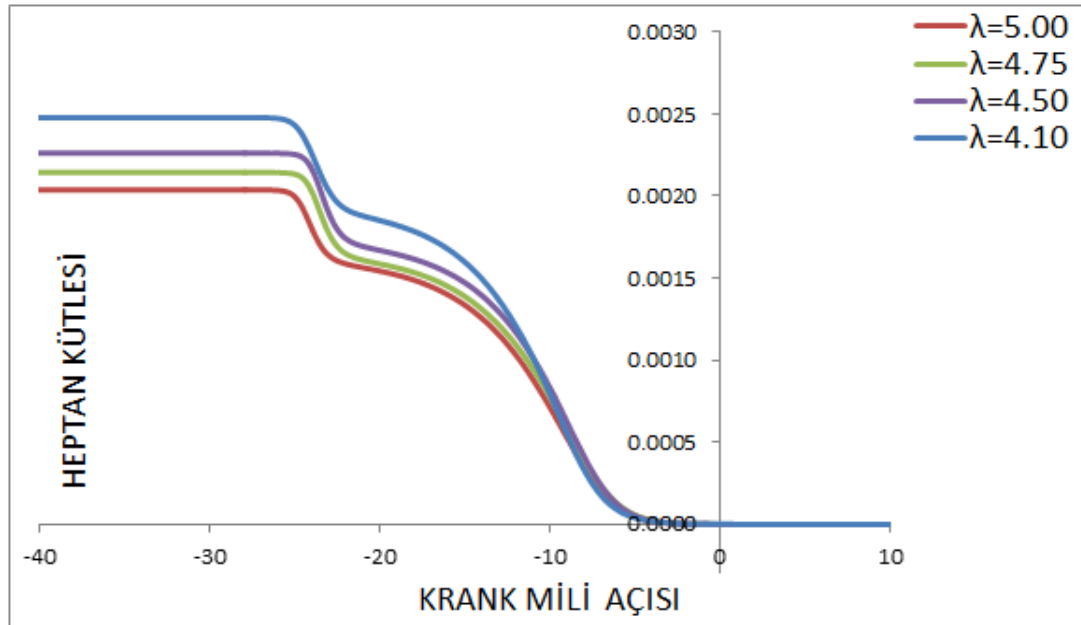
Aşağıdaki yakıt tüketim grafikleri incelendiğinde hava giriş sıcaklığı arttıkça yanmanın daha geç başladı ve bittiği görülmektedir.



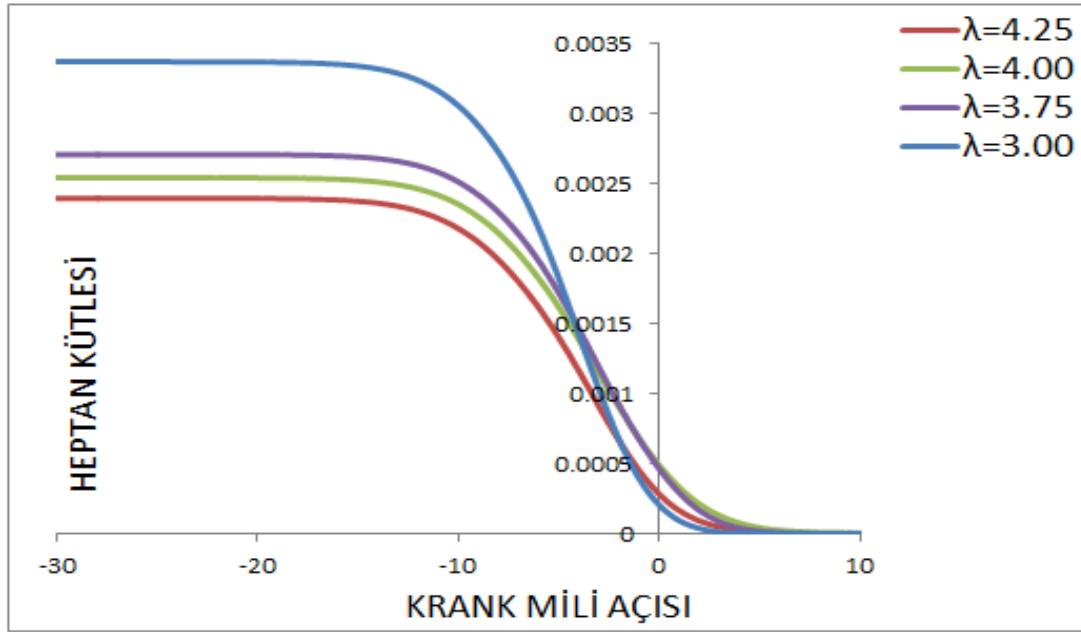
Şekil 3.24. Krank mili açısına göre model 1-oktan (C₈H₁₈) tüketimi [P_{em}= 2 bar, T_{em}= 80°C]



Şekil 3.25. Krank mili açısına göre model 1-oktan (C_8H_{18}) tüketimi [$P_{em}=1$ bar, $T_{em}=250^\circ C$]



Şekil 3.26. Krank mili açısına göre model n-heptan (C_7H_{16}) tüketimi [$P_{em}=2$ bar, $T_{em}=80^\circ C$]



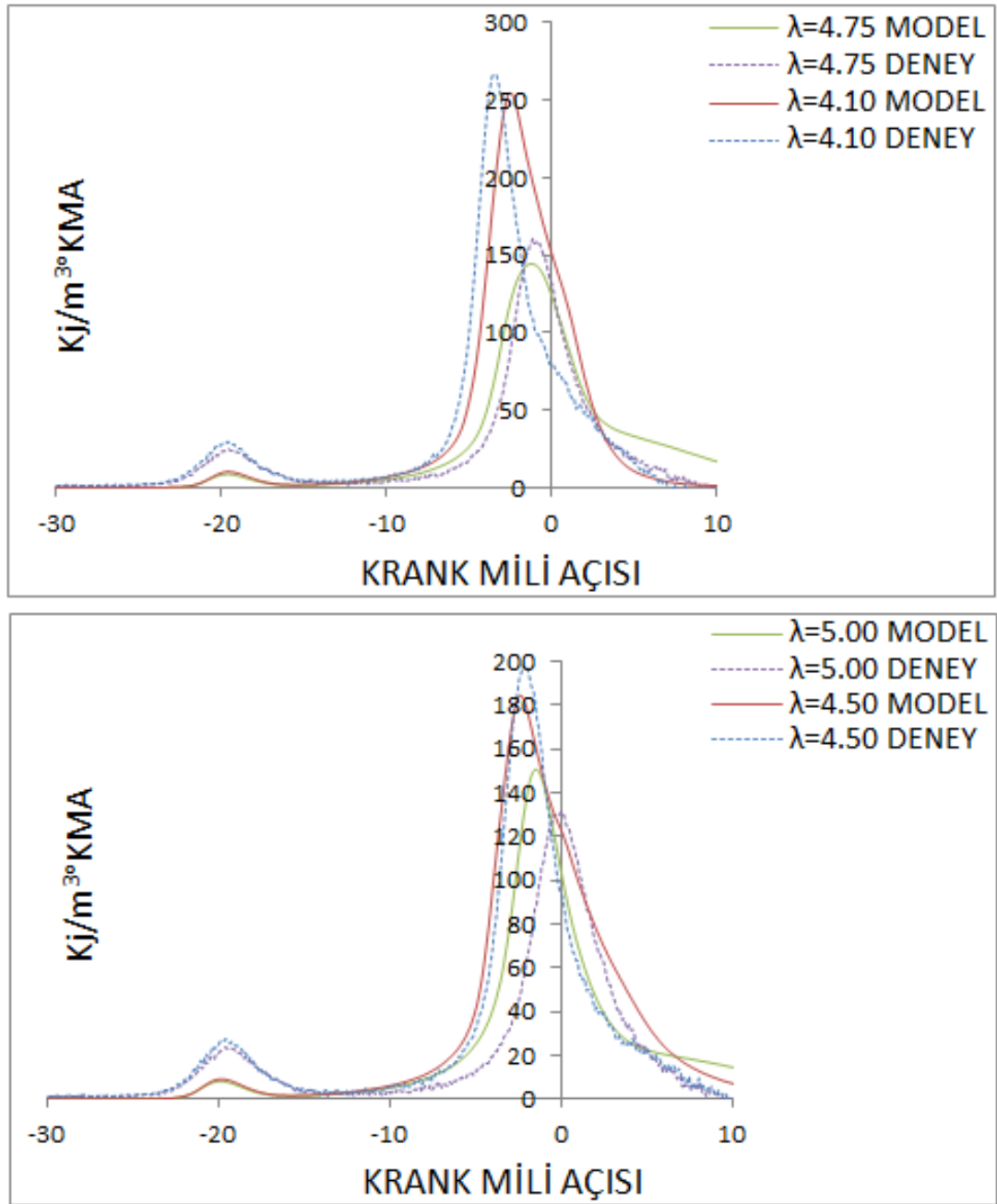
Şekil 3.27. Krank mili açısına göre model n-heptan (C_7H_{16}) tüketimi [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^\circ C$]

3.2.3.6. Silindir içerisindeki ısı yayılımı

İki farklı hava giriş sıcaklığı ve dörder farklı hava fazlalık katsayıları için model ve deneysel ısı yayılım grafikleri Şekil 3.28. ve 3.29.'de karşılaştırılmıştır.

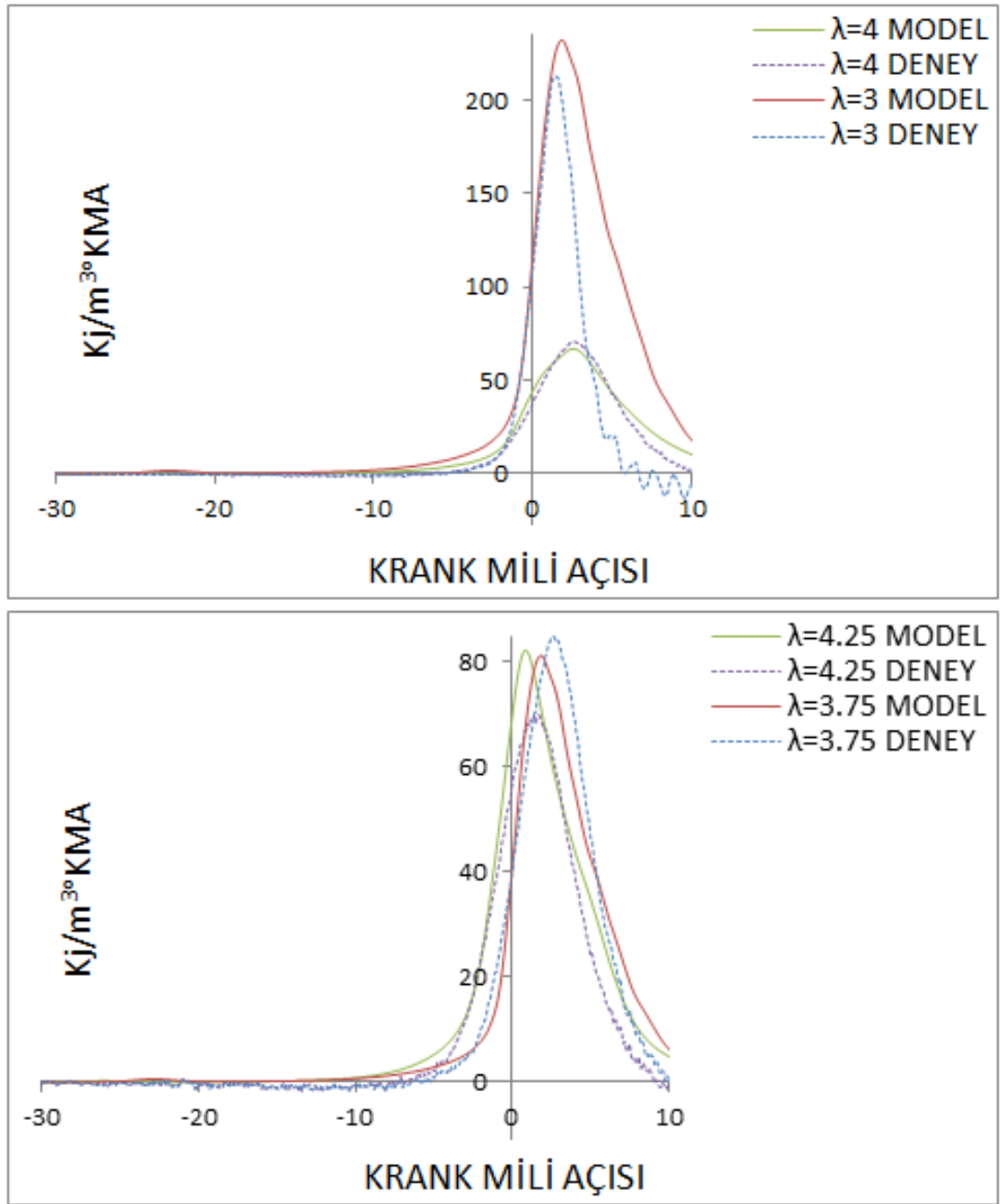
Şekil 3.28.'de ÜÖN'ya $20^\circ KMA$ kala düşük sıcaklık yanması (soğuk alev bölgesi) meydana gelmektedir. Daha sonra ön karışım yanma fazı meydana gelmekte ve yanmanın bu fazda tamamlandığı görülmektedir. Bu şekli ile tipik bir HCCI ısı dağılım eğrisi meydana gelmektedir. Düşük sıcaklık yanması 800 K civarında meydana gelirken ana yanma fazının 1000 K civarında başladığı bilinmektedir [82]. Düşük sıcaklık yanmasından hemen sonra Negatif Sıcaklık Bölgesi oluşmakta, bu bölgede sıcaklık artarken reaksiyonların tümünde bir azalma görülmektedir.

Şekil 3.29. incelendiğinde (-2) - $(+2)^\circ KMA$ aralığında ön karışım yanma pikinin hemen arkasından daha küçük ikinci bir yanma pikinin oluştuğu görülmektedir. Ön karışım yanma periyodunda açığa çıkan enerji miktarı arttıkça maksimum silindir basıncında artış meydana gelmektedir.



Şekil 3.28. Krank mili açısına göre ısı yayılımı [$P_{em} = 2$ bar, $T_{em} = 80^\circ C$]

Şekil 3.28. ve 3.29. incelendiğinde hava giriş sıcaklığının artmasıyla maksimum ısının oluştuğu krank mil açısının üst ölü noktanın sağına doğru kaydığı görülmektedir.



Şekil 3.29. Krank mili açısına göre ısı yayılımı [$P_{em}= 1$ bar, $T_{em}= 250^{\circ}C$]

BÖLÜM 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Silindir içi yanma modelinde asıl amaç silindir içinde piston alt ölü noktada iken hali hazırda bulunan hava-yakıt karışımının sıkışma esnasında nasıl bir yanma rejimi izlediğinin incelenmesiydi. Yanma sonucu silindir içinde oluşan yüksek basınç ve sıcaklığın her bir °KMA' ya göre programda bulunması ve deneysel basınç verileri ile karşılaştırılması hedeflendi. Karşılaştırılan veriler sonucunda deneysel çalışma ile olan uygunluğa göre yanma esnasında ve sonucunda ortaya çıkan kimyasal tepkimeler ve ürünlerin incelenmesi amaçlandı. Her bir analiz sonucu deneysel sonuçlarla kıyaslanarak sunulmuştur.

Karşılaştırma sonucunda deneysel basınç, sıcaklık, emisyon ve ısı yayılımı grafikleri ile SRM Suite programından elde edilmiş grafikler kıyaslandığında çok yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Program 0 boyutlu yanma analizi yapmasına rağmen 3 boyutlu analiz yapan programlara çok yakın performans sergilemiştir.

4.1. Elde Edilen Sonuçların Değerlendirilmesi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri karmaşık hesaplama yöntemleri içeren, analiz sonuçlarını birçok etkenin önemli ölçüde etkilediği, tüm fiziksel ve kimyasal etkileri göz önünde bulundurulması gerektiği çalışmalardır. Özellikle bu çalışmadaki gibi çok fazla etkenin analizi yapılan olaya etki ettiği durumları çözmek çok daha ayrıntılı bir çözüm metodunu gerektirmektedir. Yapılan analiz esnasında da görüldüğü üzere ayrıntılı yanma mekanizması yerine çözüme genel bir yöntemle ulaşma arasında çok önemli farklar olduğu bilinmektedir. Yanma olayı anında oluşan kimyasal reaksiyonların her bir kimyasal tepkime için ayrı ayrı verilmesi ve her bir

ağ yapısı içinde ve gerçekleşen her tepkime için çözüm yapılması sonuçlara önemli ölçüde olumlu etkide bulunmuştur.

Elde edilen tüm bu verilerin ışığında her ne kadar yapılan analizler 0 boyutlu programda yapılmış olsa da sonuçların deneysel sonuçlara yakın olduğu söylenebilir. Özellikle sıkıştırma anında ve yanma başlangıcına kadar büyük uyumluluk göstermektedir. Yanma esnasında da verilerin kabul edilir oranda uyumlu olduğu görülmektedir. Yanma sonunda ise basıncın deneysel verilere göre biraz yüksek çıkması supaplardan olan kaçakların göz ardı edilmesinden dolayı olduğunu varsayabiliriz.

Basıncın yanında elde edilen sıcaklık ve yanma ürünlerinin kütle oranlarının değerleri beklendiği gibi çıkmıştır. Yakıt hızlı bir şekilde tamamen tükenmiş, CO beklenen anda türeyip, tükenmiş, oksijen beklendiği düzeyde harcanmış ve karbondioksit ise beklendiği oranda oluşmuştur. Yine de verilerin daha sağlıklı olması için model ve analiz için kullanılan tekniğinin ve matematiksel modellerin geliştirilmesi gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

SRM Suite programı stokastik reaktör model özelliğinden dolayı yani silindir içi hacimde kendi belirlediği noktalara partikül atayarak 3 boyutlu bir program kadar doğru analiz sonuçları verebilmektedir. SRM Suite programında sınırsız büyüklükte kimyasal mekanizma kullanılabilir olması ve analiz süresinin 3 boyutlu programlara nispeten kısa sürmesi büyük bir avantajdır.

KAYNAKLAR

- [1] JACOBS, T. J., ASSANIS, D. N., “The attainment of premixed compression ignition low-temperature combustion in a compression ignition direct injection engine”, Proceedings of the Combustion Institute, Cilt 31, 2913-2920, 2007.
- [2] ALKIDAS, A. C., “Combustion advancements in gasoline engines”, Energy Conversion and Management, Cilt 48, Sayı 11, 2751-2761, 2007.
- [3] BAUMGARTER, C., “Mixture formation in internal combustion engines”, Springer, Heat and Mass transfer series, 253-286, 2006.
- [4] TREE, D. R., SVENSSON K.I., “Soot processes in compression ignition engines”, Progress in Energy and Combustion Science, Cilt 33, 272-309, 2007.
- [5] KIM, D. S., KIM, M.Y., LEE, C. S., “Reduction of Nitric Oxides and Soot by Premixed Fuel in Partial HCCI Engine”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Cilt 128, 497-505, 2006.
- [6] MA, J., LU, X., JI, L., HUANG, Z., “An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel”, Journal of Thermal Sciences, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.007, 2007.
- [7] XINGCAI L., WEI C., LIBIN J. AND ZHEN H., “The Effects of External Exhaust Gas Recirculation and Cetane Number Improver on the Gasoline Homogenous Charge Compression Ignition Engines”, Combustion Science and Technology, 178, 1237–1249, 2006.
- [8] YASAR H., SOYHAN, H. S., WALMSLEY H., HEAD B. AND SORUSBAY C., “Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling”, Applied Thermal Engineering, Volume 28, Issues 11-12, Pages 1284-1290, August 2008.
- [9] SOYHAN H. S., YASAR H., WALMSLEY H., HEAD B., SORUSBAY C., KALGHATGI G., “Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modelling”, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issues Pages 541-549, 2-3. February 2009.
- [10] KIM, D. S., LEE, C. S., “Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR”, Fuel, Cilt 85, 695-704, 2006.

- [11] KIM, D. S., KIM, M. Y, LEE, C. S., “Combustion and Emission Characteristics of Partial Homogeneous Charge Compression Ignition Engine”, *Combustion Science and Technology*, Cilt 177, 107-125, 2005.
- [12] LEE, C. S., LEE, K. H., KIM D. S., “Experimental and numerical study on the combustion characteristics of partially premixed charge compression ignition engine with dual fuel”, *Fuel*, Cilt 82, 553-560, 2003.
- [13] SHAVER, G. M., ROELLE, M. J., Gerdes J. C., “Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation”, *Control Engineering Practise*, Cilt14, Sayı 3, 213-222, 2006.
- [14] YEOM, K., JANG, J., BAE, C., “Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine”, *Fuel*, Cilt 86, Sayı 4, 494-503, 2007.
- [15] MEGARITIS, A., YAP, D., WYSZYNSKI, M. L., “Effect of inlet valve timing and water blending on bio ethanol HCCI combustion using force induction and residual gas trapping”, *Fuel*, Cilt87, Sayı 6, 732-739, 2008.
- [16] IIDA, M., HAYASHI, M., FOSTER, D. E., MARTIN, J. K., “Characteristics of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation for variations in compression ratio, speed, and intake temperature while using n-butane as a fuel”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of The Asme*, Cilt125, Sayı 2, 472-478, 2003.
- [17] SHI L., CUI Y., DENG K, PENG H. AND CHEN Y., “Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR)”, *Energy*, Cilt 31, 2665–2676, 2006.
- [18] XINGCAI, L., YUCHUN, H., LINLIN, Z., ZHEN, H., “Experimental study on the auto-ignition and combustion characteristics in the homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion operation with ethanol/n-heptane blend fuels by port injection”, *Fuel*, Cilt 85, 2622–2631, 2006.
- [19] YAP D., KARLOVSKY J., MEGARITIS A., WYSZYNSKI M.L., XU H., “An investigation into propane homogeneous charge compression ignition(HCCI) engine operation with residual gas trapping”, *Fuel*, 84, 2372–2379, 2005.
- [20] MORSY, M. H., “Ignition control of methane fueled homogeneous charge compression ignition engines using additives”, *Fuel*, Cilt 86, Sayı 4, 533-540, 2007.
- [21] LU, X., JIA, L., ZUA, L., HOUA, Y., HUANGA, C., HUANG, Z., “Experimental study and chemical analysis of n-heptane homogeneous charge compression ignition combustion with port injection of reaction inhibitors”,

- Combustion and Flame, Cilt 149, Sayı 3, 261-270, 2007.
- [22] YASAR, O., “Computational Engine Modeling”, Oak Ridge National Laboratory Review, 3 & 4 (30), 1997.
- [23] WANG, Z., SHUAI, S., WANG, J., TIAN, G., “A computational study of direct injection gasoline HCCI engine with secondary injection”, Fuel, 12-13 (85): 1831-1841, 2006.
- [24] Internet: ACIKGOZ, A., GELISLI, M.O., OZTURK, E., “Otomotiv Endüstrisinde Hesaplamalı Uygulamaları”, http://www.anova.com.tr/upload/files/1236356868r9071.makale_otomotiv.pdf, Erişim Tarihi: 16.11.2014.
- [25] <http://img143.imageshack.us/img143/6264/123hn0.jpg>, Erişim Tarihi: 2010.
- [26] COSKUN, G., CFD kullanılarak bir HCCI motorun iki boyutlu modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010.
- [27] TOKSOZ, S., Bir dizel motorunda yanma olayının analizi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010.
- [28] HARLOW, F. H., NAKAYAMA, P. I., Transport of turbulence energy decay rate. Combust. Flame, 30:45-319. 1968.
- [29] JONES, W. P., LAUNDER, B.E., The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. Int. J. Heat Mass Transfer, 15:301- 314,1972.
- [30] LAUNDER, B. E., SPALDING, D. B., The numerical computation of turbulent flows. Comp. Methods in Appl. Mech. and Eng., 3:269-89, 1974.
- [31] TANNER, F. X., REITZ, R. D., Scaling aspects of the characteristic time combustion model in the simulation of diesel engines. SAE Technical Paper 1999-01-1175, 1999.
- [32] YAKHOT, V., SMITH, L. M., The renormalization group, the 5-expansion and derivation of turbulence models. J. Sri. Comp., 7:35-61. 1992.
- [33] HAN, Z. Y., REITZ, R. D., Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG models. Combust. Sri. and Tech., 106:267-295, 1995.
- [34] BIANCHI, G. M., MICHELASSI, V., REITZ, R. D. Modeling the isotropic turbulence dissipation in engine flows by using the linear k-e model. In Proc. ICE Division of ASME, October 1999.
- [35] BORGMAN, G. L., RAGLAND, K. W., Combustion Engineering, McGraw Hill, International Ed., New York, USA, 1-444, 1998.
- [36] DIESEL, R., DE patent 67207:”Arbeits ver fahren und Ausführungsart für

- Verbrennungs kraft maschinen”pg 4, 1999.
- [37] LEDUC M., “Biography of Rudolph Diesel”, 1999.
- [38] SCANIA fordonshistoria 1891-1991 (year=1992 language=Swedish isbn=91-7886-074-1 Translated title: Vehicle history of Scania 1891), 1991.
- [39] VOLVO “Lastbilarna igar och idag (language=Swedish) isbn=91 86442-76-7 Translated title: Volvo trucks yesterday and today), 1987.
- [40] STONE, R., Introduction to Internal Combustion Engines 3rd ed., SAE International, Inc., England, 1-611, 1999.
- [41] ONISHI S, JO S.H., SHODA K, JO P.D., KATO S., Active thermo atmosphere combustion (ATAC) a new combustion process for internal combustion engines. SAE 790501, 2003.
- [42] NOGUCHI M, TANAKA Y, TANAKA T, TAKEUCHI Y. A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion. SAE 790840, 2001.
- [43] NAJT, P. M., FOSTER, D. E., Compression-ignited homogeneous charge combustion. SAE 830264, 2003.
- [44] THRING, R. H., Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. SAE 892068, 2004.
- [45] BRUN, G., BUFFAT, M., JEANDEL, D., “Flow characteristics in a port cylinder assembly predicted by a finite-element method with turbulence modeling. “, In Refined flow Modeling and Turbulence Measurement, Proceeding of The 3rd Int. Symp., Tokyo (IAHR), 1988.
- [46] AITA, S., TABBAL, A., MUNCK, G., FUJIWARA, K., HONGO, H., TAMURA, E., OBANA, S., “Numerical simulation of port-valve-cylinder flow in reciprocating engines”, SAE paper 900820, 1990.
- [47] MARGERY, R., NGNO, E., VAFIDIS, C., The effect of inlet duct length on the in-cylinder air motion in a motored diesel engine. SAE Paper No. 900057, 1999.
- [48] ZHANG L, MINAMI, T., TAKATSUKI, T, YOKOTA, K., An analysis of the combustion of a DI diesel engine by photograph processing. SAE Paper No. 930594, 2009.
- [49] LEYLEK, J., TAYLOR, W., TRAN, L. T., RONALD, D. S., Advanced computational methods for predicting flow losses in intake regions of diesel engines. SAE Paper No. 970639, 2010.

- [50] BORGNAKKE, C., DAVIS, G. C., TABACZYNSKI, R. J., Predictions of in cylinder swirl velocity and turbulence intensity for an open chamber cup in piston engine. SAE Paper No. 810224, 2009.
- [51] KLEIN, A specific heat ratio model and compression ratio estimation. Licentiate thesis, Vehiculer Systems, Linköping University, 2004.
- [52] MURAD, N. M., NASER, J., ALAM F, Watkins S. Simulation of vehicle A-pillar aerodynamics using various turbulence models. SAE Paper No. 2004-01-0231, 2004.
- [53] PAYRI, F., BENAJES, J., MARGOT, X., GIL, A., CFD modeling of the in cylinder flow in direct-injection Diesel engines, Computers & Fluids Volume 33, Issue 8, Pages 995-1021, 2004.
- [54] BEDFORD, F., HU, X., SCHMIDT, U., In cylinder combustion modeling and validation using Fluent, 2005.
- [55] COLUCCI, P. J., LEE, D., LIM, C. K., GOLDIN, G., In Cylinder Engine Modeling Developments at Fluent, Fluent Incorporated Lebanon, 2011.
- [56] HEYWOOD, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Singapore, 1-915, 1988.
- [57] PULKRABEK, W. W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, Prentice Hall, New Jersey, ABD, 1997.
- [58] KODAH, Z. H., SOLIMAN, H. S., QUADGS, A. JAHMANY, M., Combustion in a spark ignition engine, Applied Energy, 66 (3): 237-250, 2000.
- [59] <http://frmdost.com/teknik-servis/29261-diesel-motorlarinda-yanma.html>, Erişim Tarihi: 10.04.2010.
- [60] PULKRABEK, W.W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, 2nd ed., Prentice Hall, New Jersey, ABD, 1-369, 2004.
- [61] CHEN, C. J., JAW, S. Y., Fundamentals of Turbulence Modeling, Taylor and Francis, New York, U.S.A, 1-267, 1998.
- [62] WOSCHNI, G., A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper No: 670931, 1967.
- [63] JENKIN, R. J., JAMES, E. H., MALALASEKARA, W., Thermal Boundary Layer Modeling in Motored Spark Ignition Engine, SAE Paper No: 961965, 1996.

- [64] JENKIN, R., JAMES, E., MALALASEKERA, W., Predicting the Onset of End gas Auto ignition with a Quasi-Dimensional Spark Ignition Engine Model, SAE Paper No: 972877, 1997.
- [65] HAJIREZA, S., MAUSS, F., SUNDEN, B., A Three-Zone Model for Investigation of Gas Behavior in the Combustion Chamber of SI Engines in Relation to Knock, SAE, 01-0219, 1999.
- [66] AHMADI BEFRUI, B., "Analysis of flow evolution in the cylinders of motored reciprocating engines", PHD Thesis, University of London, 1985.
- [67] HEYWOOD, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, Singapore, 1998.
- [68] WESTBROOK, C. K., DRYER, F. L., Chemical Kinetics and Modeling of Combustion Processes, 18. Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Waterloo, Canada, August 17-22, 749-767, 1981.
- [69] CHEVALIER, C., PITZ, W. J., WARNATZ, J., WESTBROOK, C. K., and Mclenk, H., Hydrocarbon Ignition: Automatic Generation of Reaction Mechanism and Applications to Modeling of Engine Knock, 24. Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Sydney, Australia, July 5-10, 93-101, 1992.
- [70] WESTBROOK, C. K., PITZ, W. J., LEPPARD, W., The Auto ignition Chemistry of Paraffinic Fuels and Pro-Knock and Anti-Knock Additives: A Detailed Chemical Kinetic Study, SAE Paper No: 912314, 1991.
- [71] TOWERS, J. M., HOEKSTRA, R. L., Engine Knock, A Renewed Concern in Motorsports-A Literature Review, SAE Transactions, Journal of Engines, 3, No: 983026, 2343-2353, 1998.
- [72] LI, H., MILLER, D. L., CERNANSKY N. P., Development of a Reduced Chemical Kinetic Model for Prediction Reactivity and Auto ignition of Primary Reference Fuels, SAE Paper No: 960498, 1996.
- [73] MAUSS, F., Chemical Kinetics Lecture Notes, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden, 1999.
- [74] ARCOUMANIS, C., BICEN, A. F., WHITELAW, J. H., Squish and Swirl-Squish Interaction in Motored Model Engines, Journal of Fluids Engineering, 1983.
- [75] WESTBROOK, C. K., MIZOBUCHI, Y., POINSOT, T. J., SMITH, P. J., WARNATZ, J., "Computational combustion", Proceedings of the Combustion Institute, 1 (30): 125-157, 2005.

- [76] C. ARCOUMANIS, T. KAMIMOTO “Flow and Combustion in Reciprocating Engines”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009.
- [77] J. MA, X. LU, L. JI, Z. HUANG., “An Experimental Study of HCCI-DI Combustion and Emissions in a Diesel Engine with Dual Fuel” International Journal of Thermal Sciences, 47, 1235–1242, 2008.
- [78] DEC, J.E., SJOBERG, M., “A Parametric Study of HCCI Combustion – the Sources of Emissions at Low Loads and the Effects of GDI Fuel Injection Reprinted From: Homogeneous Charge Compression Ignition”, SAE Paper, 2003-01-0752, 2003.
- [79] SJOBERG, M., DEC, J. E., “Combined Effects of Fuel-Type and Engine Speed on Intake Temperature Requirements and Completeness of Bulk-Gas Reactions for HCCI Combustion”, SAE Paper, 2003-01-3173, 2003.
- [80] SJOBERG, M., DEC, J. E., “An investigation into lowest acceptable combustion temperatures for hydrocarbon fuels in HCCI engines”, Proceedings of the Combustion Institute, 2 (30): 2719-2726, 2005.
- [81] K.A., Fakir Yanmalı buji ateşlemeli motorlarda hidrojen ilavesinin çevrimsel farklar ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri 2011.
- [82] J. R. ZUEHL, “Fuel Effects on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion”, M. Sc. Thesis, University of Wisconsin” Madison, 2009.

ÖZGEÇMİŞ

Enes Usta, 18.11.1985 de İstanbul'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini İstanbul'da tamamladı. 2008 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2009 yılı Eylül ayında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı. 2009-2012 yılları arasında TOKİ şantiyelerinde proje mühendisi pozisyonunda görev yaptı. 2012 yılında İstanbul Tersanesi Komutanlığında Kalite Güvence ve Tecrübe Müdürlüğü'nde Kalite Yönetim Uzmanı olarak göreve başladı ve halen burada görevine devam etmektedir.