

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

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA
MODELLEMESİNDE 0 VE 3 BOYUTLU SİMÜLASYON
YAZILIMLARININ PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Üsame DEMİR

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN

Haziran 2013

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA
MODELLEMESİNDE 0 VE 3 BOYUTLU SİMÜLASYON
YAZILIMLARININ PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ


Üsame DEMİR


Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 13 / 06 /2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN
Jüri Başkanı


Doç. Dr. İmdat TAYMAZ
Üye


Yrd. Doç. Dr. Mustafa YILMAZ
Üye

ÖNSÖZ

Yüksek lisans sürecinin tamamında bilgisi ve tecrübesiyle hiçbir desteği esirgemeyen danışmanım Sayın Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN'a çok teşekkür ediyorum. Mevcut çalışmanın, Türkiye'de konu ile ilgili araştırmaların yaygınlaşmasında faydalı olması ve yükseköğretimde uluslararası akademik sonuçları görebilme açısından bir örnek teşkil etmesi umulmaktadır. Çalışmalarım süresince beni maddi ve manevi olarak destekleyen Araştırma Görevlisi Gökhan Coşkun'a, Yrd Doç. Dr. Metin Varan'a, Aziz Bükey'e ve bugünlere gelmemdeki en büyük katkısı olan aileme teşekkür ediyorum.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ÖZET.....	x
SUMMARY	xi
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
1.1. İçten Yanmalı ve HCCI Motorlarda Genel Tarihçe.....	4
1.2. Konu Hakkında Önceden Yapılmış Çalışmalar	6
1.3. İçten Yanmalı Motorlarda Yanma	8
1.4. Modelleme.....	9
1.4.1. Akış ve yanma modellenmesi	11
1.4.2. Sıfır boyutlu yanma modelleri	15
1.4.3. Bir boyutlu yanma modelleri	17
1.4.4. Çok boyutlu yanma modelleri.....	18
BÖLÜM 2. YÖNTEM.....	20
2.1. Fiziksel Model.....	20
2.2. Matematiksel Model İçin Temel Denklemler.....	20
2.2.1. Silindir içi yanmanın denklemleri.....	22
2.3. Kimyasal Kinetik Model.....	25
2.4. Türbülans Model.....	26
2.4.1. Türbülans modelleme denklemleri.....	27
2.4.2. Türbülansın yanma üzerindeki etkileri.....	29

BÖLÜM 3. YANMA MODELLEMELERİNİN HCCI MOTORA	
UYGULANMA.....	31
3.1. Deneysel Model	31
3.2. HCCI Motorun Chemkin-Pro Programında Modellenmesi	32
3.2.1. Chemkin-Pro analiz sonuçları	34
3.3. HCCI Motorun SRM Suite Programında Modellenmesi	39
3.3.1. Başlangıç koşullarının belirlenmesi ve çözüme başlama.....	39
3.3.2. Model parametreleri	40
3.3.3. SRM suite programında yapılan analizlerin sonuçları	43
3.4. HCCI Motorun Fluent Programında Modellenmesi	48
3.4.1. Silindir içindeki karışımın tanımlanması	50
3.4.2. Sınır koşullarının tanımlanması	51
3.4.3. Başlangıç koşullarının belirlenmesi ve çözüme başlama.....	52
3.4.4. Fluent Analiz Sonuçlarının Alınması	52
BÖLÜM 4. PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ VE SONUÇ	57
4.1. Programlardan Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması	57
4.2. Performans Değerlendirmesi	68
KAYNAKLAR.....	71
ÖZGEÇMİŞ	76

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Alan
α	: Isı taşınım katsayısı
A_f	: Alev cephesi alanı
B	: Silindir çap deliği
c	: Favre değişkeni
C_p	: Sabit basınç altında belirli bir ısı
D_t	: Türbülans yayılma gücü
E	: Aktivasyon enerjisi
E_A	: Efektif aktivasyon enerjisi
ff	: Türbülanslı alev faktörü
m_b	: Yanmış gazın toplam kütlesi
m_b	: Kütle akışı
M_j	: Molekül ağırlığı
N_r	: Kimyasal reaksiyon sayısı
N_s	: Kimyasal bileşen sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
θ	: Krank mili açısında yanmış kütle miktarı
θ_0	: Yanmanın başladığı krank mili açısı
$\Delta\theta_b$: Yanma Süresi
Φ	: Yakıt/hava oranı
μ	: Akışkan için moleküler vizkosite
ρ	: Yoğunluk
ρ_u	: Yanmamış gazın yoğunluğu
P	: Statik basınç
R	: Gaz sabiti
σ	: Stefan-Boltzman sabiti

σ_h	: Prandtl sayısı
σ_{ij}	: Viskoz gerilme tensörü
S_p	: Ortalama piston hızı
δ_{ij}	: Kronecker delta fonksiyonu
τ	: Tutuşma Gecikmesi
T	: Sıcaklık
U	: Hız
U_l	: Laminer alev cephesi hızı
U_t	: Türbülanslı alev cephesi hızı
V	: Hacim
ω_k	: Reaksiyon hızı
V_c	: Ölü hacim
Y	: Kütle kesri
Γ_ϕ	: Difüzyon katsayısı
AÖN	: Alt Ölü Nokta
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CN	: Setan sayısı
HP	: Beygir Gücü
KMA	: Krank Mili Açısı
ON	: Oktan değeri
RPM	: Dakikada devir sayısı [devir/dakika]
SI	: Kıvılcım Ateşleme
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
HCCI	: Homojen dolgulu sıkıştırırmalı ateşleme (Homogeneous charge compression ignition)

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Dört zamanlı bir dizel motor ve elemanları.....	3
Şekil 1.2.	Yanma odasında ÜÖN yakınında türbülans yoğunluğu motor hızı ile değişimi.....	14
Şekil 1.3.	Silindir içerisinde yanma sırasında yanmış ve yanmamış karışımların gösterilmesi.....	17
Şekil 3.1.	Chemkin-Pro programından ekran alıntısı.....	34
Şekil 3.2.	Deneysel ve Chemkin-Pro ile elde edilen silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması.....	36
Şekil 3.3.	Chemkin-Pro için Silindir içi ortalama sıcaklığın KMA' ya göre değişiminin kıyaslanması.....	37
Şekil 3.4.	Chemkin-Pro için CO ve CO ₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	37
Şekil 3.5.	Chemkin-Pro için yakıt kütle oranlarının KMA' ya göre değişimi.....	38
Şekil 3.6.	Chemkin-Pro için OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	39
Şekil 3.7.	Chemkin-Pro için H ₂ O ₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi....	40
Şekil 3.8.	SRM suite programından ekran alıntısı.....	42
Şekil.3.9.	Deneysel ve SRM Suite ile elde edilen silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması.....	45
Şekil 3.10.	SRM Suite için silindir içi ortalama sıcaklığın KMA' ya göre değişiminin kıyaslanması.....	46
Şekil 3.11.	SRM Suite için CO ve CO ₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	47
Şekil 3.12.	SRM Suite için yakıt kütle oranlarının KMA' ya göre değişimi...	47
Şekil 3.13.	SRM Suite için OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	48
Şekil 3.14.	SRM Suite için H ₂ O ₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi....	49

Şekil 3.15.	HCCI motorun silindir içi geometrisi. Farklı yapıdaki piston üstü geometrisi ve crevice hacmi görülmektedir.....	50
Şekil 3.16.	HCCI motorun silindir içi modelinin ağ yapıları. Dörtgensel ve prizma yapılara sahip 2 farklı tip ağ yapısı kullanılmıştır.....	51
Şekil.3.17.	Analiz esnasında kullanılan materyallerin tanımlanması.....	52
Şekil.3.18.	Deneysel ve Fluent ile elde edilen silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması.....	54
Şekil 3.19.	Fluent için silindir içi ortalama sıcaklığın KMA' ya göre değişiminin kıyaslanması.....	55
Şekil 3.20.	Fluent için CO ve CO2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi...	55
Şekil 3.21.	Fluent için yakıt kütle oranlarının KMA' ya göre değişimi.....	56
Şekil 3.22.	Fluent için OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	56
Şekil 3.23.	Fluent için H2O2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	57
Şekil 4.1.	Deneysel ve analiz yöntemleri ile elde edilen lambda 3.5 için silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması.....	58
Şekil 4.2.	Deneysel ve analiz yöntemleri ile elde edilen lambda 4 için silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması.....	59
Şekil 4.3.	Lambda 3.5 için Silindir içi ortalama sıcaklığın KMA' ya göre değişiminin kıyaslanması.....	59
Şekil 4.4.	Lambda 4 için Silindir içi ortalama sıcaklığın KMA' ya göre değişiminin kıyaslanması.....	60
Şekil 4.5.	Lambda 3.5 için CO grafiği.....	61
Şekil 4.6.	Lambda 4 için CO grafiği.....	62
Şekil 4.7.	Lambda 3.5 CO2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	63
Şekil 4.8.	Lambda 4 CO2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	64
Şekil 4.9.	Lambda 3.5 Yakıt Kütlelerinin Tükenim Grafiği.....	65
Şekil 4.10.	Lambda 4 Yakıt Kütlelerinin Tükenim Grafiği.....	65
Şekil 4.11.	Lambda 3.5 OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	66
Şekil 4.12.	Lambda 4 OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi	67
Şekil 4.13.	Lambda 3.5 H2O2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	68
Şekil 4.14.	Lambda 4 H2O2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi.....	69

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 3.1. Ricardo Hydra Motor Özellikleri.....	32
Tablo 3.2. DeneYlerde Kullanılan Yakıtın Özellikleri.....	33
Tablo 3.3. Geometri Parametreleri.....	42
Tablo 3.4. Valf parametreleri.....	43
Tablo 3.5 Piston üst ve yan geometrisi parametreleri.....	43

ÖZET

Anahtar kelimeler: Fluent, Chemkin-Pro, SRM Suite, Yanma Analizi, HCCI

Bu çalışmada dört zamanlı bir motorun bir silindirin içinde gerçekleşen karışım ve yanmanın analizi Fluent, Chemkin-Pro ve SRM Suite programları kullanılarak yapılmıştır. Analiz iki zamanı içermekte, sıkıştırma-yanma ve genişleme anındaki verileri sunmaktadır. Bir HCCI motor için daha önceden yapılmış olan deneysel çalışma modellenerek yapılan analizler sonucunda elde edilen veriler deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonunda yapılan analizin sonuçlarının deneysel verilere kabul edilebilir derecede bir uyum gösterdiği değerler alınarak her programın girilen değerleri ve görülmüştür. Aynı zamanda programların Analizin yeterliliği sunulduktan sonra deney anında ölçülemeyen birtakım kimyasal reaksiyonlar ve yanma ürünleri de yapılan çalışmada elde edilmiştir. Bunun yanında programların performansları birbiri arasında kıyaslanmıştır.

PERFORMANCE EVALUATION OF 0D AND 3D SIMULATION SOFTWARES IN THE MODELLING OF COMBUSTION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

SUMMARY

Key Words: Fluent, Chemkin-Pro, SRM Suite, Combustion Analysis, HCCI

In cylinder of a four stroke engine's mixture and combustion analysis has been made by using Fluent-Chemkin Pro ad SRM suite in this study. Analysis includes two strokes and offers all data at compression, combustion and expansion times. An experimental model of a HCCI engine has been used for in-cylinder combustion analysis. End of the in-cylinder combustion analysis obtained data was compared with experimental and accuracy of the analysis was investigated. After the compare it was seen that analysis results was conformed to experimental results. Investigation of the analysis proficiency a number unmeasured chemical reactions and combustion productions were obtained. In addition to; performance of combustion analysis programs compared with each other.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Dünya nüfusunun her geçen gün artması ile birlikte, enerji ihtiyacı da artmaktadır. Bu enerji ihtiyacının büyük bir çoğunluğunu ulaşım sektörü oluşturmaktadır. Ulaşım sektöründe ise günümüzde enerji gereksiniminin büyük bir çoğunluğu fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Dünyada artan nüfus ile birlikte otomotiv sektörü büyümekte ve piyasaya sürülen araç sayısı artmaktadır. Trafikte artan araç sayısı demek yakıt sarfiyatının artması ve bu sebeple çevre kirliliğinin de artması demektir. Yakıt sarfiyatının ve çevre kirliliğinin azaltılması için Avrupa Birliği üyeleri arasında araçlarda motor içerisinde gerçekleşen yakıt yanması sonrasında egzoz vasıtasıyla dışarı salınan gazlar için belirli standartlar oluşturulmuştur. Otomotiv firmalarının da Avrupa'da araç satışını gerçekleştirebilmesi için bu standartlara uyması istenmektedir. Avrupa ülkelerinin bu standartları her geçen gün arttırması otomotiv sektörünü taşıt motorları konusunda araştırmalar yapmaya zorlamaktadır. Özellikle günümüzde yaygın olarak taşıtlarda kullanılan petrol türevi yakıtların rezervlerinin de sınırlı olması nedeniyle otomotiv sektörü fosil yakıtların daha verimli kullanılması ve alternatif yakıtlar hakkında çalışmalar yapmaktadır Yakıt tüketiminin ve çevre kirliliğinin azaltılması pistonlar içerisinde gerçekleşen yanmanın verimli bir şekilde gerçekleşmesine bağlıdır. Yakıt tüketiminin ve çevre kirliliğinin azaltılmasında pistonlar içerisinde gerçekleşen yanmanın verimi önemli bir parametredir. Bu nedenle silindir içi yanma verimini arttırmak adına yapılan birçok araştırma ve geliştirme çalışmaları halen devam etmektedir. Yapılan deneysel çalışmaların çok maliyetli olması ve günümüzde bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle birlikte sayısal modelleme ve bilgisayarlı analiz çalışmaları gittikçe daha büyük önem kazanmaya başlamıştır. Gelişen yazılım ve bilgisayar teknolojisi sayesinde artık gerçeğe yakın analiz sonuçları alınabilmekte ve bu sayede deneysel çalışmalar ayrılan bütçeyi azaltarak bilgisayarlı analiz programları sayesinde motor üzerinde istenilen parametrelerin değiştirilmesi ile deneysel yöntemle elde edilmek istenen veriler elde edilmeye başlanmıştır.

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.

İçten yanmalı dört zamanlı bir motor dört ayrı çevrim zamanına sahiptir. Bu çevrim zamanları şu şekilde tanımlanır:

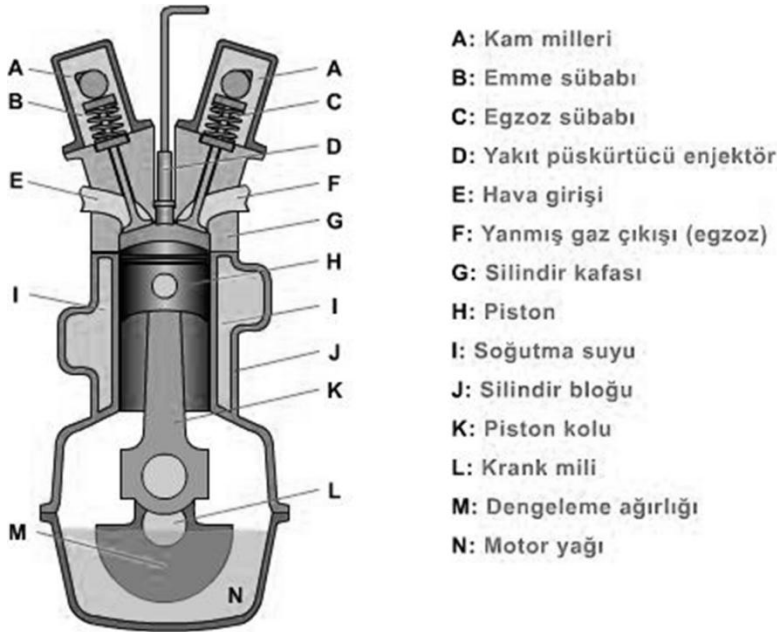
Emme zamanı: Bu zaman aralığında emme supabı açılır ve piston alt ölü noktaya (AÖN) doğru hareket eder ve bu sayede silindir içine temiz hava emilir. Eğer motor kıvılcım ateşlemeli ise bu esnada yakıtta silindire püskürtülerek önceden hava yakıt karışımı oluşturulmuş olur.

Sıkıştırma ve Yanma zamanı: Bu zaman aralığında ise her iki supap kapalı konumdadır ve piston silindirin üst ölü noktasına doğru hareket etmektedir. Piston üst ölü noktaya (ÜÖN) ulaştığında eğer motor kendiliğinden tutuşma özelliğinde ise yakıt silindire enjekte edilir, yüksek basınç ve sıcaklık yüzünden yanma gerçekleşir.

Genişleme zamanı: Bu zaman aralığı aslında sistemin iş yapma anıdır. Yanma sonucunda oluşan yüksek basınç sayesinde piston alt ölü noktaya doğru gitmeye

zorlanır. Bu zaman sonunda egzoz supap açılır ve silindir içinde yanma sonucu oluşan atık gazlar dışarı çıkmaya başlar.

Egzoz zamanı: Bu zaman aralığında egzoz supaplarından dışarıya yanma sonucu oluşan atık gazlar pistonun ÜÖN ya hareketi ile süpürme etkisi sonucu silindir dışına atılır.



Şekil 1.1. Dört zamanlı bir dizel motor ve elemanları [1].

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 elemanlar 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 bilgisayar zamanı ve depolama kapasitesi için kullanılmıştır [2].

Fonksiyon çözüm algoritmasının cebirsel denklemler çözmek için; iki boyutlu motor akış modellerinin temel bileşenleri ve çözüm algoritması matematiksel modelleri, ayrıklaştırma prosedürleri içerir. Matematiksel modeller ya da denklemler akış

süreçleri tanımlamak için kullanılır. Özellikle türbülans modellenmiş akışın, küçük ölçekli özelliklerin açıklanmasında önemlidir. Matematiksel olarak kısmi diferansiyel denklemler modellenmiş cebirsel formda hesaplamalar kullanılarak dönüştürülür [3].

İçten yanmalı motorların en önemli durumları hacim sıkıştırma ve genişleme sürecidir. Çok sayıda içten yanmalı motorlar içinde silindirlereki akış özellikleri modellenerek bulunmaktadır. En yaygın kullanılan türbülans modeli ise $k-\varepsilon$ modelidir. Doğrusal iki denklem olan $k-\varepsilon$ modeli Eddy-viskozite yaklaşımını temel alan türbülans modelinde sıkça kullanılmaktadır. Bu ifade k kinetik enerjiyi ε ise türbülans yayılımını simgeleyen transport denklemleridir [4, 5, 6]. 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 [7].

Doğrusal $k-\varepsilon$ 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 [8] ve Han ve diğerleri [9] tarafından sprey yanma simülasyonunda başarıyla gösterilmiştir. Yine de yitim transport denklemindeki kararsızlığın devam etmekte olduğunu Bianchi ve diğerleri [10] 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 [11]. 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 Nicholas 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 [12]. 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 [13]. 1925 yılına gelindiğinde İsveçli mühendis olan Jonas Hesselman ilk direk yakıt enjeksiyonlu kıvılcım ateşlemeli motoru dünyaya tanıttı [14, 15]. 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 [16].

HCCI motorlar yaklaşık 30 yıl önce farklı bir yanma fenomeni olarak tanımlandı. Konu hakkında modern çağda yapılan ilk çalışmalar Onishi ve diğerleri [17] daha sonradan ise Naguchi ve diğerleri [18] 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[19] ilk defa dört zamanlı benzinli bir motorda HCCI denemesi yapmışlardır. Bu çalışmada HCCI'ın kimyasal kinetik ile ihmal edilen türbülans ve karışım tarafından kontrol edildiği anlaşılmış. 1989 yılında ise Thring [20] EGR oranının, eküvalans oranın 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:

- Hız, basınç sıcaklık gibi çeşitli fiziksel nicelik ve uzamsal bağıntılara içeren kısmi diferansiyel takımı korunumu
- Matematiksel modellerin türbülans, sprey, yanma gibi alt prosesleri tanımlayan ek bağıntılar
- 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 [21, 22].

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 [23]. 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 [24]. 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 [25].

Dizel motor üzerine yapılan birçok sayısal çalışmada iki denklemlilik türbülans modeli kullanılmış ağırlıklı olarak da standart k- ϵ modeli türbülans fenomenini modellemek için kullanılmıştır. bu modellemenin ilk örneklerinden birini Borgnakke ve diğerleri silindirik 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 [26]. 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 adımlı Arrhenius bağıntısı temelli yüksek sıcaklık ön karışimli yanma ve flamelet temelli difüzyon yanmasıdır [27]. 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 [28]. 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 [29]. 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 [30]. 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 [31].

1.3. İçten Yanmalı Motorlarda Yanma

İçten yanmalı motorlar dünya üzerinde en çok hava kirletici gaz yayan kaynaklardır[32]. 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 [33].

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 süreçtir ve tam olarak anlaşılabilir değildir. Bu basit olmayan olayı tanımlayabilmek için basitleştirilmiş modeller kullanılmaktadır. Bu modeller yanma prosesini tam olarak açıklayamazlar da, önemli çalışma parametreleri (basınç, sıcaklık, yakıt, vuruş, 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 [31]. Bir motorda oluşan en önemli süreç yanma prosesidir. Motor simülasyonunda önemli bir parçası da yanma modellemesidir [34].

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 süreci 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 [31].

Motor çevriminde üretilen işin neredeyse tamamı yanma sürecinin alev ilerlemesi periyodunda elde edilir. Bu periyotta kalan yakıt-hava karışımının % 80-90'ının

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 [35].

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 [14].

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[31].

İçten yanmalı motor modellemesinin başlıca iki nedeni vardır:

1. Deney yapmadan motor performansını hesaplamak.
2. Deneylede 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 kompleksirler. 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, vurunu 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 (dönme), squish (sıkıştırma) ve tumble gibi akış tiplerinin modellerini ve yakıt enjeksiyonu sprey modellerini bulmak da mümkündür [36].

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 modellenmesi

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 akışları 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. Taylorsüreklilik 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 [37].

Motor silindiri içerisindeki bütün akış prosesleri türbülanslıdır. Ancak, köşelerde, yanma odası duvarlarının çok yakınındaki küçük boşluklarda türbülans azaltıldığı için buradaki 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 [31].

Türbülanslı akışın karakteri ortamına bağlıdır. Motor silindiri içerisinde, akış türbülanslı kesme 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 ana yığın hızda arttırılmış hareketinde gelişigüzel salınımlar yaparlar. Bu salınımlar bütün yönlerde, akışa dik ve akış yönünde oluşurlar. 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 salınımlar gelişigüze ve yönü akışın geçidi ile kontrol edilir. Diğer bir uçta da, en küçük-ölçek türbülans tamamen gelişigüze, homojendir ve viskoz yayılım ile kontrol edilirler. Bu iki uç nokta arasında en küçük-ölçek ve geniş-ölçek türbülans arasında bütün türbülans seviyeleri vardır. İçten yanmalı motorlarda türbülansın rolü üzerinde derinlemesine çalışmaların yapılması tavsiye edilmektedir.

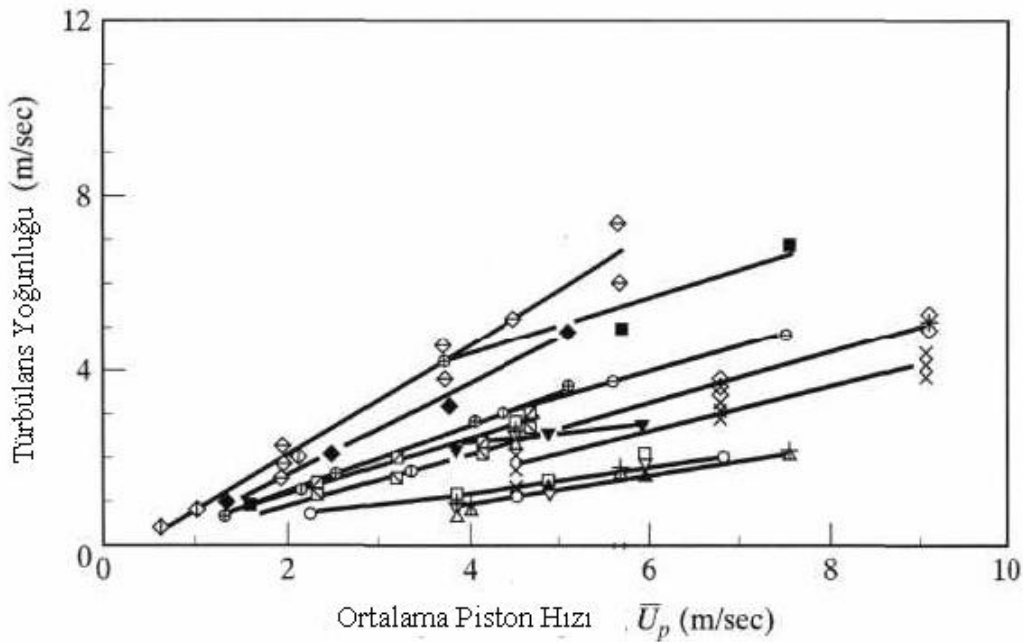
Emme stroku sırasında silindir içerisinde türbülans en yüksek değerine ulaşır, fakat AÖN yakınında akış debisinin düşmesi ile azalır. Sıkıştırma stroku sırasında ÜÖN yakınında dönme, sıkışmanın artmasıyla birlikte tekrar artar. Dönme silindir boyunca daha homojen türbülans oluşmasını sağlar.

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 prosesi sırasında silindir içerisindeki gazların genişlemesi tarafından takviye edilir. Yanma odasının geometrisi maksimum türbülansın üretilmesi ve istenen hızlı yanma için çok önemlidir [31].

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 [14].

Türbülans yoğunluğu, motor hızının bir fonksiyonudur (Şekil 1.2) Motor hızı arttıkça, türbülans artmakta ve buharlaşma, karışım ve yanma hızlarını artırır. 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 arttıkça ateşleme avansı verilmesi ile telafi edilmektedir.



Şekil 1.2. Yanma odasında ÜÖN yakınında türbülans yoğunluğu motor hızı ile değişimi [27]

Türbülansın olumsuz etkileri de bulunmaktadır. Yanma sırasında yüksek türbülans yanma odası duvarlarında taşınım ısı transferini artırmaktadır. Bundan dolayı ısı kaybı artmakta ve motorun ısı 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 [31].

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 modeller ampirik ‘ısının açığa çıkması’ modeli kullanılırlar; burada tek bağımsız değişken zamandır.
- (2) Bir boyutlu (quasi-dimensional) modeller: Bu modeller ‘ısının açığa çıkması’ modelini türeterek türbülanslı yanma için ayrı birer alt model kullanılırlar.
- (3) Çok boyutlu modeller: Bu modeller 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 geliştirmeye ilgili parametrik çalışmalarda kullanışlıdır. Yanma odası geometrisi önemli veya çokça değiştirilmesi gerekiyorsa, çok boyutlu modeller daha çok kullanılmaktadır [14].

1.4.2. Sıfır boyutlu yanma modelleri

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:

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

Burada,

$X(\theta)$: θ krank mili açısında yanmış kütle miktarı

θ_0 : Yanmanın başladığı krank mili açısı

$\Delta\theta_b$: Yanma süresi

a ve m değişebilen katsayılarıdır.

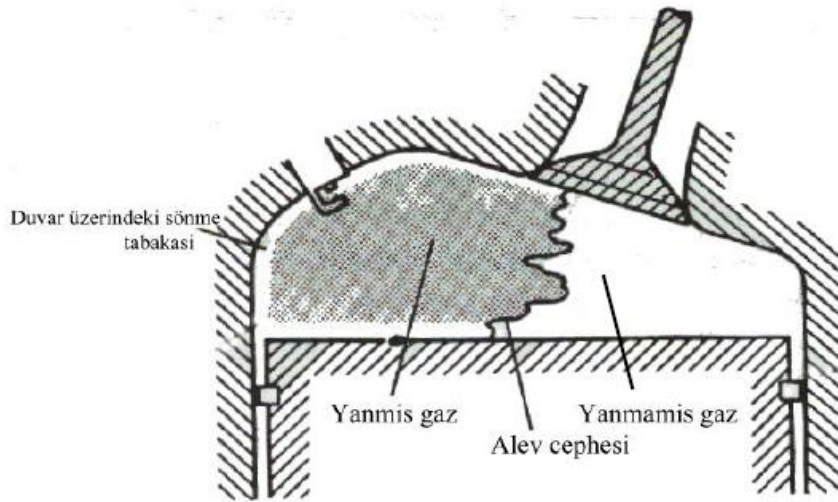
Gazdan duvarlara doğru ısı transferi ise;

$$Q = h_g A_{\text{head}} (T_g - T_{w\text{-head}}) + A_{\text{piston}} (T_g - T_{w\text{-piston}}) + A_{\text{liner}} (T_g - T_{w\text{-liner}}) \quad (1.2)$$

formülü ile hesaplanmaktadır. Formülde, A_{head} silindir üstü alanı, $T_{w\text{-head}}$ silindir üstü sıcaklığı, T_g gaz sıcaklığı, A_{piston} piston üst yüzeyi alanı, $T_{w\text{-piston}}$ piston yüzeyi sıcaklığı, A_{liner} silindir yan yüzeyi alanı, $T_{w\text{-liner}}$ Silindir yan yüzeyi sıcaklığı. Ayrıca h_g ısı transfer katsayısı olup Woschni tarafından geliştirilen aşağıdaki ampirik bağıntı kullanılarak hesaplanabilmektedir [38]:

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

Bu model motor verimi ve motordan kaynaklanan kirletici emisyonları hesaplamak için kullanılır. Yanmış gazdaki karbon-oksijen-hidrojen konsantrasyonları denge termodinamiği kullanılarak hesaplanabilir [14].



Şekil 1.3. Silindir içerisinde yanma sırasında yanmış ve yanmamış karışımların gösterilmesi

1.4.3. Bir boyutlu yanma modelleri

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 [39]. Sanki bir boyutlu model için gaz sonu kendiliğinden tutuşma başlangıcı Jenkin ve diğerleri tarafından kullanılmıştır [40]. 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:

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

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 [14].

1.4.4. Çok boyutlu yanma modelleri

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 [14].

Tezin Amacı: Bu çalışmada; homojen karışımli sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorun, yanma analizi yapan programlar ile analizleri yapılarak programlardan elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Analiz programı olarak hem 0 boyutlu hem de 3 boyutlu programlar kullanılmıştır. Analizler 0 boyutlu olan Chemkin ve SRM suite programları ve 3 boyutlu olan Fluent programında gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonuçlarından basınç ve ısı yayılım oranı 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 oranı ve emisyon verileri birbirileri ile kıyaslanmıştır. Bu kıyaslamayı yaparken baz alınan kriter ise hem basınç hem de ısı yayılım oranı olarak elimizde deneysel olarak bulunan veriye en çok yaklaşan programın emisyon olarak da gerçeğe yakın değerler verdiği düşünülmektedir. Yazılım programlarından alınan emisyon verileri hem programların 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 laboratuvarlarda yapılan toluene ve n-heptane yakıt karışımı için yapılan deneylerden iki farklı lambda değeri için veriler alınmış ve bu değerler temel alınarak 3 farklı yanma simülasyonu yapan programlarda önce her bir program için deneysel veri ile kıyaslanmış ve ardından programların birbiri arasında performansı değerlendirilmiştir.

BÖLÜM 2. YÖNTEM

2.1. Fiziksel Model

HCCI-motorlarda kendiliğinden tutuşma zamanı tahmini yanma parametrelerinin fonksiyonu olarak hesaplanabilir. Bu hesaplamaları yapabilmek için motor simülasyonları geliştirilmiştir [41].

Bu çalışmada basınç, sıcaklık ve türlerin konsantrasyonlarının indirgenmiş mekanizma kullanılmıştır. Chemkin-Pro ve SRM Suite programında sıfır boyutlu simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Çok boyutlu simülasyonlar ise ANSYS FLUENT programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

2.2. Matematiksel Model 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 denklemi

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

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.

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \delta_{ij} \right) \quad (2.3)$$

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

Durgunluk Entalpi denklemi

Durgunluk entalpi 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

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho h_s) + \frac{\partial}{\partial t} \rho U_j h_s &= \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu}{\sigma_h} \frac{\partial h_s}{\partial x_j} \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(1 - \frac{1}{\sigma_h} \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{U_i U_i}{2} \right) & \quad (2.6) \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} \mu U_j \frac{\partial U_1}{\partial x_1} & \end{aligned}$$

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 [42]. 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:

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

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:

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

Burada, b ve n motor özelliklerine göre belirlenebilen parametreler, θ krank açısı, θ_0 yanma başlangıcını ve $\Delta\theta$ yanma için geçen toplam süreyi temsil etmektedir [43].

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

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

Boş hacmi V_c , çap deliği 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:

$$\rho_b \frac{dY_{j,b}}{dt} = M_{j,b} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} \omega_k + \rho_b \frac{m_b}{m_b} (Y_{i,f} - Y_{j,b}) \quad (2.11)$$

Burada $Y_{j,b}$ indisleri için kütle oranı, t zaman, M_j molekül ağırlığı, $v_{j,k}$ reaksiyondaki stokiyometrik katsayı değerleri, ω_k reaksiyon hızı, m kütle, m_b 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 kütle oranı ile hemen arkasında türlerin kütle 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:

$$\rho_b c_{pb} \frac{dT_b}{dt} = \frac{dp}{dt} - \sum_{j=1}^{N_s} h_{j,b} M_{j,b} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} \omega_k + \rho_b \frac{m_b}{m_b} \sum_{j=1}^{N_s} Y_{j,f} h_{j,f} - h_{j,b} - \sigma \varepsilon T_b^4 \quad (2.12)$$

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:

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

Burada u yanmamış gazı gösterir.

Yanmamış gazın ısı denge denklemi:

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

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 ışıma ısı kayıplarının enerji dengesi, göz ardı edilmektedir. Duvarda, sonunda gaz soğutma hesabı Woschni denklemi kullanılarak alınır [31].

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.

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

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

$$m_u = -m_b \quad (2.17)$$

Denklem kütle korunumu yasasından yazılabilir.

Yanmış gaz hacmi hesaplanırsa:

$$V_b = \frac{m_b R_b \overline{T_b}}{P} \quad (2.18)$$

olarak bulunur.

2.3. Kimyasal Kinetik Model

Motorlarda kendiliğinden tutuşmanın modellenmesi için kimyasal kinetik hakkında detaylı bilginin elde bulunması gereklidir. Son yıllarda kimyasal kinetik model içiten 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 [44].

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. Altta 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 RO_2 radikali ise H atomunu doğrudan çıkarabilmektedir [45].

Hidrokarbon yakıtının yanmasındaki tüm bu yanma prosesi yakıt ve oksitleyicinin su ve karbondioksit dönüşümünden ibarettir [46]. 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'ın [47] derlemesinden ulaşılabilir.

Hidrokarbon yanma prosesindeki kimyasal reaksiyonlar sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişiklik gösterebilirler [48]. Reaksiyon sırası yaklaşık olarak 1000 K sıcaklığının altında ise “düşük sıcaklık mekanizması” 1000 K'nin üstünde ise “yüksek sıcaklık mekanizması” olarak adlandırılır [49,50].

2.4. Türbülans Model

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 modelleme 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- ϵ -türbülans modeli, vb.

Klasik modellerde karıştırma uzunluğu modeli ve k-ε 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;

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

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

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

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

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

Türbülans kinetik enerjisi yutulma miktarı (ε) için taşınım denklemi

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

2.4.2. Türbülansın yanma üzerindeki etkileri

Motor alevinin gelişimi türbülanslı bir ortamda gerçekleşir. Türbülansın etkisi alevi kıvrılarak uzatmak (türbülansın derecesine bağlı olarak) ve böylece yüzey alanının büyütmek dolayışı 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.

Buji yakınındaki akışkan hareketinin ateşleme ve fakir yanma limiti üzerinde pek çok etkisi vardır. Buji 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 buji 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 açı 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 [51].

BÖLÜM 3. YANMA MODELLEMELERİNİN HCCI MOTORA UYGULANMASI

3.1. Deneysel Model

Analitik çalışmada temel alınan model daha önceden SHELL İngiltere Araştırma Enstitüsünde yapılan bir HCCI motorun yanma performansını araştırmak için kullanılan deney düzeneğidir [52]. Yapılan analizlerde elde edilen veriler de bu deney düzeneğinden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır.

Deney düzeneğinde tek silindirli Ricardo Hydra araştırma motoru 4 supaplı Tyton 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

Parametre	Değer	Birim
Silindir Çapı	86	mm
Piston Stroku	86	mm
Biyel Kolu Uzunluğu	143,5	mm
Sıkıştırma Oranı	14,04	-
Emme Supabı Çapı	32	mm
Supap Sayısı	4	-
Emme Supabı Açılma	340	KMA
Emme Supabı Kapanma	612	KMA
Egzoz Supabı Açılma	120	KMA
Egzoz Supabı Kapanma	332	KMA

Deneysel çalışmada yakıt piston ÜÖN'da 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 (termo-couple) ile ölçülmüştür.

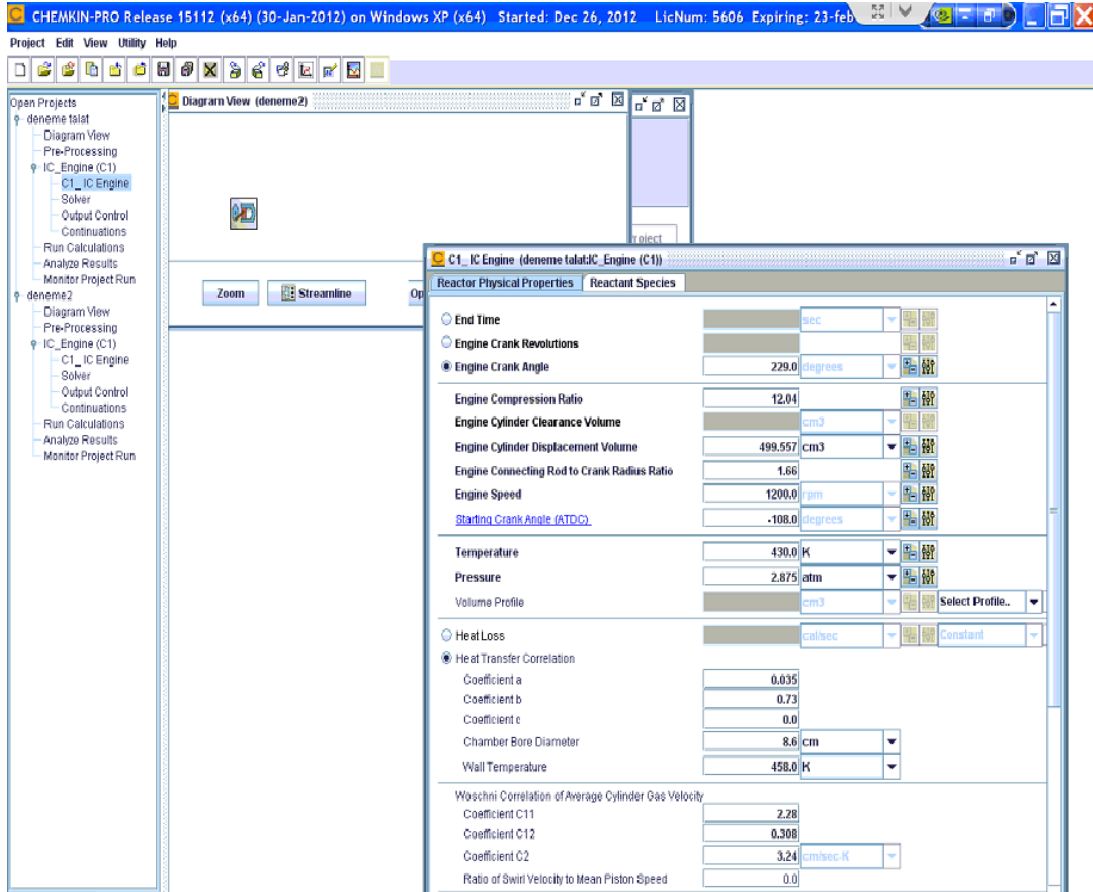
Tablo 3.2 Deneylerde Kullanılan Yakıtın Özellikleri

<i>Parametreler</i>	<i>Değerler</i>	<i>Birim</i>
Yakıt İsmi	Toluene	
Moleküler Formülü	C7 H10.24	
RON	83.30	-
MON	73.10	-
Stokiyometrik Katsayı AFR	13.98	-
Isıl Dğeri	42.122	MJ kg ⁻¹
Yoğunluk (20°C'de)	0.803	g cm ⁻³

Yukarıda yakıt karışımının özellikleri verilmiştir. Bu yakıtın içerisinde %70 oranında toluene ve %30 oranında n-heptane karışımı bulunmaktadır. Yapılan testler toluene ve n-heptane yakıtlarının karışımı kullanılarak tamamlanmıştır. Hava fazlalık katsayısı 3.5 ve 4.0 olacak şekilde yakıt enjeksiyonu ayarlanarak düzenlenmiştir. 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.

3.2. HCCI Motorun Chemkin-Pro Programında Modellenmesi

Chemkin-Pro programında homojen karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli HCCI motor modellenmesi ekranda görüldüğü gibidir.



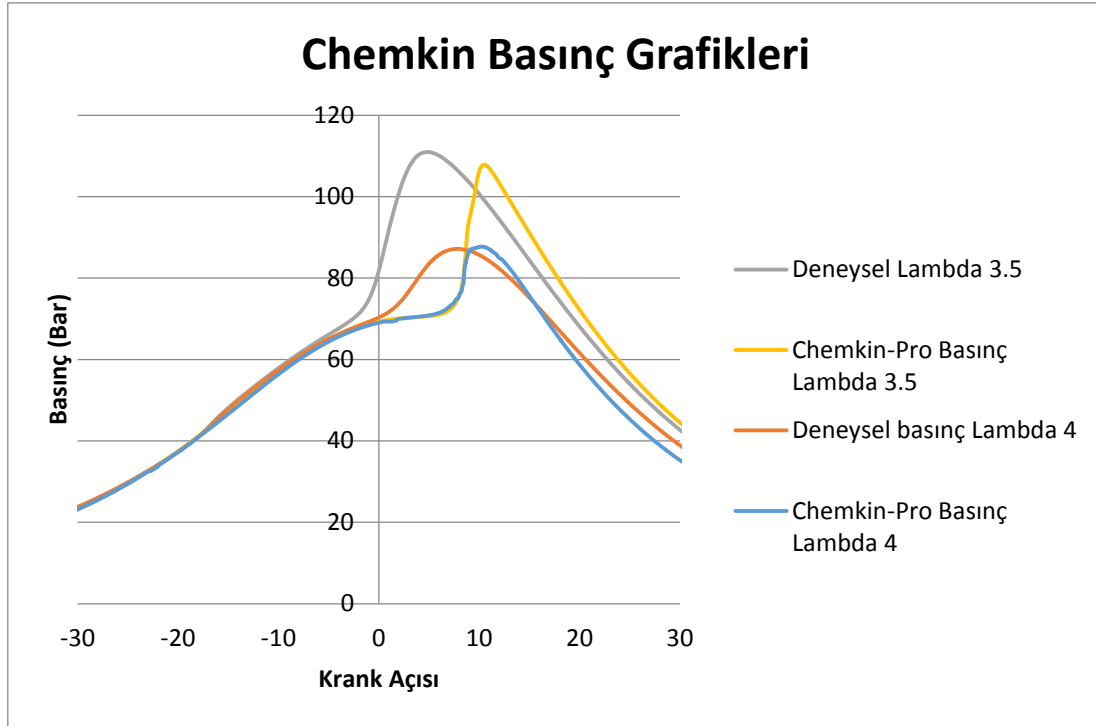
Şekil 3.1. Chemkin-Pro programından ekran alıntısı

Şekil 3.1 Chemkin çalışma sayfamızda değerler giriş görüntüsü Programın sol tarafında model ağacına bakıldığında pre-processing'te yakıtın kimyasal kinetik mekanizması ve termodinamik datası tanımlanmaktadır. Sonraki aşamada motorun modellenmesine geçilmektedir. Motorun modellenmesi ekranda görüldüğü gibi olacaktır ve özelliklere bakıldığında analizin ilk aşaması olarak üstte görüldüğü gibi üç farklı şekilde zamana bağlı olarak çözüm yaptırıyoruz. Üçüncü yöntemde motorun krank mili açısını girdik. Motorun krank mili açısını 229 KMA yazmamızın nedeni emme valfinin kapanması ve egzoz valfi açılması arasında geçen krank mili açısını alıyoruz. Deneysel model kısmında belirttiğimiz gibi emme valfinin kapanması (- 108) krank mili açısında olmaktadır. Egzoz valfinin açılması (+120) krank mili açısında gerçekleşmektedir. Bu tür programlarda valf modellemesi olmadığı için bu programlarda sıkıştırma ve yanma zamanı modellenmektedir. Bu yüzden biz modelimize emme valfinin kapanması egzoz valfinin açılması arasında gerçekleştirdik. Bu programlar en iyi sonucu bu aralıkta vermektedir. Bu yüzden 229

krank mili açısı boyunca gerçekleştirdik. Sıkıştırma oranını 12,54 tanımlamamızın nedeni Chemkin programının piston modellenmesi zayıf olmasından dolayıdır ve bizim deneylerde kullandığımız motorun piston üst geometrisinin çatı şeklinde olmasından dolayı daha fazla sıkıştırma oranı sağladığını görülmektedir. Sıkıştırma oranı ile birlikte Chemkin-Pro programında silindir içi hacim tanımlanmaktadır. Pistonun üst kısmı ile ilgili herhangi bir bilgi olmadığı için orijinali sıkıştırma oranından daha düşük bir sıkıştırma oranı seçilmiştir. Simülasyon kısmında biyel kolunun krank koluna oranı 1,66'dır. Çalışma parametreleri 1200 rpm deneysel değerine göredir. Analize başlama krank açısı olarak daha öncede belirttiğimiz gibi emme valfinin kapanma değeri -108 krank mili açısı girilmiştir ve krank mili açısı için başlangıç sıcaklığı; ($\lambda = 3.5$ için 429 K, $\lambda = 4$ için 435 K) olarak seçilmiştir. Basınç ise deneysel verilerden yararlanarak ($\lambda = 3.5$ için 2.85 bar , $\lambda = 4$ için 2.86 bar) girilmiştir. Isı transferi kısmına gelindiğinde fiziksel modellemede belirttiğimiz Nusselt denkleminde yararlanarak Chemkin programı çözüm yapmaktadır. ($\lambda = 3$ ve 4 için $a = 0,035$ $b = 0,71$ $c = 0$) değerleri alınmıştır. Isı transferi hesabı için gerekli olan silindir çapı 8,6 cm girilmiştir. Deneysel model de olduğu gibi silindir duvar sıcaklığı ($\lambda = 3.5$ için 458 K, $\lambda = 4$ için 400 K) seçilmiştir. Woschni Chemkin programı arka planda formüle göre çözümlenmektedir. $\lambda = 2,28 = 0,308 = 3,24$ seçilmiştir. Reactant Species kısmında yakıt karışımı tanımlanmaktadır. Kimyasal modelde bahsedildiği gibi mass fraction kısmında $C_7H_{16} = 0,2971$ ve $C_6H_5CH_3 = 0,7029$ olarak girilmiştir. Oxidizer mixture kısmında yakıtla birlikte reaksiyona giren mol olarak tanımlanmıştır. Yanma sonu ürünleri stokyometrik yanma durumu için tanımlanmaktadır.

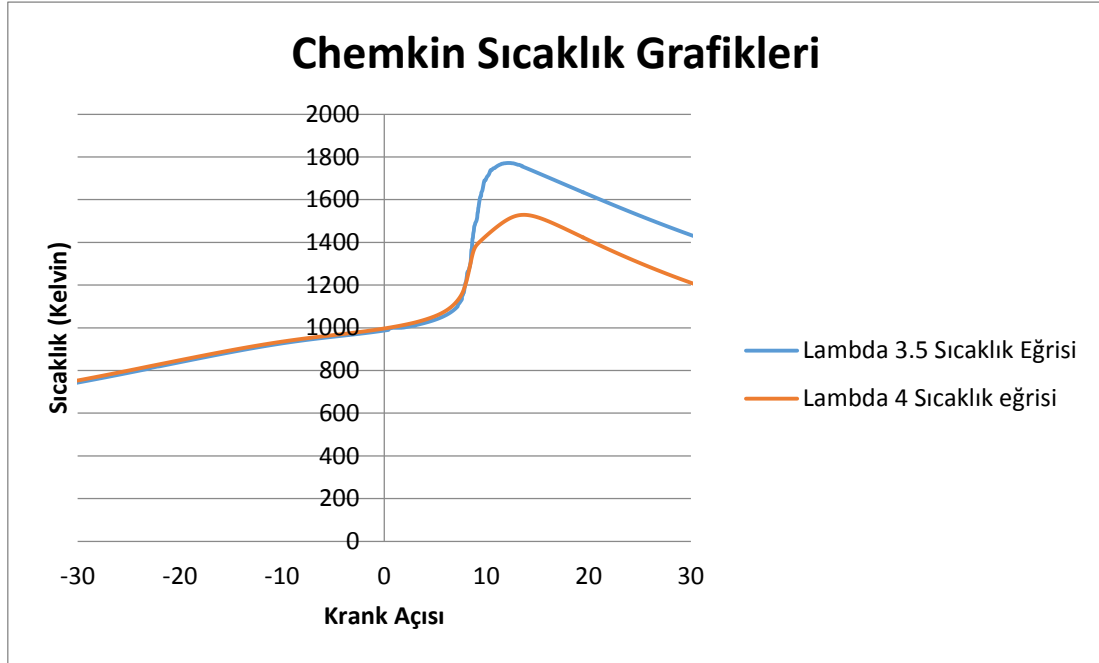
3.2.1. Chemkin-Pro analiz sonuçları

Chemkin-Pro programından alınabilecek birçok veri bulunmasına rağmen tezin kapsamında 7 veri üzerinde çalışıldığı için sadece aşağıda sırası ile gelen şekillerdeki veriler alınmıştır.



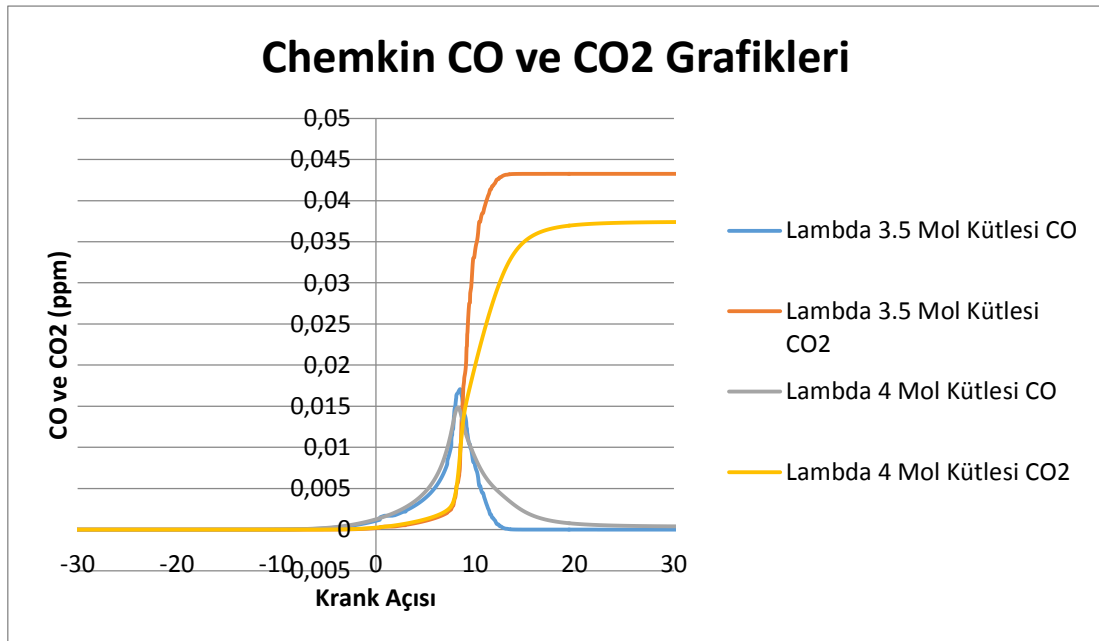
Şekil.3.2. Deneysel ve Chemkin-Pro ile elde edilen silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması

Basınç eğrisine bakıldığında sol kısımda iyi bir uyum görünmektedir. Yakıtın yanmaya başladığı anda çok fazla uyum görülmektedir. Basınç eğrisine bakıldığında geç yanma olduğu görülmekte ve daha sonrasında yine bir uyum içerisinde devam ettiği gözlenmektedir. Maksimum basınçlarında neredeyse aynı olduğu görülmektedir. Maksimum basıncın geç olmasının nedeni piston ile silindir arasında kalan boşluk, Chemkin-Pro programında tanımlanmadığı için bu boşluk maksimum basıncın daha geç olmasına neden olmaktadır. Bunun nedeni ise yanmamış gazların silindir ve piston arasında kalan boşlukta çok azda olsa birikmesinden kaynaklanmaktadır. Eğer bu programda silindir ve piston arası boşluk ve piston üstü ile ilgili bilgiler girilebilseydi basınç grafiklerinin daha uyumlu olacağı görülebilirdi.



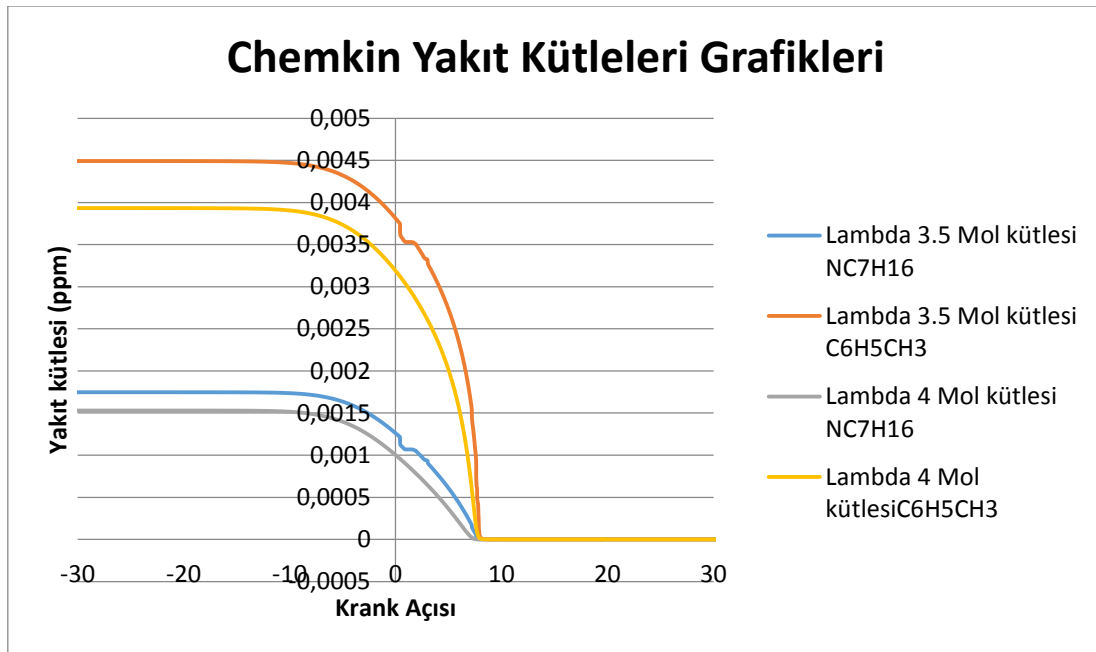
Şekil 3.3. Chemkin-Pro için silindir içi ortalama sıcaklığın KMA' ya göre değişiminin kıyaslanması

Yanma işlemi başladıktan sonra iki krank mili açısında sıcaklıkların aniden yükseldiği görülmektedir. İki λ değeri için maksimum sıcaklık 15 krank mili açısı civarında gözlenmektedir. λ değeri arttıkça maksimum sıcaklık ve basıncın düştüğü görülmektedir.



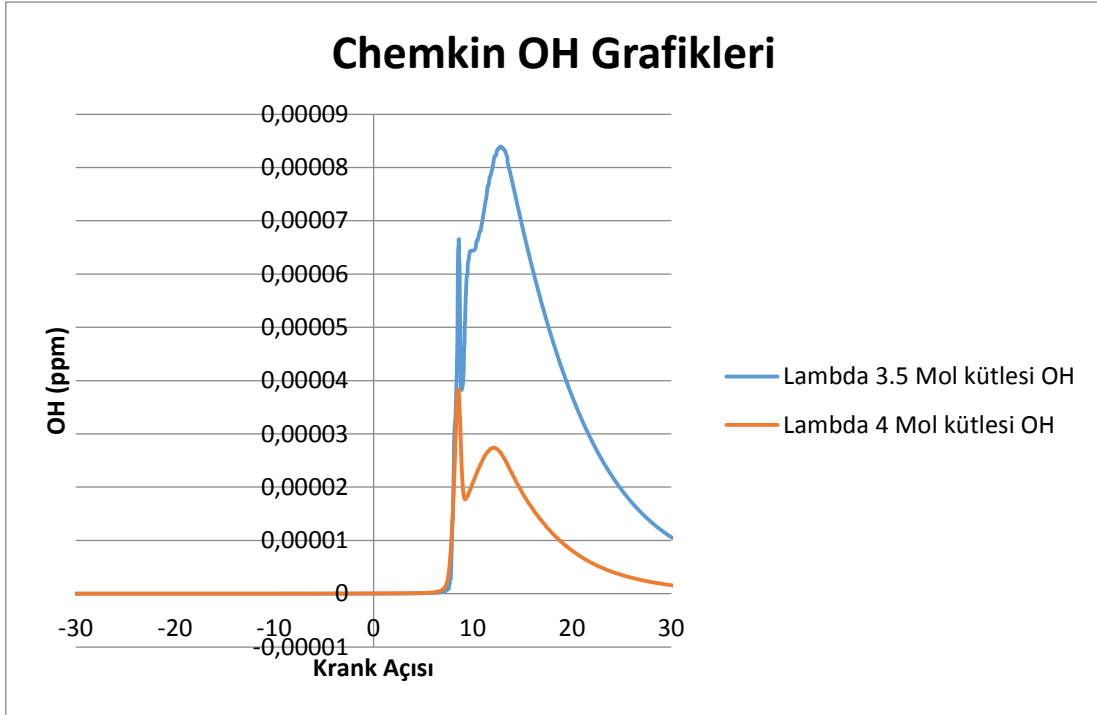
Şekil 3.4. Chemkin-Pro için CO ve CO2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi

Yanma başlangıcında CO yanma reaksiyonları içerisindeki tepkimelerden kaynaklı olarak en başta CO arttığı görülmektedir. Yaklaşık 9 krank mili açısında CO maksimuma ulaştığı görülmektedir ve bu noktadan sonra yanma reaksiyonları içinde CO, CO_2 dönüştüğü ve CO miktarının giderek azaldığı görülmektedir. CO_2 yaklaşık 4 krank mili açısından itibaren düzenli olarak artış göstermektedir. Yaklaşık olarak 14 krank mili açısından sonra CO_2 dönüşümünü tamamladığı grafikte görülmektedir.



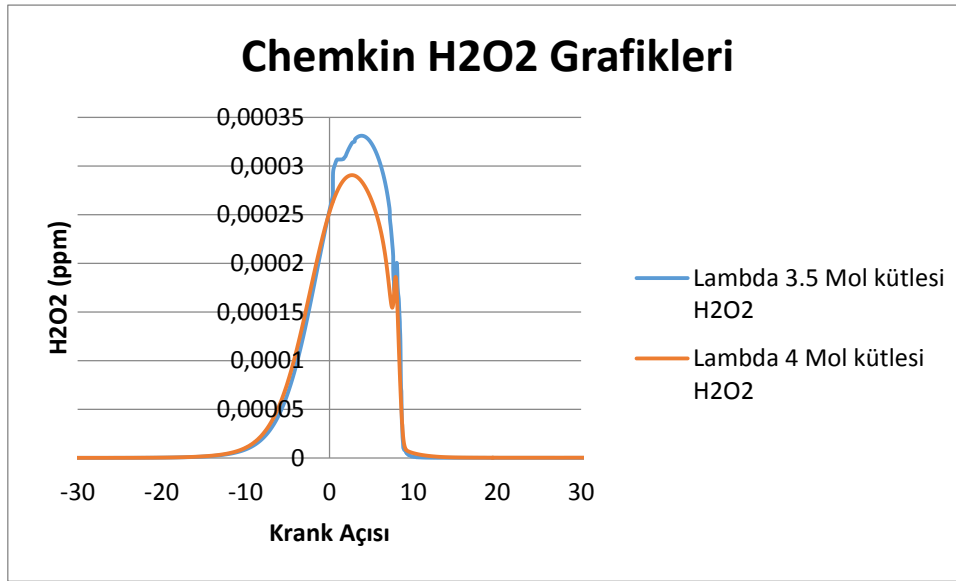
Şekil 3.5. Chemkin-Pro için yakıt kütle oranlarının KMA' ya göre değişimi

$C_6H_5CH_3$ ve C_7H_{16} yakıtlarımız olmakla beraber yaklaşık -10 krank mili açısında yakıtlarımızın çevrim içerisinde yanmaya başladığı görülmektedir. Yaklaşık 10 krank mili açısında yakıtlarımızın neredeyse tamamı tükenmektedir.



Şekil 3.6. Chemkin-Pro için OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi

OH yakıt içerisindeki karbonların tükenmesinden dolayı silindir içerisinde maksimum sıcaklıklara ulaşılmakta ve bazı tepkimeler için gerekli olan sıcaklığa ulaşılmamasından dolayı silindir içinde yakıt ile hava tepkimeleri yerine havanın kendi içerisinde tepkimeler oluşmaktadır. Bu tepkimelerden en önemli olanlardan biride OH'dır. OH miktarı -4 krank mili açısından itibaren artmaya başladığı görülmektedir. Yaklaşık 45 krank mili açısında neredeyse tükendiği görülmektedir.



Şekil 3.7. Chemkin-Pro için H2O2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi

H2O2 yanma başlangıcında ve yakıtın gizli buharlaşma ısısından dolayı ısı çekmesi ve yakıtın yanmaya başlaması esnasında soğuk yanma gerçekleşmesi durumunda oluşmaktadır. Grafik de görüldüğü gibi yakıtların reaksiyona girmesi ile birlikte başlamış ve yakıtların neredeyse yarısının tükendiğinde maksimum seviyeye ulaştığı görülmektedir. Yakıtların tükenmesine yakın bir zamanda tükendiği görülmektedir.

3.3. HCCI Motorun SRM Suite Programında Modellenmesi

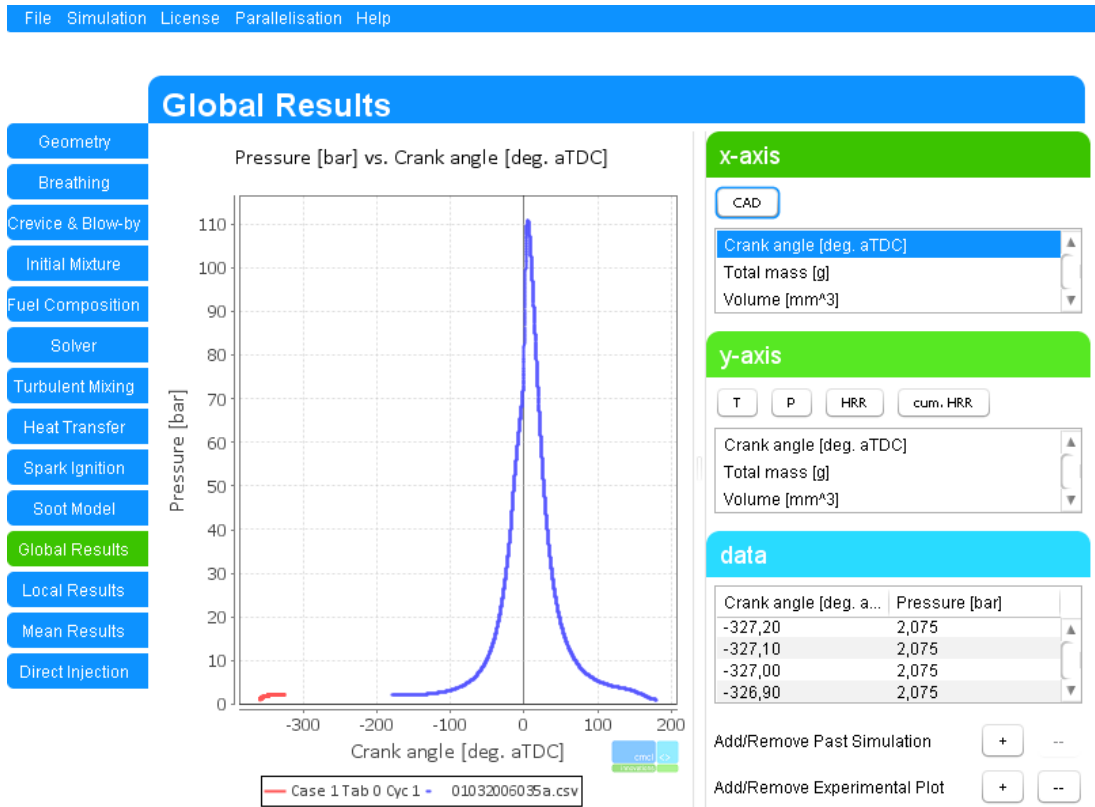
3.3.1. Başlangıç koşullarının belirlenmesi ve çözüme başlama

Bu programda sırasıyla kıvılcım ateşlemeli, direk enjeksiyonlu ve homojen karışimli sıkıştırılmalı 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 karışimli 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.

3.3.2. Model parametreleri

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



Şekil 3.8. 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 gözükmemektedir

Tablo 3.3. Geometri Parametreleri

Devir (d/d)	1200
Başlangıç KMA	-360
Bitiş KMA	360
Piston stroku (mm)	86
Sıkıştırma oranı	14.04
Biyel kolu uzunluğu (mm)	143.5
Silindir çapı (mm)	86

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

Tablo 3.4 Valf parametreleri

Emme valfi açılması (IVO)	-380
Emme valfi kapanması (IVC)	-108
Egzoz valfi açılması (EVO)	120
Egzoz valfi kapanması (EVC)	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 3.5 Piston üst ve yan geometrisi parametreleri

Crevice volume	%0
Crevice time factor	0.03
Crevice mass factor	0.05
Blow-by ring gap	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 yada ekivalans oranı olarak tanımlanmakta ardından ise motorda eğer egr varsa burada egzoz gazı devirdaimi (EGR) tanımlanmaktadır. Egr'nin tanımlanabilmesi için bu programda tam bir analiz yapıldıktan sonra tanımlanabilmektedir.

Yakıt karışımı (Fuel composition); Bu kısımda yakıt ile ilgili bilgiler girilmekte ve yakıtı temsil edilecek chemkin formatındaki kimyasal mekanizma ve termodinamik datası tanımlanmaktadır. Kimyasal model kısmında da bahsedildiği gibi toluene ve 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 =0.2971 ve toluene =0.7029 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 hesaplanmış, ısı transfer sabiti (heat transfer constant) 2000 ve parçacık içi ısı transfer alışveriş faktörü (particle heat transfer exchange factor) 0,05 olarak tanımlanmıştır.

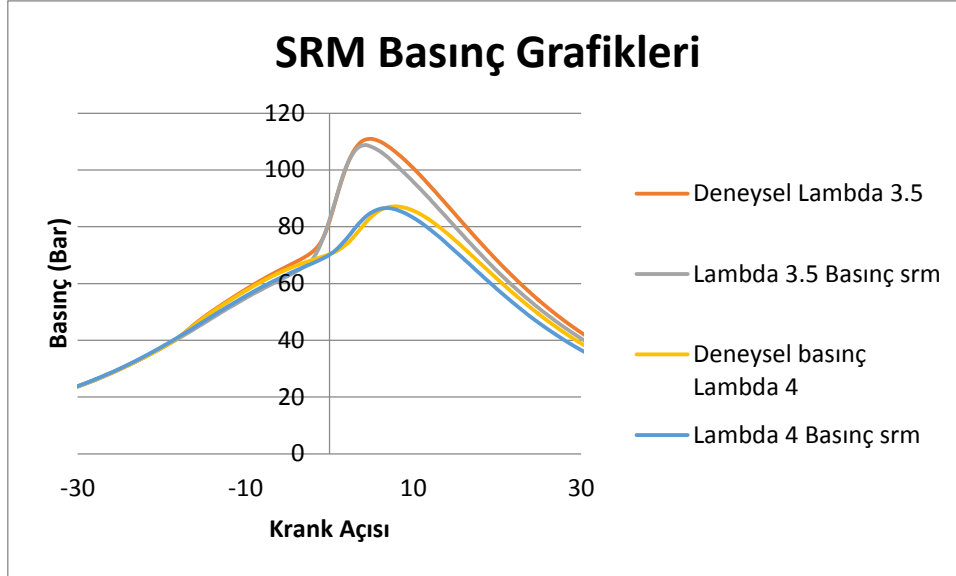
Kıvılcım Ateşlemeli (Spark Ignition); Bu kısımda eğer çalışmanız benzinli yani kıvılcım ateşlemeli motorda ise kıvılcım ateşleme modelini açarak vuruntu ve yanmama noktası (knock and misfire flag) türbülanslı alev giriş sabiti (turbulence flame entrainment constant) kıvılcım ateşleme zamanı (spark timing) 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 (Global Sonuçlar); 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.

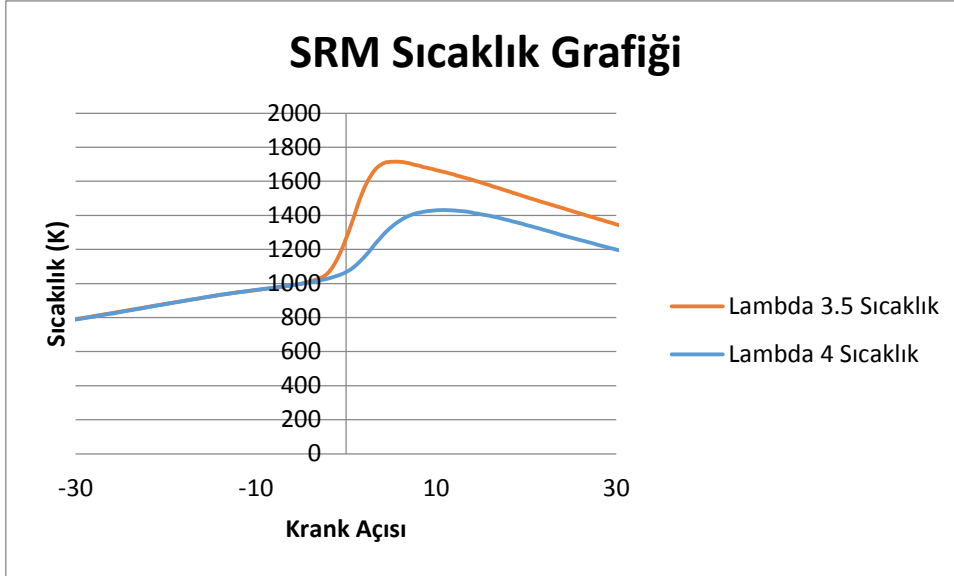
3.3.3. SRM suite programında yapılan analizlerin sonuçları

SRM Suite programından alınabilecek birçok veri bulunmasına rağmen tezin kapsamında 7 veri üzerinde çalışıldığı için sadece aşağıda sırası ile gelen şekillerdeki veriler alınmıştır.



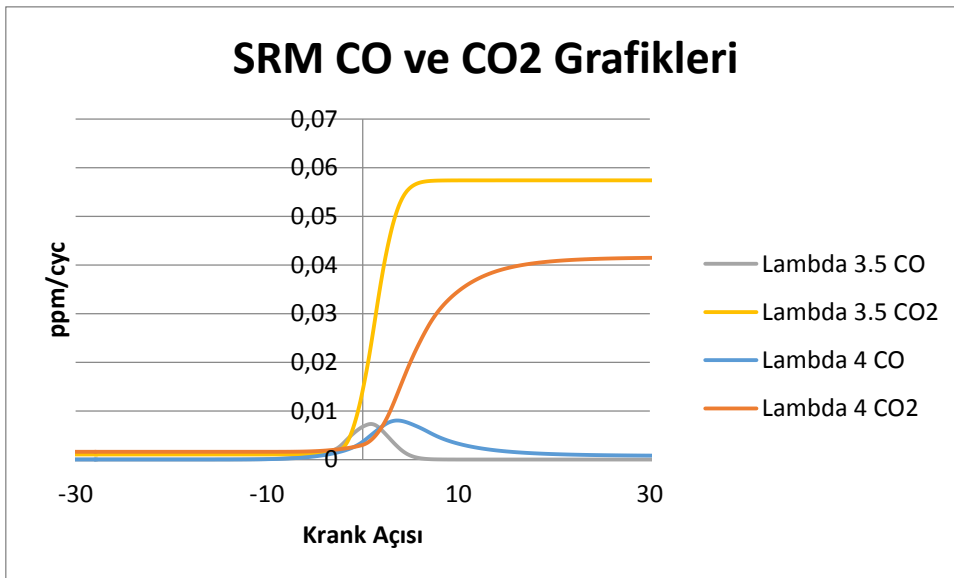
Şekil.3.9. Deneysel ve SRM Suite ile elde edilen silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması

Basınç eğrisine bakıldığında sol kısımda iyi bir uyum görünmektedir. Yakıtın yanmaya başladığı anda uyum görülmektedir. Her iki basınç eğrisi deneysel ile kıyaslandığında çok az yanma başlangıcında gecikme olduğu görülmekte ve daha sonrasında yine bir uyum içerisinde devam ettiği gözlenmektedir. Maksimum basınçlarında neredeyse aynı olduğu görülmektedir. Maksimum basıncın geç olmasının nedeni piston ile silindir arasında kalan boşluk, SRM suite programında tanımlanabiliyor. Bu boşluk maksimum basıncın daha geç olması yada 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.



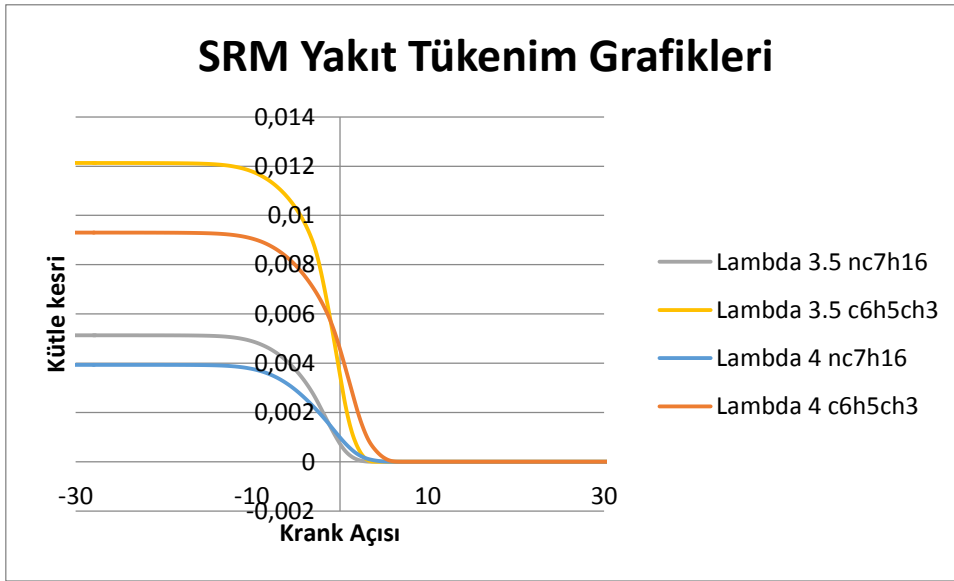
Şekil 3.10. SRM Suite için silindir içi ortalama sıcaklığın KMA'ya göre değişiminin kıyaslanması

Yanma işlemi başladıktan sonra iki krank mili açısında sıcaklıkların aniden yükseldiği görülmektedir. İki λ değeri için maksimum sıcaklık 10 krank mili açısı civarında gözlenmektedir. λ değeri arttıkça maksimum sıcaklık ve basıncın düştüğü görülmektedir. Ya da anlık sıcaklık artışında düştüğü gözlemlenmektedir.



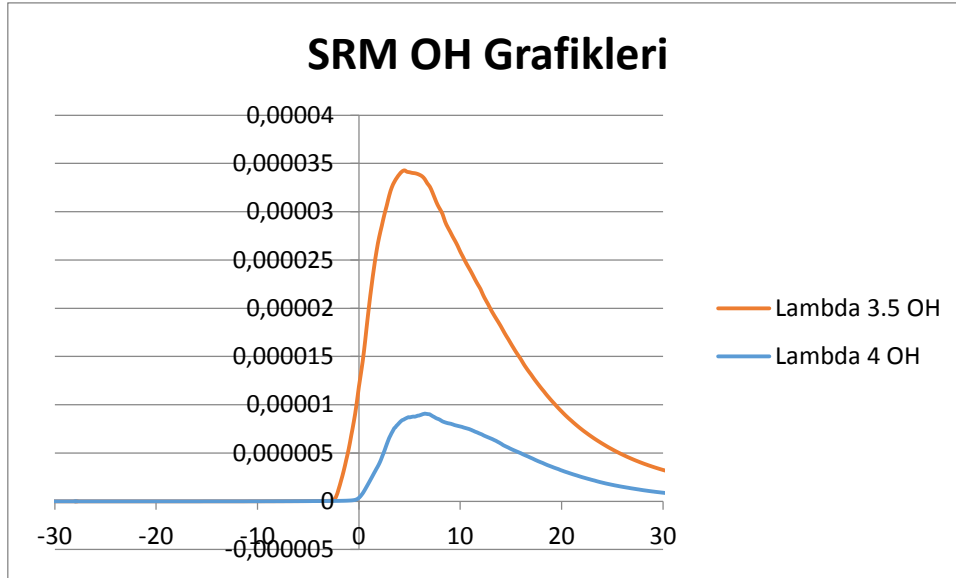
Şekil 3.11. SRM Suite için CO ve CO2 kütle oranının KMA'ya göre değişimi

Yanma başlangıcında CO yanma reaksiyonları içerisindeki tepkimelerden kaynaklı olarak en başta CO arttığı görülmektedir. Yaklaşık 5 krank mili açısında CO maksimuma ulaştığı görülmektedir ve bu noktadan sonra yanma reaksiyonları içinde CO, CO_2 dönüştüğü ve CO miktarının giderek azaldığı görülmektedir. CO_2 yaklaşık 1 krank mili açılarından itibaren düzenli olarak artış göstermektedir. Yaklaşık olarak 10 krank mili açılarından sonra neredeyse CO_2 dönüşümünü tamamladığı grafikte görülmektedir.



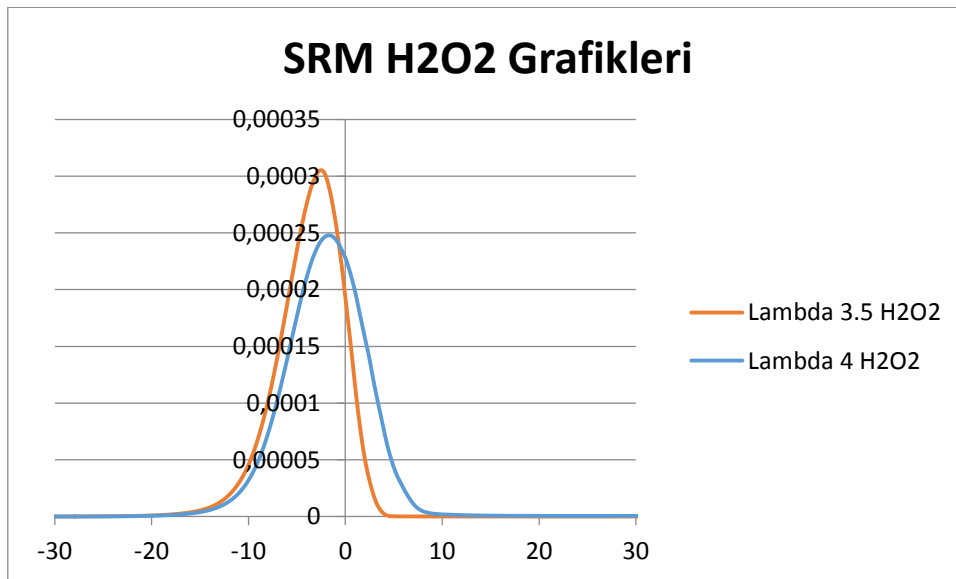
Şekil 3.12. SRM Suite için yakıt kütle oranlarının KMA' ya göre değişimi

$C_6H_5CH_3$ ve C_7H_{16} yakıtlarımız olmakla beraber yaklaşık -10 krank mili açısında yakıtlarımızın çevrim içerisinde yanmaya başladığı görülmektedir. Yaklaşık 6 krank mili açısında yakıtlarımızın neredeyse tamamı tükenmektedir.



Şekil 3.13. SRM Suite için OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi

OH yakıt içerisindeki karbonların tükenmesinden dolayı silindir içerisinde maksimum sıcaklıklara ulaşılmakta ve bazı tepkimeler için gerekli olan sıcaklığa ulaşılmamasından dolayı silindir içinde yakıt ile hava tepkimeleri yerine havanın kendi içerisinde tepkimeler oluşmaktadır. Bu tepkimelerden en önemli olanlardan biride OH'dır. OH miktarı -4 krank mili açısından itibaren artmaya başladığı görülmektedir. Yaklaşık 45 krank mili açısında neredeyse tükendiği görülmektedir.



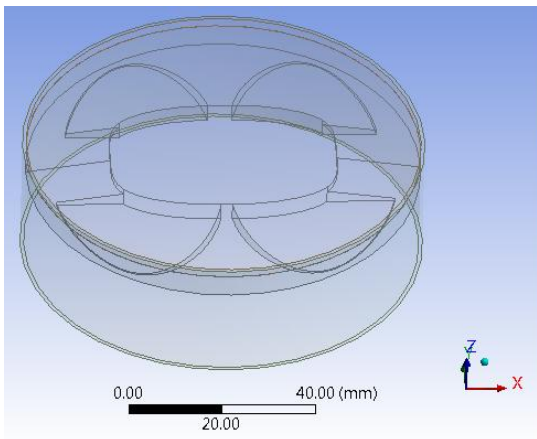
Şekil 3.14. SRM Suite için H2O2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi

H2O2 yanma başlangıcında ve yakıtın gizli buharlaşma ısısından dolayı ısı çekmesi

ve yakıtın yanmaya başlaması esnasında soğuk yanma gerçekleşmesi durumunda oluşmaktadır. Grafik de görüldüğü gibi yakıtların reaksiyona girmesi ile birlikte başlamış ve yakıtların neredeyse yarısının tükendiğinde maksimum seviyeye ulaştığı görülmektedir. Yakıtların tükenmesine yakın bir zamanda tükendiği görülmektedir.

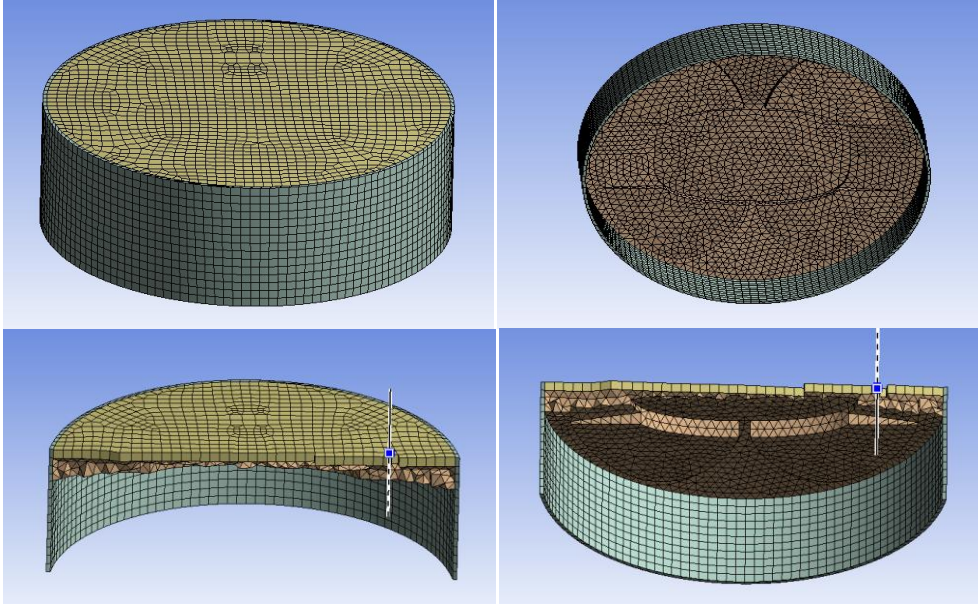
3.4. HCCI Motorun Fluent Programında Modellenmesi

Hesaplama akışkanlar dinamiği (HAD) analizinde kullanılan HCCI motorun silindir içi geometrisi şekil 1’de görülmektedir. 3 boyutlu model Ansys Workbench Design Modeller programı kullanılarak oluşturulmuştur. Gerçek geometrik ölçülerde ve silindir içinin tamamını kapsayacak biçimde modelleme yapılmıştır. HAD analizi emme valfi kapanma zamanından (EVK) egzoz valfi açılma (EVA) zamanına kadar sürdürülmüştür, bu yüzden 3 boyutlu modele valf geometrisi eklenememiş ve silindir üstü bölgesinin tamamen düz olduğu varsayılmıştır. HAD analizinde başlangıç koşulu olarak yakıtla yanma havasının homojen bir karışım halinde bulunması düşünülmüştür. Silindir ile piston arasında kalan ve crevice olarak isimlendirilen hacimde modele eklenmiştir. Bu bölgede, gerçekte olduğu gibi bir miktar yakıtın yanmadan kalacağı ve analizin gerçekçiliğini arttırdığı bilinmektedir. Tam modelin oluşturulmasında en büyük etken piston yüzeyinin farklı bir geometrik yapıya sahip olmasıdır. Bu durum analiz süresini ciddi ölçüde arttırmıştır.



Şekil 3.15. HCCI motorun silindir içi geometrisi. Farklı yapıdaki piston üstü geometrisi ve crevice hacmi görülmektedir

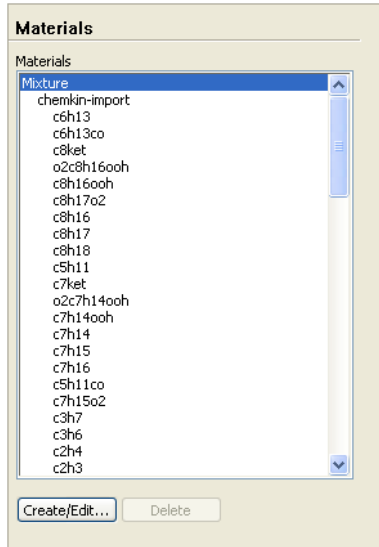
HAD analizlerinde en fazla dikkat edilmesi gereken şeylerden biri de ağ yapısı modelidir. Ağ yapısı ne kadar düzenli ve çok sayıda olursa yapılan analiz de o kadar sağlıklı ve güvenilir olmaktadır. Elbette çözüm süresi çok önemli bir faktördür ve bu yüzden oluşturulacak ağ yapısının analizin olabildiğince yakınsamasını sağlayacak ölçüde yeterli, çözüm süresini de en aza indirgeyecek kadar az olması sağlanmalıdır. Bu çalışmada yapılan analiz zamana bağlı çözümlerden oluşmaktadır. Zamana bağlı ve dinamik ağ yapısı kullanılarak yapılan analizler toplam çözüm süresini çok büyük boyutlara taşımaktadır. Ayrıca çözüme kimyasal kinetik mekanizmalar gibi ek çözümler ve denklemler eklendiğinde bu süre mekanizmaların büyüklüğüne göre katlanarak artmaktadır. Şekil 3.15’de modeli hazırlanmış silindir içi geometrisinin ağ yapısı görülmektedir. Ağ yapısı piston üst ölü noktada (ÜON) iken oluşturulmuştur. Daha sonra HAD yazılımında dinamik ağ yapısı oluşturularak piston istenen krank mili açısına çekilebilmektedir. Toplam hücre sayısı piston ÜON da iken 34000 adet ve alt ölü noktada iken 70795 adettir. Model, eğriler ve düzensiz hacimlerden oluştuğu için piston üstü hacminde prizma, diğer hacimler ise dört gensel ve düzenli ağ yapılarına sahiptir. Şekil 3.16’de farklı açılardan ve kesitlerden bu yapılar görülmektedir. Dinamik modelin düzgün çalışabilmesi için dörtgensel ve düzenli ağ yapısına ihtiyaç duyulmaktadır ve bunu sağlamak için de silindir üstünün hemen altındaki hacme bir sıra olacak şekilde düzenli ağ yapısı katmanı oluşturulmuştur. Oluşturulan bu ağ yapıları çözüm optimizasyonunda dikkate alınarak mümkün olan minimal düzeye çekilmeye çalışılmıştır. Bunu sağlamak için daha yoğun ağ yapısına sahip bir model ile daha az miktarda ağ yapısına sahip başka bir modelin analizi yapılmıştır. 3 farklı ağ yapısı ile yapılan analiz sonuçlarına göre optimum değer belirlenmiştir.



Şekil 3.16. HCCI motorun silindir içi modelinin ağ yapıları, dörtgensel ve prizma yapılarına sahip 2 farklı tip ağ yapısı kullanılmıştır

3.4.1. Silindir içindeki karışımın tanımlanması

Chemkin programını çalıştırmak için programa aktarılan kimyasal reaksiyon ve termodinamik data ları, otomatik olarak programın içindeki malzemeler menüsüne tepkimeye giren ve çıkan tüm kimyasal bileşikler i aktarır. Bu sayede malzemeler kısmına akışkan ve gaz olan herhangi bir kimyasal bileşiğin girilmesine gerek kalmaz. Bunun yanında sadece silindir çeperlerinin malzemesi girilmesi gereklidir. Şekilde programa aktarılan kimyasal bileşikler görülmektedir. Şekil 3.17’de malzemeler menüsüne aktarılan kimyasal bileşiklerin bir kısmı görülmektedir.



Şekil.3.17. Analiz esnasında kullanılan materyallerin tanımlanması

Reaksiyon mekanizması adı altındaki menüde yanma mekanizmasına girecek ve çıkacak ürünlerin yanma denklemi girilmelidir. Bu menüde stokiyometrik yanma denkleminin programa girilmesi yeterlidir. Hava fazlalık katsayısı daha sonra hesaplanır yanma reaksiyonuna girecek hava ve yakıtın kütle oranları başlangıç koşulları menüsünde çözüme başlamadan önce bu oranlar girilmelidir. Yapılan yanma analizinde gerçek hava yakıt oranının stokiyometrik hava yakıt oranına bölünmesiyle elde edilen $\lambda=3.5,4$ olarak alınarak yanma işlemi gerçekleştirildi. Buna göre analizde modellenen yanma reaksiyonu şu şekildedir.

3.4.2. Sınır koşullarının tanımlanması

Modelde piston ve silindirin duvar çeperlerinde sınır koşulları belirlenmiştir. Deney koşulları göz önüne alındığında gerçekleşen yanma olayı esnasında silindir çeperlerinden ısı geçişi olmuştur. Yapılan modelin gerçekçi sonuçlara ulaşabilmesi için silindir çeperleri ve piston yüzeyinden olan ortalama bir ısı akışı hesaba katılmıştır. Bu ısı akısına deneysel verilerden elde edilen ortalama silindir içi sıcaklığı ve duvar çeperlerinin sabit 363 K sıcaklığı durumuna göre hesaplanmıştır.

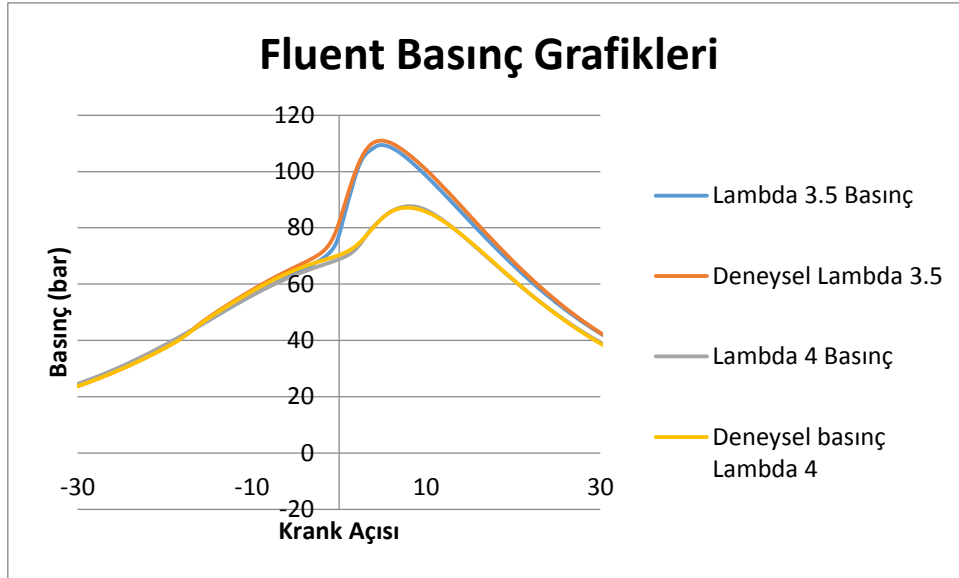
3.4.3. Başlangıç koşullarının belirlenmesi ve çözüme başlama

Analize başlanmadan önce gerekli tüm başlangıç koşullarının düzenlenmesi gereklidir. Buna göre analizin başlangıç basınç değeri 2 bar, sıcaklık değeri 353 K, $\lambda=3.5$ ve $\lambda=4$ için $C_6H_5CH_3$ ve NC_7H_{16} yakıtının kütleli oranları sırasıyla 0.005493, 0.012981, 0.011475, 0.00485044 oksijenin kütleli oranı 0,2287 olarak tanımlanmıştır. Diğer kütleli oranları program otomatik olarak hesaplar ve çözüme işler.

Çözüme başlamadan önce analizde kaç adet zaman aralığı olacağı ve her zaman aralığında kaç adet iterasyon yapılacağı belirtilmelidir. Yapılan yanma analizinde her bir zaman aralığı 0.1 KMA ya denk gelmekte ve buna göre her zaman aralığı 4.1666e-05 s olmaktadır. Piston, analiz süresince 229 KMA hareket edeceği için 458 adet zaman aralığı tanımlanmıştır. Her zaman aralığı için ise azami iterasyon sayısı ise 20 olarak belirlenmiştir. Yapılan çözümlerde her zaman adımı için 20 iterasyonun ideal olduğu saptanmıştır.

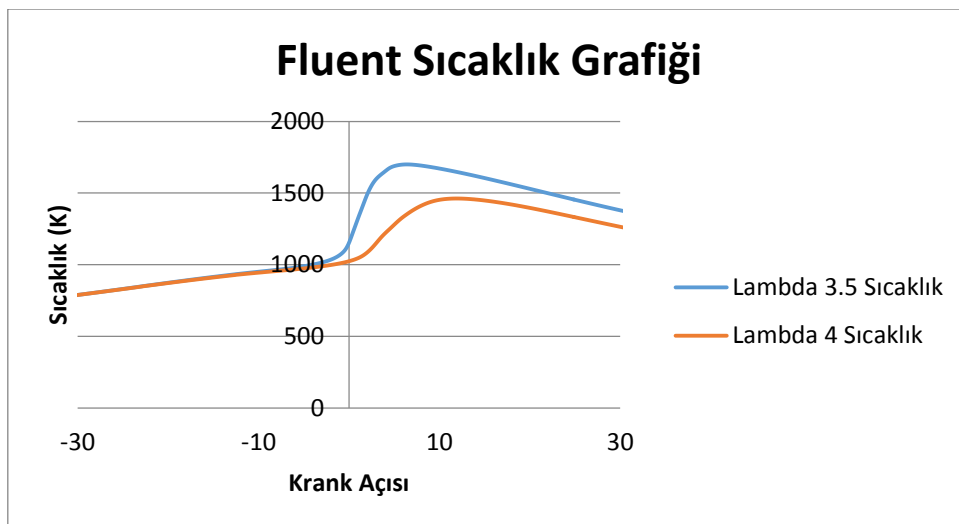
3.4.4. Fluent Analiz Sonuçlarının Alınması

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 akış ve yanma analizlerinde basınç, sıcaklık, yanma reaksiyonuna giren ve çıkan ürünlerin kütle oranlarının verileri alınmış, zaman adımı kullanılarak KMA göre grafik olarak çizdirilmiştir. Görsel veriler ise programın komut çalıştırma sekmesine gerekli komutları girerek elde edilmektedir. Buna göre analiz esnasında ekrana her 2 KMA da bir analiz ekranına çağırılan akış hızı ve izo-oktanın mol oranını belirli bir skala içerisinde renkli olarak görüntüleyen görsel sonuçlar kaydedilmiştir. Daha sonra 2 KMA da bir kaydedilen bu resimler video görüntüsü olacak biçimde birleştirilmiştir. Analiz sonuçlarına bakıldığında ise;



Şekil.3.18. Deneysel ve Fluent ile elde edilen silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması

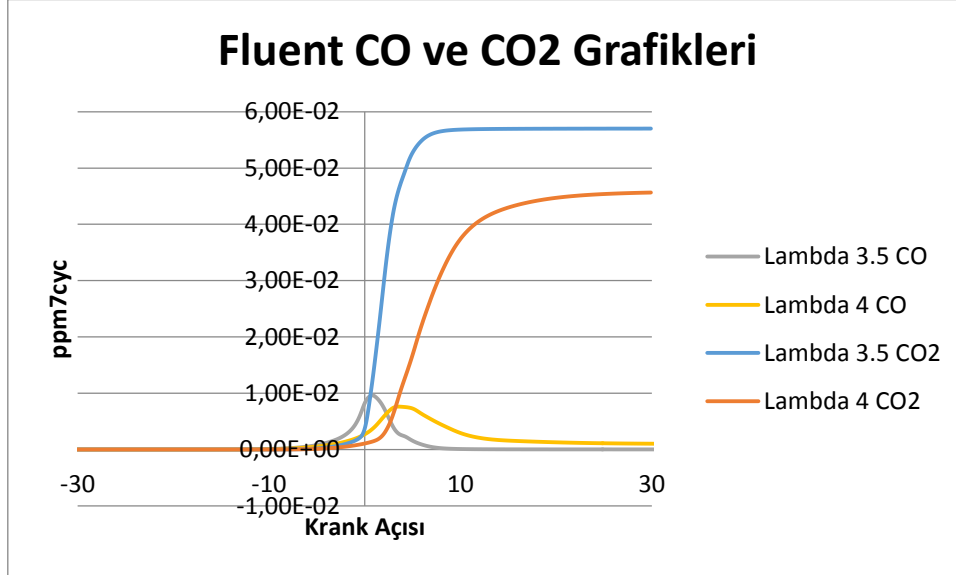
Basınç eğrisine bakıldığında sol kısımda iyi bir uyum görünmektedir. Yakıtın yanmaya başladığı anda çok fazla uyum görülmektedir. Devamında da uyum görülmektedir. Fluent programı 3 boyutlu tam modeli içermesi nedeniyle 0 boyutlu programlara göre çok daha iyi bir uyum yakalamıştır. Hem lambda 3,5 için hem de lambda 4 için kayda değer bir uyum içerisinde olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 3.19. Fluent için silindir içi ortalama sıcaklığın KMA'ya göre değişiminin kıyaslanması

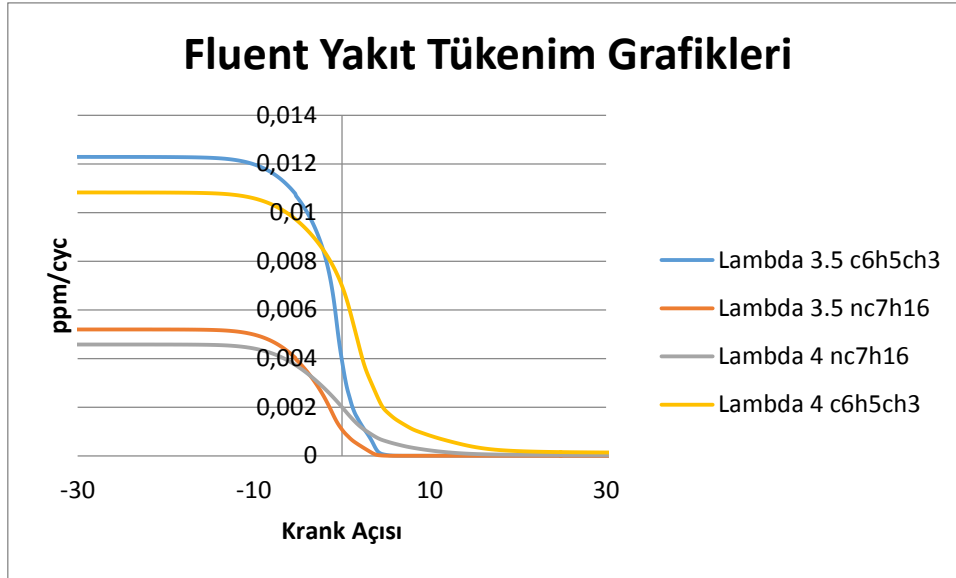
Yanma işlemi başladıktan sonra iki krank mili açısında sıcaklıkların aniden yükseldiği görülmektedir. İki λ değeri için maksimum sıcaklık 10 krank mili açısı

civarında gözlenmektedir. λ değeri arttıkça maksimum sıcaklık ve basıncın düştüğü görülmektedir.



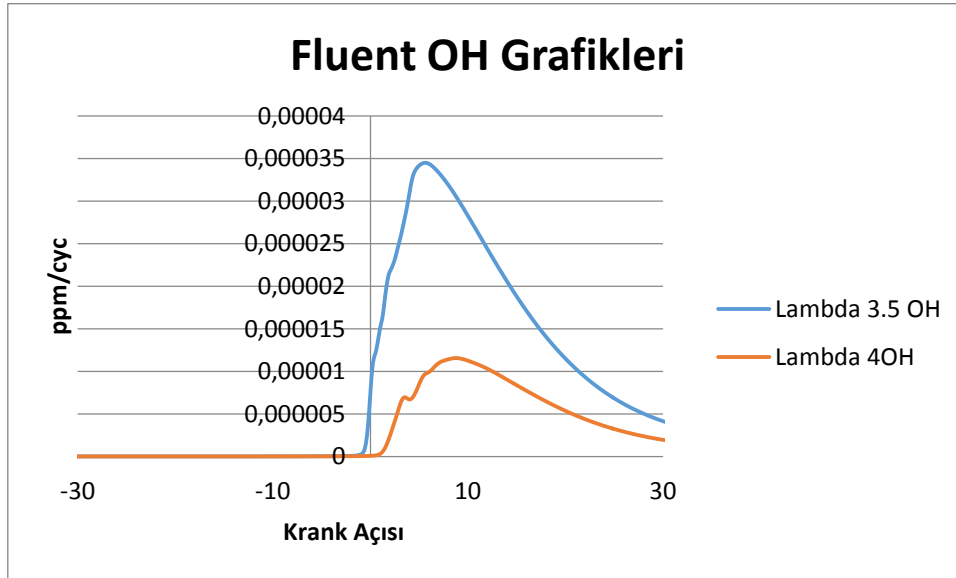
Şekil 3.20. Fluent için CO ve CO2 kütle oranının KMA' ya göre değişimi

Yanma başlangıcında CO yanma reaksiyonları içerisindeki tepkimelerden kaynaklı olarak en başta CO arttığı görülmektedir. Yaklaşık 2 krank mili açısında CO maksimuma ulaştığı görülmektedir ve bu noktadan sonra yanma reaksiyonları içinde CO, CO₂ dönüştüğü ve CO miktarının giderek azaldığı görülmektedir. CO₂ yaklaşık 4 krank mili açısından itibaren düzenli olarak artış göstermektedir. Yaklaşık olarak 10 krank mili açısından sonra CO₂ dönüşümünü tamamladığı grafikte görülmektedir.



Şekil 3.21. Fluent için yakıt kütle oranlarının KMA' ya göre değişimi

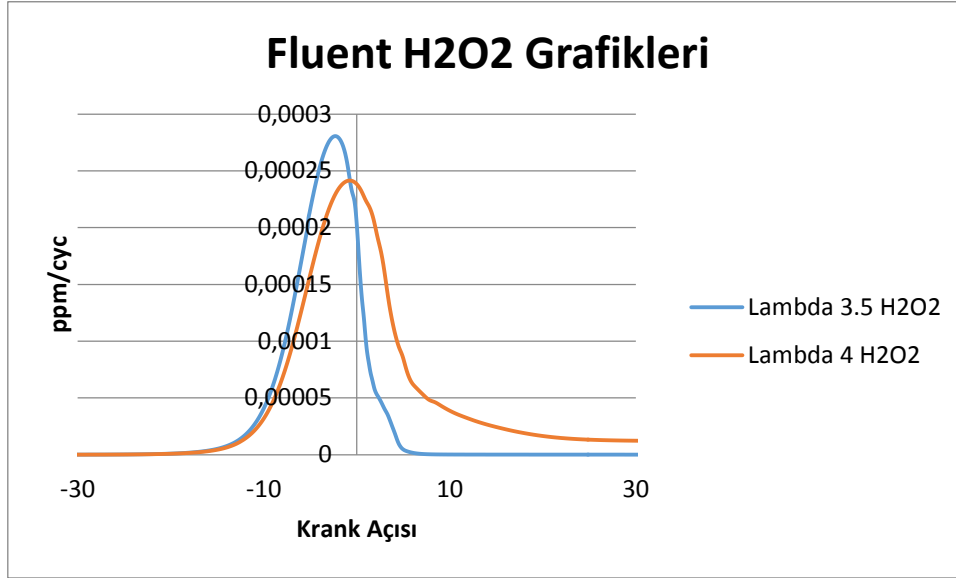
$C_6H_5CH_3$ ve C_7H_{16} yakıtlarımız olmakla beraber yaklaşık -10 krank mili açısında yakıtlarımızın çevrim içerisinde yanmaya başladığı görülmektedir. Yaklaşık 5 krank mili açısında yakıtlarımızın neredeyse tamamı tükenmektedir.



Şekil 3.22. Fluent için OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi

OH yakıt içerisindeki karbonların tükenmesinden dolayı silindir içerisinde maksimum sıcaklıklara ulaşılmakta ve bazı tepkimeler için gerekli olan sıcaklığa ulaşılmamasından dolayı silindir içinde yakıt ile hava tepkimeleri yerine havanın kendi içerisinde tepkimeler oluşmaktadır. Bu tepkimelerden en önemli olanlardan biride

OH'dır. OH miktarı 0 krank mili açısından itibaren artmaya başladığı görülmektedir. Yaklaşık olarak 10 krank mili açısı civarında maksimum seviyeye ulaştıktan sonra yaklaşık 45 krank mili açısında neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir.



Şekil 3.23. Fluent için H₂O₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi

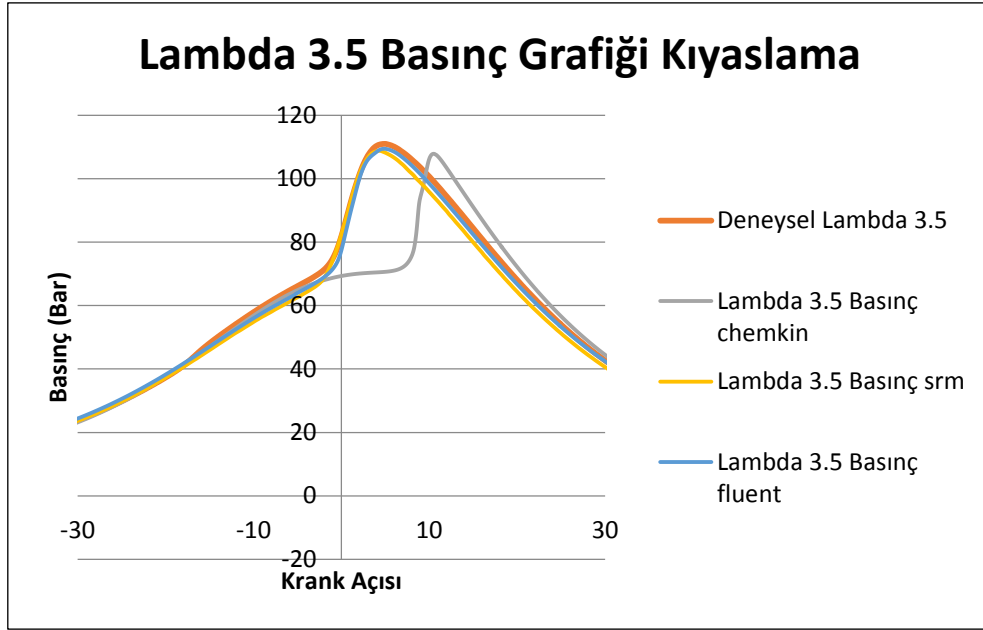
H₂O₂ yanma başlangıcında ve yakıtın gizli buharlaşma ısısından dolayı ısı çekmesi ve yakıtın yanmaya başlaması esnasında soğuk yanma gerçekleşmesi durumunda oluşmaktadır. Grafik de görüldüğü gibi yakıtların reaksiyona girmesi ile birlikte başlamış ve yakıtların neredeyse yarısının tükendiğinde maksimum seviyeye ulaştığı görülmektedir. Yakıtların tükenmesine yakın bir zamanda tükendiği görülmektedir.

BÖLÜM 4. PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ VE SONUÇ

4.1. Programlardan Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

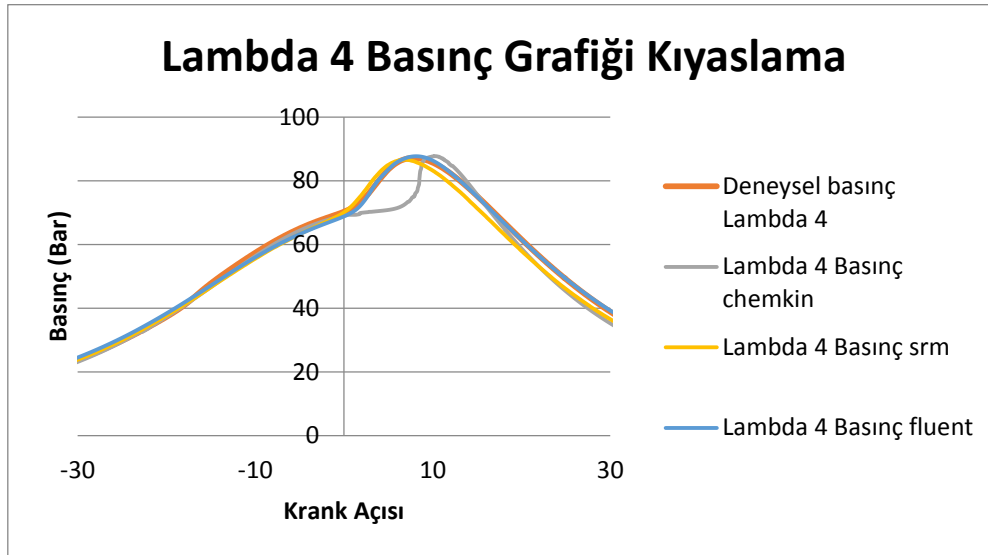
Silindir içi yanma modelinde asıl amaç silindir içinde piston AÖN' da iken hali hazırda bulunan hava-yakıt karışımının sıkışma esnasında nasıl bir yanma rejimi izlediğinin incelenmesiydi. Yanma sonucu silindir içinde oluşan yüksek basınç ve sıcaklığın her bir KMA' ya göre her programda bulunması ve deneysel 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 programda yapılmış analiz sonuçları birbiri ile kıyaslanmıştır.

Karşılaştırma sonucunda deneysel basınç grafiği ile diğer üç programda elde edilmiş grafikler kıyaslandığında Fluent en iyi yaklaşımı vermiştir. Srm suite programı 0 boyutlu olmasına rağmen 3 boyutlu olan Fluent programına çok yakın sonuç vermiştir.



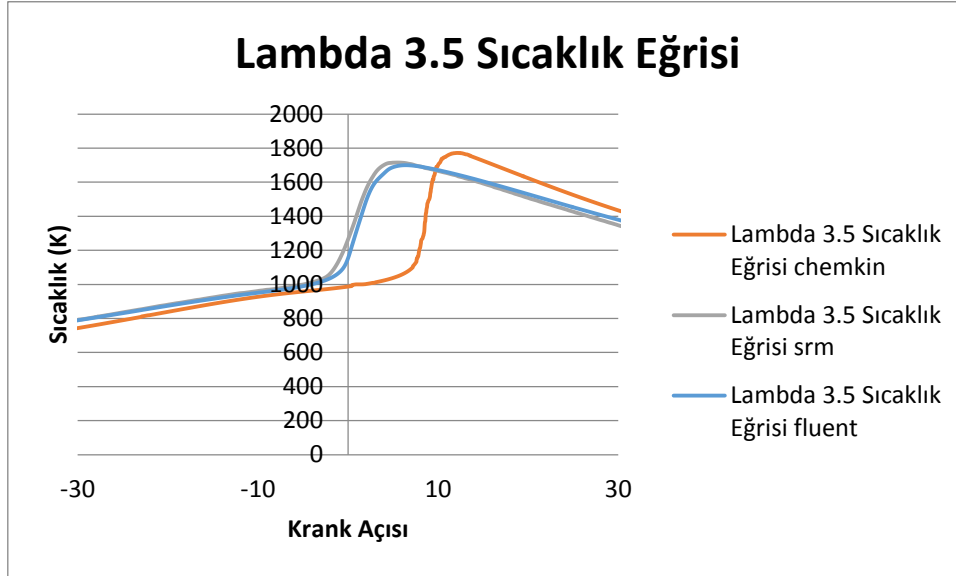
Şekil.4.1. Deneysel ve analiz yöntemleri ile elde edilen lambda 3.5 için silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması

Chemkin programının verdiği basınç eğrisine bakılır ise tutuşma gecikmesinin çok fazla olduğu gözlemlenmektedir. Bu sebeple de basınç eğrisini tam olarak yakalayamamıştır.



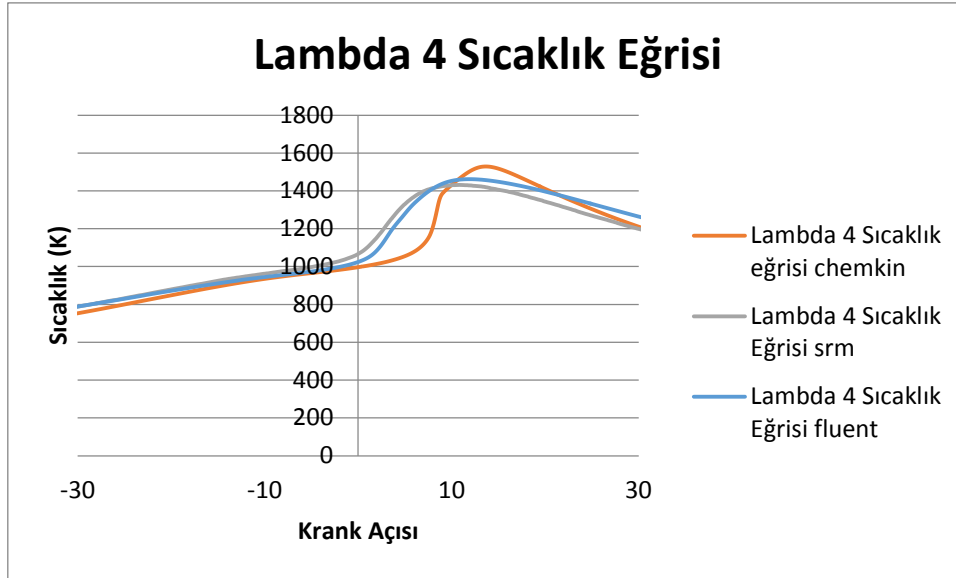
Şekil.4.2. Deneysel ve analiz yöntemleri ile elde edilen lambda 4 için silindir içinde sıkışma esnasında oluşan basınç değişiminin karşılaştırılması

Lambda değerinin değişmesi de bu sonucu yine pek değiştirmemiştir. Lambda 3.5 ve 4 için yine sıralamaya bakılırsa en iyi sonucu Fluent onun ardından SRM suite ve Chemkin gelmektedir.



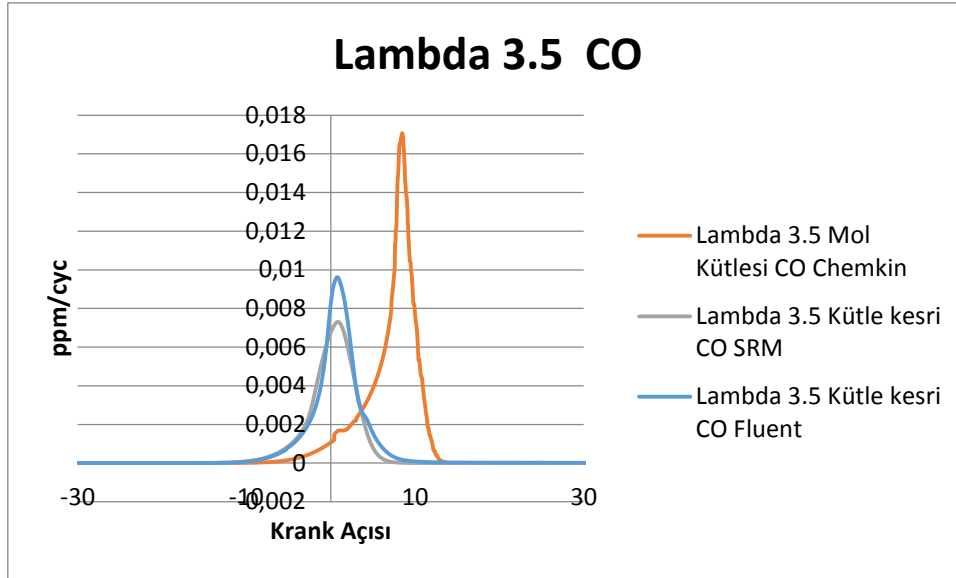
Şekil 4.3 Lambda 3.5 için Silindir içi ortalama sıcaklığın KMA' ya göre değişiminin kıyaslanması

Şekil 4.3'de Lambda 3.5 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi ortalama sıcaklık değerleri verilmiştir. . Chemkin programının basınç eğrisinde de gösterdiği gibi yanma gecikmesinden kaynaklanan ve yanmanın 10 krank mili açısı civarında başlamış olmasından dolayı sıcaklık eğrisi diğer programların verdiği sıcaklık eğrisine göre daha dik olduğu yani yanmanın daha hızlı gerçekleştiği gözlemlenmiştir. SRM suite ve fluent basınç eğrisinde de olduğu gibi daha yakın ve düzgün bir grafik sergileyerek yanma -3 KMA'da başlamıştır. Sıkıştırma esnasında 1050 K değerine kadar ulaşan sıcaklık yanma esnasında hızla artarak azami 1700 K değerine kadar çıkmış ve yanma bittikten sonra hızla düşmeye başlamıştır.



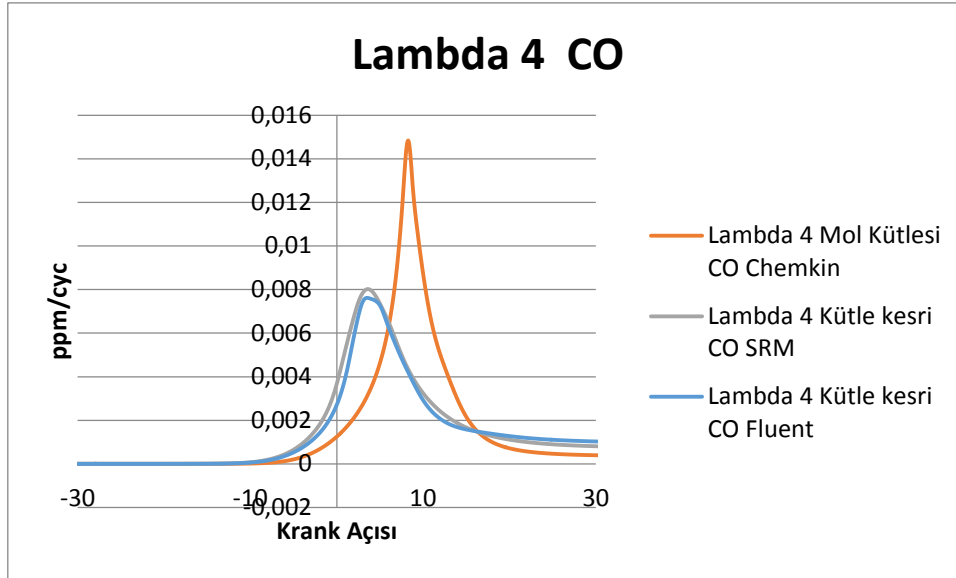
Şekil 4.4. Lambda 4 için Silindir içi ortalama sıcaklığın KMA'ya göre değişiminin kıyaslanması

Şekil 4.4'de Lambda 4 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi ortalama sıcaklık değerleri verilmiştir. Chemkin programının basınç eğrisinde de gösterdiği gibi yanma gecikmesinden kaynaklanan ve yanmanın 10 krank mili açısı civarında başlamış olmasından dolayı sıcaklık eğrisi diğer programların verdiği sıcaklık eğrisine göre daha dik olduğu yani yanmanın daha hızlı gerçekleştiği gözlemlenmiştir. SRM suite ve Fluent basınç eğrisinde de olduğu gibi daha yakın ve düzgün bir grafik sergileyerek yanma 0 KMA'da başlamıştır. Sıkıştırma esnasında 990 K değerine kadar ulaşan sıcaklık yanma esnasında hızla artarak azami 1450 K değerine kadar çıkmış ve yanma bittikten sonra hızla düşmeye başlamıştır.



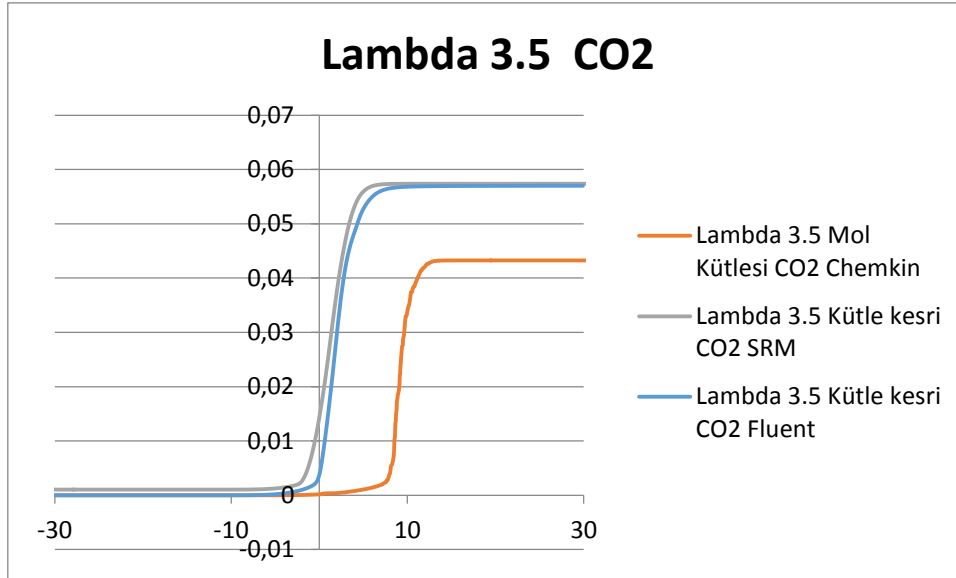
Şekil 4.5 Lambda 3.5 için CO grafiği

Şekil 4.5’de Lambda 3.5 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi CO değerleri verilmiştir. Chemkin programının basınç eğrisinde de gösterdiği gibi yanma gecikmesinden kaynaklanan ve yanmanın 10 krank mili açısı civarında başlamış olmasından dolayı CO eğrisi diğer programların verdiği CO eğrisine göre daha dik olduğu yani yanmanın daha hızlı gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Chemkin programından elde edilen grafiğe bakıldığında -3 KMA’da CO oluşumunun başladığı ve 0.017 kütle kesri ile maksimum seviyeye 9 KMA’da ulaştığı ve çok hızlı bir azalma göstererek -15 KMA’da neredeyse tamamen yok olduğu gözlemlenmektedir. SRM suite ve Fluent programı ise -7 KMA’da CO oluşumu göstermeye başlamış ve RM suite programında 0.007kütle kesri, Fluent programında ise 0.0095kütle kesri ile maksimum seviyeye 1 KMA’da ulaşmış ve 7 KMA’da neredeyse tamamen yok olduğu gözlemlenmiştir.



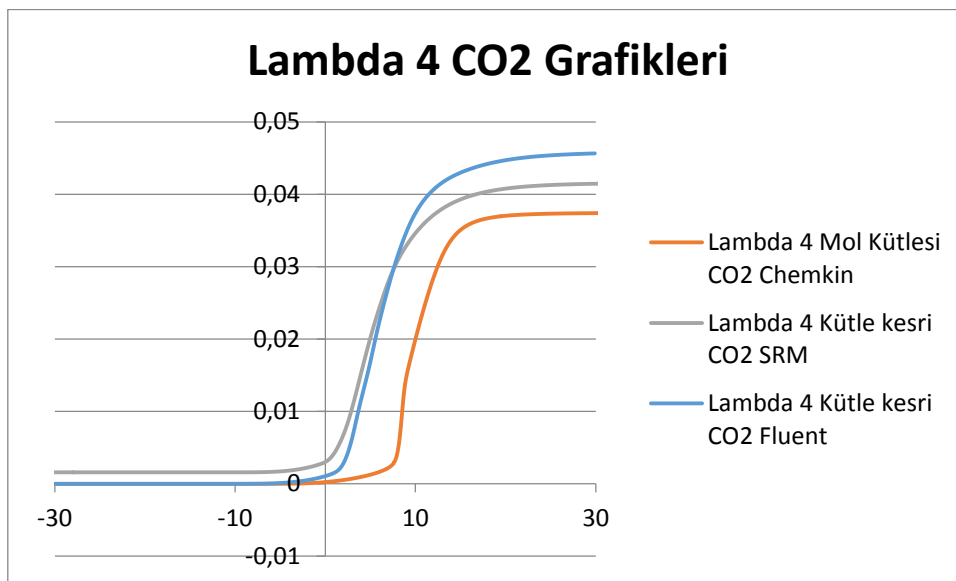
Şekil 4.6 Lambda 4 için CO grafiği

Şekil 4.6’de Lambda 4 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi CO değerleri verilmiştir. Chemkin programının basınç eğrisinde de gösterdiği gibi yanma gecikmesinden kaynaklanan ve yanmanın 10 krank mili açısı civarında başlamış olmasından dolayı CO eğrisi diğer programların verdiği CO eğrisine göre daha dik olduğu yani yanmanın daha hızlı gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Chemkin programından elde edilen grafiğe bakıldığında -5 KMA’da CO oluşumunun başladığı ve 0.015 kütle kesri ile maksimum seviyeye 10 KMA’da ulaştığı ve çok hızlı bir azalma göstererek -15 KMA’da neredeyse tamamen yok olduğu gözlemlenmektedir. SRM suite ve Fluent programı ise -7 KMA’da CO oluşumu göstermeye başlamış ve SRM suite programında 0.008 kütle kesri, Fluent programında ise 0.0078 kütle kesri ile maksimum seviyeye 4 KMA’da ulaşmış ve 15 KMA’da neredeyse tamamen yok olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.7.Lambda 3.5 CO₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi

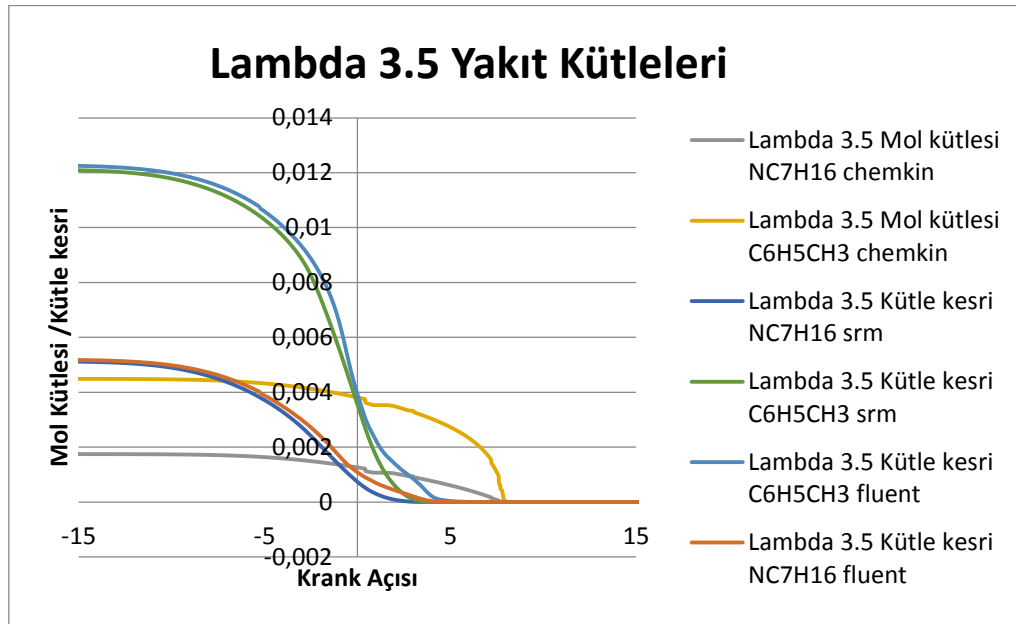
Şekil 4.7'de Lambda 3.5 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi CO₂ değerleri verilmiştir. Chemkin programından elde edilen grafiğe bakıldığında 5 KMA'da CO₂ oluşumunun başladığı ve 0.015 kütle kesri ile maksimum seviyeye 10 KMA'da ulaştığı ve bu seviyede kaldığı gözlemlenmiştir. SRM suite programı ise -4 KMA'da CO₂ oluşumu göstermeye başlamış ve 0.057 kütle kesri ile maksimum seviyeye 6 KMA'da ulaşmış ve bu seviyede devam etmiştir. Fluent programı ise -3 KMA'da CO₂ oluşumu göstermeye başlamış ve 0.0078 kütle kesri ile maksimum seviyeye 7 KMA'da ulaşmış ve bu seviyede devam etmiştir.



Şekil 4.8.Lambda 4 CO₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi

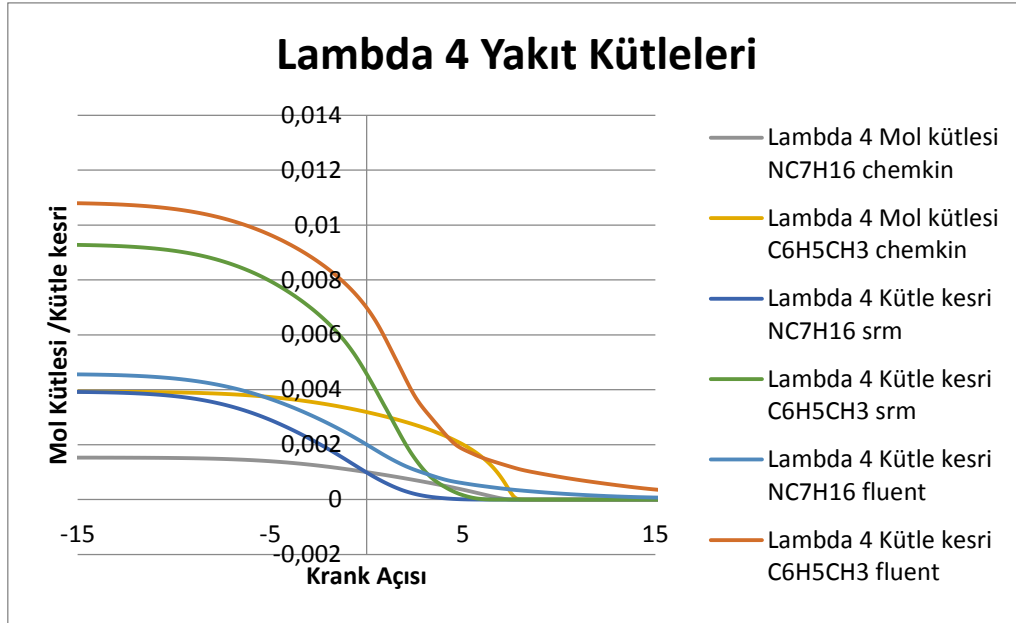
Şekil 4.8’de Lambda 4 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi CO₂ değerleri verilmiştir. Chemkin programından elde edilen grafiğe bakıldığında 5 KMA’da CO₂ oluşumunun başladığı ve 0.015 kütle kesri ile maksimum seviyeye 10 KMA’da ulaştığı ve bu seviyede kaldığı gözlemlenmiştir. SRM suite programı ise -4 KMA’da CO₂ oluşumu göstermeye başlamış ve 0.057 kütle kesri ile maksimum seviyeye 6 KMA’da ulaşmış ve bu seviyede devam etmiştir. Fluent programı ise -3 KMA’da CO₂ oluşumu göstermeye başlamış ve 0.0078 kütle kesri ile maksimum seviyeye 7 KMA’da ulaşmış ve bu seviyede devam etmiştir.

Yakıt kütlelerine bakıldığında ise Chemkin de yakıt kütlelerinin daha düşük olduğu ve daha geç tükenmeye başladığı gözlemlenmektedir.



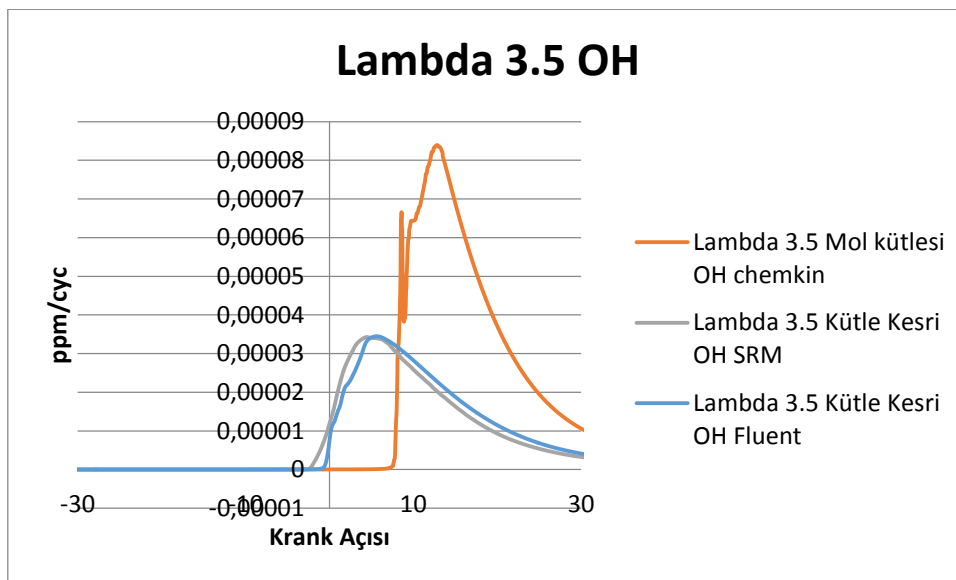
Şekil 4.9 Lambda 3.5 Yakıt Kütlelerinin Tükenim Grafiği

Fluent ve SRM suite programında ise hemen hemen aynı değerlerde tükenmeye başladığı ve aynı yakıt miktarlarını kullandığı görülmektedir. Şekil 4.9’de görüldüğü gibi, Fluent ve SRM suite yakıt kütlelerinin -5 krank mili açısında tükenmeye başladığı ve 5 krank mili açısında neredeyse tamamen tükendiği gözlemlenirken chemkin ise -2 krank mili açısı civarında tükenmeye başlayarak 8 krank mili açısı civarında neredeyse tükendiği gözlemlenmektedir.



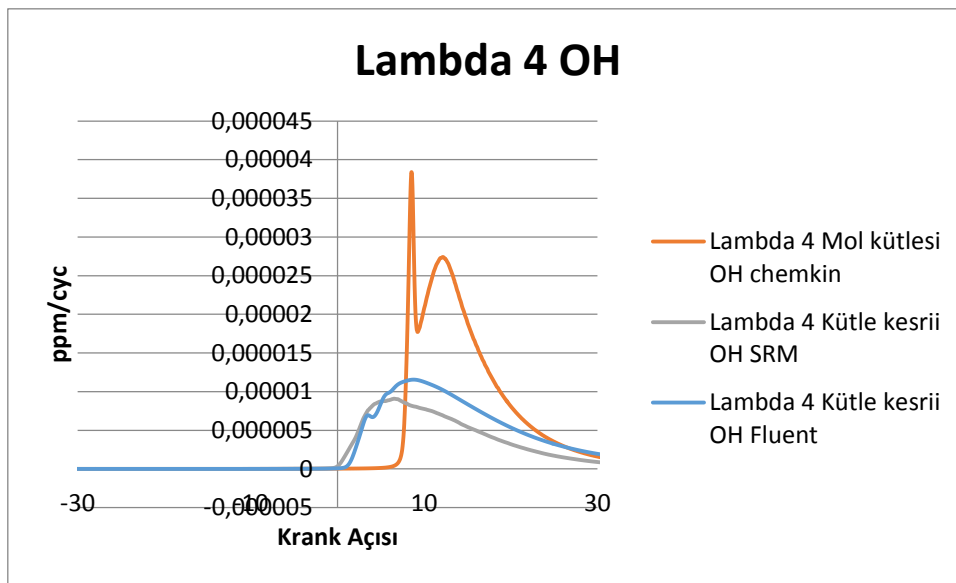
Şekil 4.10 Lambda 4 Yakıt Kütlelerinin Tükenim Grafiği

Şekil 4.10 de görüldüğü üzere Fluent ve SRM suite için yakıt (C_7H_{16} ve $C_6H_5CH_3$) tam olarak -5 krank mili açısında tükenmeye başlamaktadır. Bu andan itibaren yavaş yanma başlamış olup yakıt kimyasal reaksiyona girmiştir. En yüksek tükenme hızı -2 ile 5 KMA arasında oluşmuş ve bu aralıkta yakıtın % 70' e yakını bitmiştir. Yakıtın tamamı ise 10 KMA' da tamamen tükenmiştir. Yakıtın tükenme aralığının yanmanın gerçekleşme aralığı ile aynı olduğunu kabul edebiliriz. Deneysel verilere göre karşılaştırıldığında yakıtın daha hızlı tükenmesi gerektiğini söyleyebiliriz.



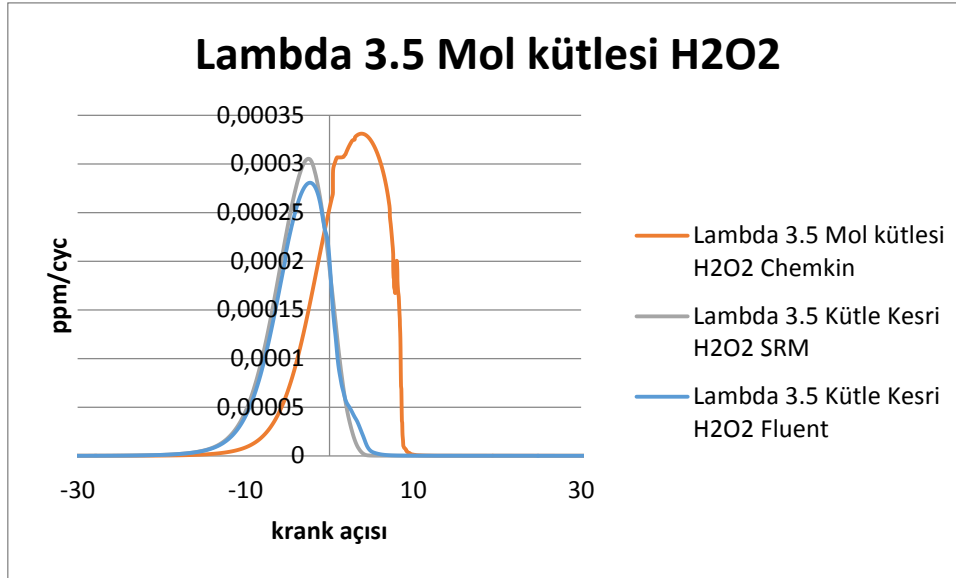
Şekil 4.11 Lambda 3.5 OH kütle oranının KMA' ya göre değişimi

Şekil 4.11’de Lambda 3.5 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi OH değerleri verilmiştir. Chemkin programından elde edilen grafiğe bakıldığında 10 KMA’da OH oluşumunun başladığı ve 0.000082 kütle kesri ile maksimum seviyeye 15 KMA’da ulaştığı ve 40 KMA’da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir. SRM suite programı ise -4 KMA’da OH oluşumu göstermeye başlamış ve 0.000033 kütle kesri ile maksimum seviyeye 4 KMA’da ulaşmış ve 35 KMA’da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir. Fluent programı ise 0 KMA’da OH oluşumu göstermeye başlamış ve 0.000033 kütle kesri ile maksimum seviyeye 6 KMA’da ulaşmış ve 35 KMA’da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir.



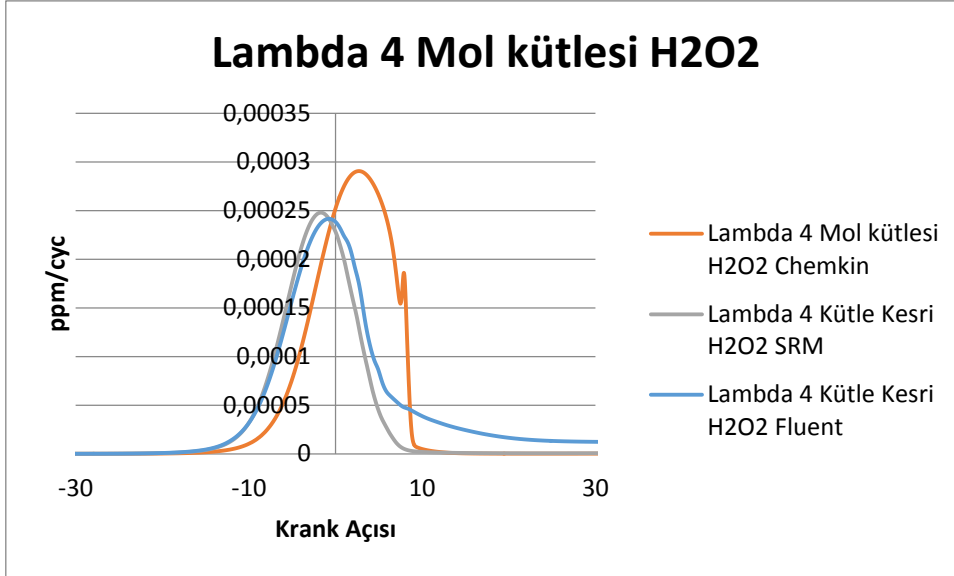
Şekil 4.12 Lambda 4 OH kütle oranının KMA’ ya göre değişimi

Şekil 4.12’de Lambda 4 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi OH değerleri verilmiştir. Chemkin programından elde edilen grafiğe bakıldığında 10 KMA’da OH oluşumunun başladığı ve 0.000038 kütle kesri ile maksimum seviyeye 12 KMA’da ulaştığı ve 30 KMA’da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir. SRM suite programı ise -1 KMA’da OH oluşumu göstermeye başlamış ve 0.000008 kütle kesri ile maksimum seviyeye 6 KMA’da ulaşmış ve 30 KMA’da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir. Fluent programı ise 2 KMA’da OH oluşumu göstermeye başlamış ve 0.000011 kütle kesri ile maksimum seviyeye 8 KMA’da ulaşmış ve 30 KMA’da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.13 Lambda 4 H₂O₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi

Şekil 4.13'de Lambda 3.5 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi H₂O₂ değerleri verilmiştir. Chemkin programından elde edilen grafiğe bakıldığında -15 KMA'da H₂O₂ oluşumunun başladığı ve 0.00033 kütle kesri ile maksimum seviyeye 6 KMA'da ulaştığı ve 10 KMA'da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir. SRM suite programı ise -18 KMA'da H₂O₂ oluşumu göstermeye başlamış ve 0.0003 kütle kesri ile maksimum seviyeye -4 KMA'da ulaşmış ve 6 KMA'da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir. Fluent programı ise -18 KMA'da H₂O₂ oluşumu göstermeye başlamış ve 0.00028 kütle kesri ile maksimum seviyeye -4 KMA'da ulaşmış ve 8 KMA'da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.14 Lambda 4 H₂O₂ kütle oranının KMA' ya göre değişimi

Şekil 4.14'de Lambda 4 için sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki silindir içi H₂O₂ değerleri verilmiştir. Chemkin programından elde edilen grafiğe bakıldığında -15 KMA'da H₂O₂ oluşumunun başladığı ve 0.00028 kütle kesri ile maksimum seviyeye 5 KMA'da ulaştığı ve 10 KMA'da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir. SRM suite programı ise -18 KMA'da H₂O₂ oluşumu göstermeye başlamış ve 0.00025 kütle kesri ile maksimum seviyeye -2 KMA'da ulaşmış ve 9 KMA'da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir. Fluent programı ise -18 KMA'da H₂O₂ oluşumu göstermeye başlamış ve 0.00024 kütle kesri ile maksimum seviyeye -1 KMA'da ulaşmış ve 35 KMA'da ise neredeyse tükendiği gözlemlenmiştir.

4.2. Performans Değerlendirmesi

Hesaplama 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 sayısal analizler ışığında 3 farklı programda da analiz yapılmış olsada 2 boyutlu 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, OH, CO ve H₂O₂ 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. Bu geliştirmeler modelin 3 boyutlu olarak çalıştırılması, emme ve egzoz zamanlarının modele eklenmesi olarak sıralanabilir. Aşağıda maddeler halinde programların avantajları ve dezavantajları sıralanmıştır.

- Chemkin Pro programı 0 boyutlu oluşu açısından en hızlı çözüm bu programda elde edilmektedir. Zamandan kazanç vardır ama bu programda crevice hacmi ve piston üst geometrisi modellenemediğinden dolayı sonuçları pekiyi olmadığı analiz sonuçlarından görülmektedir.
- SRM suite programında 0 boyutlu bir programdır ama stokastik reaktör model özelliğinden dolayı yani silindir içi hacimde kendi belirlediği noktalara partikül atayarak 3 boyutlu bir program kadar doğru analiz sonuçları verebilmektedir.

- Fluent programı 3 boyutlu bir program olması nedeniyle hem görsel olarak hem de diğer 0 boyutlu programlar gibi sonuçlar alınabilmektedir. Yalnız bu programda 50 bileşen ile kimyasal reaksiyonlar sınırlı olması ve analiz süresi olarak çok uzun zaman gerektirmesi açısından zayıf yönleri vardır. Bunun yanında sonuçlara bakıldığında ise en iyi yaklaşımı da bu programdan elde edildiği gözden kaçmamalıdır.
- Chemkin ve SRM suite programında sınırsız büyüklükte kimyasal mekanizma kullanılabilir iken Fluent programında sadece 50 bileşenli bir kimyasal mekanizma kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] <http://img143.imageshack.us/img143/6264/123hn0.jpg>, Erişim Tarihi: 10.05.2010.
- [2] COŞKUN, G., CFD kullanılarak bir HCCI motorun iki boyutlu modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010.
- [3] TOKSÖZ, S., Bir dizel motorunda yanma olayının analizi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010.
- [4] HARLOW,F.H.,NAKAYAMA, P.I., Transport of turbulence energy decay rate. Combust. Flame, 30:45-319. 1968.
- [5] 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.
- [6] LAUNDER,B.E., SPALDING, D.B., The numerical computation of turbulent flows. Comp. Methods in Appl. Mech. and Eng., 3:269-89, 1974.
- [7] 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.
- [8] YAKHOT, V., SMITH, L. M., The renormalization group, the 5-expansion and derivation of turbulence models. J. Sri. Comp., 7:35-61. 1992.
- [9] HAN, Z.Y.,REITZ, R.D., Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG k—e models. Combust. Sri. and Tech., 106:267-295, 1995.
- [10] 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.
- [11] BORGMAN, G. L., RAGLAND, K.W., Combustion Engineering, McGraw Hill, International Ed., New York, USA, 1-444 (1998).
- [12] DIESEL,R., DE patent 67207: „Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungskraftmaschinen“ pg 4.

- [13] LEDUC M., "Biography of Rudolph Diesel".
- [14] Scania fordonshistoria 1891-1991 |year=1992 |language=Swedish |isbn=91-7886-074-1}} (Translated title: Vehicle history of Scania 1891-1991.
- [15] Volvo – Lastbilarna igår och idag |year=1987 |language=Swedish |isbn=91-86442-76-7}} (Translated title: Volvo trucks yesterday and today).
- [16] STONE, R., Introduction to Internal Combustion Engines 3rd ed., SAE International, Inc., England, 1-611, 1999.
- [17] ONISHI S, JO SH, SHODA K, JO PD, KATO S. Active thermo-atmosphere combustion (ATAC)—a new combustion process for internal combustion engines. SAE 790501.
- [18] NOGUCHI M, TANAKA Y, TANAKA T, TAKEUCHI Y. A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion. SAE 790840.
- [19] NAJT, PM., FOSTER, DE., Compression-ignited homogeneous charge combustion. SAE 830264.
- [20] THRING, RH., Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. SAE 892068.
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] MARGER, R., NINO, E., VAFIDIS, C., The effect of inlet duct length on the in-cylinder air motion in a motored diesel engine. SAE Paper No. 900057.
- [24] 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.
- [25] LEYLEK, J., TAYLOR, W., TRAN, LT., RONALD, DS., Advanced computational methods for predicting flow losses in intake regions of diesel engines. SAE Paper No. 970639.

- [26] BORGNAKKE, C., DAVIS, GC., TABACZYNSKI, RJ., Predictions of in-cylinder swirl velocity and turbulence intensity for an open chamber cup in piston engine. SAE Paper No. 810224.
- [27] MUSCULUS, MP., RUTLAND, CJ., An application of the coherent flamelet model to diesel engine combustion. SAE Paper No. 950281.
- [28] MURAD, NM., NASER, J., ALAM F, Watkins S. Simulation of vehicle A-pillar aerodynamics using various turbulence models. SAE Paper No. 2004-01-0231.
- [29] 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, September 2004, Pages 995-1021.
- [30] BEDFORD, F., HU, X., SCHMIDT, U., In-cylinder combustion modeling and validation using Fluent.
- [31] COLUCCI, P. J., LEE, D., LIM, C. K., GOLDIN, G., In-Cylinder Engine Modeling Developments at Fluent, Fluent Incorporated Lebanon, NH.
- [32] HEYWOOD, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Singapore, 1-915, 1988.
- [33] PULKRABEK, W.W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, Prentice Hall, New Jersey, ABD, 1997.
- [34] KODAH, Z.H., SOLIMAN, H.S., QUADIS, A. JAHMANY, M., , Combustion in a sparkignition engine”, Applied Energy, 66 (3): 237-250, 2000.
- [35] <http://frmdost.com/teknik-servis/29261-diesel-motorlarinda-yanma.html>, Erişim Tarihi: 10.04.2010.
- [36] PULKRABEK, W.W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, 2nd ed., Prentice Hall, New Jersey, ABD, 1-369 2004.
- [37] CHEN, C-J., JAW, S-Y., Fundamentals of Turbulence Modeling, Taylor and Francis, New York, U.S.A, 1-267, 1998.
- [38] WOSCHNI, G., 1967. A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE PaperNo: 670931.
- [39] JENKIN, R.J., JAMES, E.H., MALALASEKARA, W., 1996. Thermal Boundary Layer Modeling in Motored Spark Ignition Engine, SAE Paper No: 961965.

- [40] JENKIN, R., JAMES, E., MALALASEKERA, W., 1997. Predicting the Onset of Endgas Autoignition with a Quasi-Dimensional Spark Ignition Engine Model, SAE Paper No: 972877.
- [41] 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.
- [42] AHMADI-BEFRUI, B., " Analysis of flow evolution in the cylinders of motored reciprocating engines", PhD Thesis, University of London, 1985.
- [43] HEYWOOD, J.B., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, Singapore.
- [44] WESTBROOK, C.K., DRYER, F.L., 1981. Chemical Kinetics and Modeling of Combustion Processes, 18. Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Waterloo, Canada, August 17-22, 749-767.
- [45] CHEVALIER, C., PITZ, W.J., WARNATZ, J., WESTBROOK, C.K., and Mclenk, H., 1992. 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.
- [46] WESTBROOK, C.K., PITZ, W.J., LEPPARD, W., 1991. The Autoignition Chemistry of Paraffinic Fuels and Pro-Knock and Anti-Knock Additives: A Detailed Chemical Kinetic Study, S A E Paper No: 912314.
- [47] WESTBROOK, C.K., DRYER, F.L., 1981. Chemical Kinetics and Modeling of Combustion Processes, 18. Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Waterloo, Canada, August 17-22, 749-767.
- [48] TOWERS, J.M., HOEKSTRA, R.L., 1998. Engine Knock, A Renewed Concern in Motorsports-A Literature Review, SAE Transactions, Journal of Engines, 3, No: 983026, 2343-2353.
- [49] LI, H., MILLER, D.L., CERNANSKY N.P., 1996. Development of a Reduced Chemical Kinetic Model for Prediction Reactivity and Autoignition of Primary Reference Fuels, SAE Paper No: 960498.
- [50] MAUSS, F., 1999. Chemical Kinetics Lecture Notes, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- [51] ARCOUMANIS, C., BICEN, A. F., WHITELOW, J. H., Squish and Swirl-Squish Interaction in Motored Model Engines, Journal of Fluids Engineering, 1983.

- [52] YASAR, H., SOYHAN, H.S., WALMSLEY, H. HEAD,B., SORUSBAY, C., Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling, Applied Thermal Engineering Volume 28, Issues 11-12, August 2008, Pages 1284-1290.

ÖZGEÇMİŞ

Üsame Demir, 10.02.1988 de İstanbul' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini İstanbul'da tamamladı. 2010 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2011 yılı Eylül ayında Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde yüksek lisansa başladı. 2010 yılında Bingöl Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Otomotiv anabilim dalında araştırma görevlisi olarak akademik kariyerine başlamış olup 2012 Nisan ayında yüksek lisans öğrenimini tamamlaması için görevlendirme ile Sakarya Üniversitesine geçmiş ve halen bu üniversitede görevine devam etmektedir.