

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

**BİR DİZEL MOTORUNDA YANMA OLAYININ
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Sami TOKSÖZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Hakan S. SOYHAN

Eylül 2010

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR DİZEL MOTORUNDA YANMA OLAYININ
ANALİZİ**

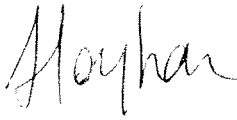
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Sami TOKSÖZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 14 / 09 /2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.



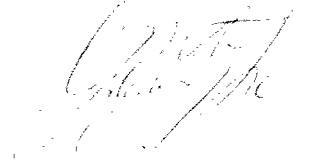
Doç. Dr. Hakan Serhad SOYHAN

Jüri Başkanı



Yrd. Doç. Dr. Halit YAŞAR

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 ve ortak danışmanım Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden Sayın Yrd. Doç. Dr. Cenk ÇELİK'e çok teşekkür ediyorum. Mevcut çalışmanın, Türkiye'de konu ile ilgili araştırmaların yaygınlaşmasında faydalı olması ve yüksek öğrenimde uluslar arası akademik sonuçları görebilme açısından bir örnek teşkil etmesi umulmaktadır.

Çalışmalarım süresince beni sabırla bekleyen, en büyük destekçim Şerife YILMAZ'a ve bugünlere gelmemdeki en büyük katkısı olan aileme teşekkürü borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
BÖLÜM 1.	
LİTERATÜR.....	1
1.1. HCCI Motorların Gelişimi	4
1.2. Konu Hakkında Önceden Yapılmış Çalışmalar	5
1.3. İçten Yanmalı Motorlarda Yanma.....	7
1.4. Modelleme.....	9
BÖLÜM 2.	
AKIŞ VE YANMA MODELLENMESİ	11
2.1. Sıfır Boyutlu Yanma Modelleri.....	15
2.2. Bir Boyutlu Yanma Modelleri.....	17
2.3. Çok Boyutlu Yanma Modelleri	18
BÖLÜM 3.	
YÖNTEM.....	19
3.1. Fiziksel Model	19
3.2. Matematiksel Model İçin Temel Denklemler	19
3.2.1. Silindir içi yanmanın denklemleri	21

3.3. Kimyasal Kinetik model.....	24
BÖLÜM 4.	
TÜRBÜLANS MODELİ	27
4.1. Türbülans	27
4.2. Türbülans modelleme denklemleri	28
4.3. Türbülansın yanma üzerine etkileri	29
4.4. Nümerik Model	31
BÖLÜM 5.	
DİZEL YANMANIN MODELLENMESİ	35
5.1. Model Parametreleri	35
5.2. Sınır Koşullarının Tanımlanması	35
5.3. Başlangıç Koşullarının Belirlenmesi ve Çözümüne Başlama	36
5.4. Analiz Sonuçlarının Alınması	36
BÖLÜM 6.	
SONUÇLAR	37
6.1. Elde Edilen Sonuçların Değerlendirilmesi	48
KAYNAKLAR	49
ÖZGEÇMİŞ	54

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
\dot{m}_b	: Kütle akışı
M_j	: Molekül ağırlığı
N_r	: Kimyasal reaksiyon sayısı
N_s	: Kimyasal bileşen sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
b	: 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 sıkıştırılmalı ateşleme (Homogeneous charge compression ignition)

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Dört zamanlı bir dizel motor ve elemanları	3
Şekil 2.1.	Yanma odasında ÜÖN yakınında türbülans yoğunluğu motor hızı ile değişimi	14
Şekil 2.2.	Silindir içerisinde yanma sırasında yanmış ve yanmamış karışımların gösterilmesi	17
Şekil 3.1	n-heptan ve izo-oktan'ın düşük sıcaklıkta kimyasal oksidasyonunun şematik diyagramı	26
Şekil 6.1.	Kümülatif ısı yayımı ve basınç değişiminin sıkıştırma oranına göre gösterilmesi	39
Şekil 6.2.	Sıcaklık ve NO ₂ değişiminin sıkıştırma oranına göre gösterilmesi	40
Şekil 6.3.	n-heptan ve OH değişiminin sıkıştırma oranına göre gösterilmesi	41
Şekil 6.4.	CO ve CO ₂ değişiminin sıkıştırma oranına göre gösterilmesi	42
Şekil 6.5.	O ₂ 'nin sıkıştırma ve yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi	43
Şekil 6.6.	Kümülatif ısı yayımı ve basınç değişiminin yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi	44
Şekil 6.7.	Sıcaklık ve NO ₂ değişiminin yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi	45
Şekil 6.8.	n-heptan ve OH değişiminin yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi	46
Şekil 6.9.	CO ve CO ₂ değişiminin yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi.....	47

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 5.1. Dizel Motor Yanma Modeli Parametreleri	35
---	----

ÖZET

Anahtar kelimeler: HAD (Hesaplamaalı akışkanlar dinamiği), İçten yanmalı motor, Yanma modellemesi

Son yıllarda, yakıt ekonomisinin artırılması, gürültü ve kirletici emisyon seviyelerinin azaltılması için içten yanmalı motorlar ile ilgili pek çok araştırma yapılmaktadır. Bu araştırmalarda, içten yanmalı motor içi akışın gelişimi ve yanma ile etkileşimi hakkında daha fazla bilgi gerekmektedir. İçten yanmalı motorlarda akışın zamana bağımlı, iki boyutlu ve hareketli sınır koşullarına sahip olması nedeniyle sayısal veya deneysel olarak incelenmesi oldukça zordur. Bunun yanında, motor çevrimlerinde akış çoğunlukla türbülanslıdır. Bu yüzden, analiz yapmak akışın düzenli olduğu durumlardan daha zordur. İçten yanmalı motor içi akışların diğer akış türlerinden farklılığı hacimsel sıkıştırma ve genişleme özellikleridir. Dizel motorundaki yanmanın modellenmesi sıfır boyutlu, tek boyutlu ve çok boyutlu olmak üzere üç grupta sınıflandırılabilir. Termodinamik modeller de tek ve çok bölge olarak iki alt gruba ayrılabilir. Bu çalışmada dört zamanlı bir dizel motor içinde gerçekleşen yanmanın analizini yapmak üzere bir algoritma geliştirilmiş ve bu algoritma ile motor performans analizi yapılmıştır.

ANALYSIS OF COMBUSTION PERFORMANCE IN A DIESEL ENGINE

SUMMARY

Key Words: CFD (Computational Fluid Dynamics), Internal combustion engines, Combustion modelling

There are several researchs, especially in last decade, on internal combustion engines in order to increase the fuel economy and to decrease the level of noise and waste. That requires the more complete understanding of flow evolution and its interaction with the combustion in internal combustion engine cylinder. Fluid flow within internal combustion engine is extremely complex to analyse numerically or experimentally due to having time-dependent and two-dimensional characteristics with moving boundaries. Moreover, the flow is mostly turbulent in engine cycles, so, making analysis very difficult, than if it were laminar flow. The distinctiveness of the internal combustion engine flows is the bulk expansion and compression characteristics. Models of diesel engine combustion can be classified into two groups: thermodynamic and multidimensional. Thermodynamic models can in turn be classified into two subgroup; single- and multizone. For many years, thermodynamic models aided to both improve existing engines and develop new designs. Although these models do not use widely, provide adequate result. The mixture and place in a four-stroke engine combustion analysis was performed using

BÖLÜM 1. LİTERATÜR

Petrolden elde edilen sıvı yakıtların sınırlı rezervlerine rağmen, dünyada otomotiv sektörü hızla gelişmektedir. Bu gelişmeye paralel olarak oto yakıtlarının tükenmesi ve çevre kirliliği gibi birçok sorun ortaya çıkmaktadır. Yakıt tüketiminin ve çevre kirliliğinin azaltılması silindirde gerçekleşen yanmanın verimli bir şekilde oluşumuna bağlıdır. Petrolden elde edilen sıvı yakıtların sınırlı rezervlerine rağmen, dünyada otomotiv sektörü hızla gelişmektedir. Bu gelişmeye paralel olarak oto yakıtlarının tükenmesi ve çevre kirliliği gibi birçok sorunlar ortaya çıkmaktadır. Yakıt tüketiminin ve çevre kirliliğinin azaltılması silindirde gerçekleşen yanmanın verimli bir şekilde oluşumuna bağlıdır. Bu sebeplerden dolayı silindir içi yanma verimini arttırmak adına yapılan birçok araştırma ve geliştirme çalışmaları günümüzde hızla devam etmektedir. Yapılan deneysel çalışmaların yanında sayısal modelleme ve bilgisayarlı analiz çalışmaları da gittikçe daha büyük önem kazanmaya başlamıştır. Gelişen yazılım ve bilgisayar teknolojisi sayesinde artık çok daha gerçeğe yakın olan analiz sonuçları deneysel çalışmaların yerini almaya başlamıştır.

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.

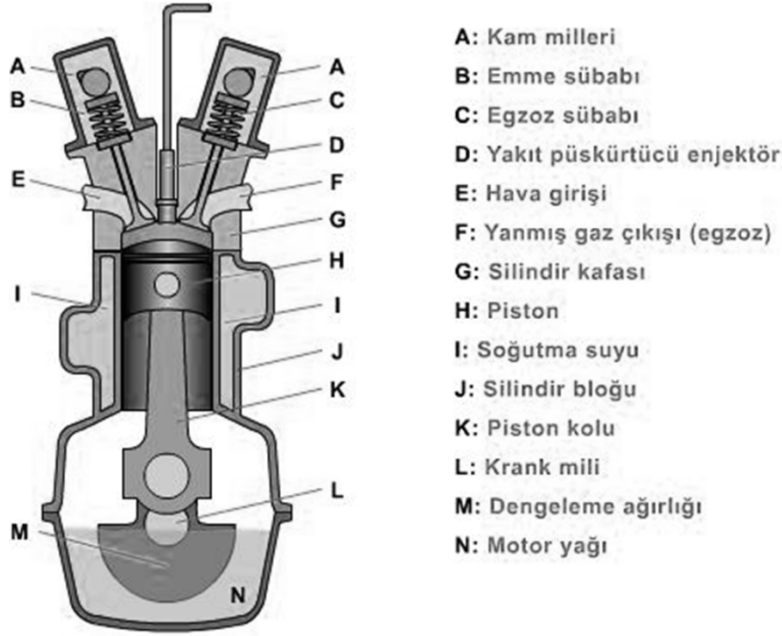
Enerji korunum denklemleri sayısal çözümü ile motor içinde akım alanının tahmini detayları, ısı transferi ve bu akış alanlarına bağlı yanma süreçleri gerçekleştirilebilirliği hedef haline gelmiştir. Bu tür yöntemler belirli yıllar içinde sürekli, gerçekçi motor geometrilerinde analiz yapılarak geliştirilmiştir. 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

söylenbilir. 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:

- 1) 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 olunur.
- 2) 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.
- 3) 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.
- 4) 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 elamanlar yönteminin sayısal olarak belirtilmesi gerekmektedir. Bu uygulamanın en yaygın yöntemi küçük hürelere 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.

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.

İçten yanmalı motorların en önemli durumları hacim sıkıştırma ve genişleme sürecidir. Çok sayıda içten yanmalı motorlar içinde silindirlerdeki akış özellikleri modellenerek bulunmaktadır. En yaygın kullanılan türbülans modeli ise k - ϵ modelidir. Doğrusal iki denklem olan k - ϵ modeli Eddy-viskozite yaklaşımını temel alan türbülans modelinde sıkça kullanılmaktadır. Bu ifade k kinetik enerjiyi, ϵ ise türbülans yayılımını simgeleyen transport denklemleridir [2,3,4]. Bu model teknik uygulamaların çeşitli kararlı hal akışlarında başarıyla test edilmiştir. Yinede 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 [5].

Doğrusal k - ϵ türbülans modelinin eksikliklerini gidermek için bir çok araştırmacı tarafından çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir [6,7,8].

1.1. HCCI Motorların Gelişimi

İçten yanmalı motor kavramı ilk olarak 1676 yılında Jean de Hautefeuille tarafından tasarlanmış, daha sonra Huygens ve Papin tarafından geliştirilmiştir [9]. 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-stroklı 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 [10]. 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 [11]. 1925 yılına gelindiğinde

İsveçli mühendis olan Jonas Hesselman ilk direk yakıt enjeksiyonlu kıvılcım ateşlemeli motoru dünyaya tanıttı [12, 13]. 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 [14].

HCCI motorlar yaklaşık 30 yıl önce farklı bir yanma fenomeni olarak tanımlandı. Konu hakkında modern çağda yapılan ilk çalışmalar Onishi ve diğerleri [15] daha sonradan ise Naguchi ve diğerleri [16] 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 [17] ilk defa dört zamanlı benzinli bir motorda HCCI denemesi yapmışlardır. Bu çalışmada HCCI'nin kimyasal kinetik ile ihmal edilen türbülans ve karışım tarafından kontrol edildiği anlaşılmış. 1989 yılında ise Thring [18] EGR, yakıt/hava 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.

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 [19, 20].

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 [21]. 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 [22]. 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 [23].

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 silindir içi pistonlu açık bir yanma odasında dönme ve türbülans akış modeli ile sunmuştur. Dönme modeli açısal momentum denklemi ile birlikte teğetsel hız profili gibi varsayılan bir integral formülasyon ile çözmüşlerdir [24]. 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 karışımli yanma ve flamelet temelli difüzyon yanmasıdır [25]. 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 [26]. 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 [27]. 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 [28]. 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 [29].

1.3. İçten Yanmalı Motorlarda Yanma

İçten yanmalı motorlar dünya üzerinde en çok hava kirletici gaz yayan kaynaklardır [30]. 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 [31].

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 anlaşılammıştır. 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 sürecidir. Motor simülasyonunda önemli bir parçası da yanma modellemesidir [32]. 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 [33].

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 komplekstir 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. Daha önce yapılan deneysel çalışmalarla doğruluğu ispatlanan bir modelle deney yapmadan motor performansını hesaplamak.
2. Deneysel ölçülemeyen veya ölçülmesi zor olan performans parametrelerini anlamak için; örneğin iki zamanlı bir motorda silindir içerisinde kalan kütle miktarını hesaplama gibi.

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

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

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

Yanma için kullanılan modeller ateşleme, alev ilerlemesi, alevin yok olması, yanma hızı, ısı transferi, emisyon oluşumu, vuruntu 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 [34].

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.

BÖLÜM 2. AKIŞ VE YANMA MODELLENMESİ

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

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

19. ve 20. yüzyıllarda, O. Reynolds, L. Prandtl, T. Von Kármán ve G.I. Taylor sürekli ortam kabulü temeline dayanan, viskoz akış, ortalama akış ve türbülans teorilerine uyan türbülanslı akışkan hareketi için matematiksel model geliştirmeye devam etmişlerdir. Günümüzde de türbülans modellerinin geliştirilmesi halen sürmektedir [35].

Motor silindiri içerisindeki bütün akış prosesleri türbülanslıdır. Ancak, köşelerde, yanma odası duvarlarının çok yakınındaki küçük boşluklarda türbülans azaltıldığı için buralardaki akışlar türbülanslı değildir. Türbülanslı akışta, transfer ve karışım oranı moleküler difüzyon nedeniyle oluşan taşınım ve karışım oranından birkaç kat

daha büyüktür. Bu türbülans difüzyon'u 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 harcadığında 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 imkânsız 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 gelişigüzel ve yönü akışın geçişi ile kontrol edilir. Diğer bir uçta da, en küçük-ölçek türbülans tamamen

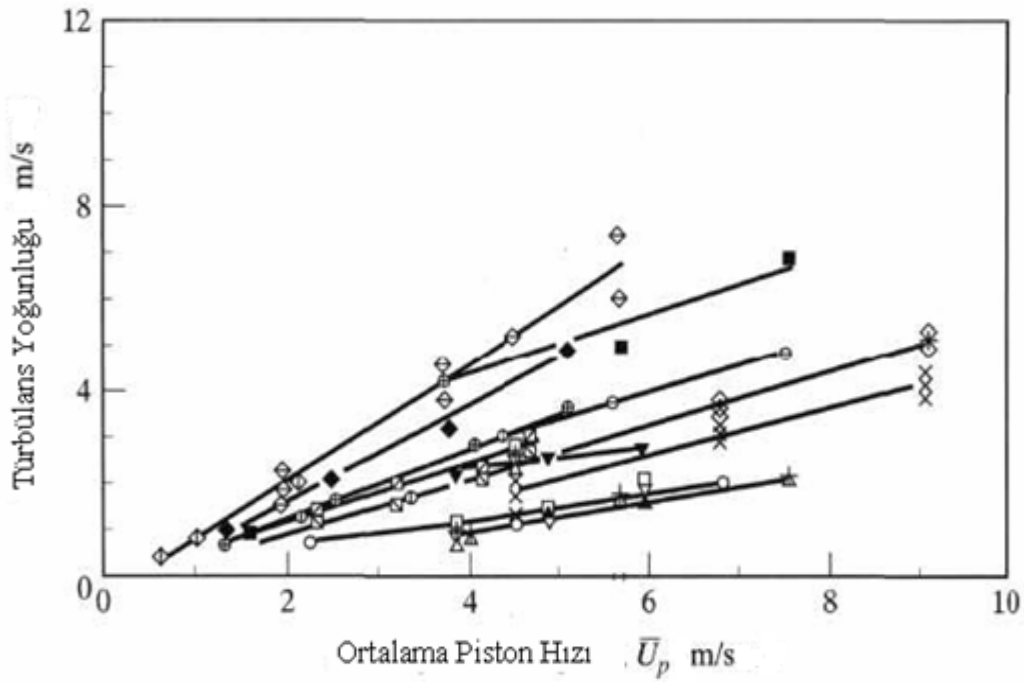
gelişigüzele, homojendir ve viskoz yayılım ile kontrol edilirler. Bu iki uç nokta arasında en küçük-ölçek ve geniş-ölçek türbülans arasında bütün türbülans seviyeleri vardır. İçten yanmalı motorlarda türbülansın rolü üzerinde derinlemesine çalışmaların yapılması tavsiye edilmektedir.

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 1.58 m/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 hızlandırma da türbülansın etkisinin en az 1 mertebe olduğunu göstermektedir [14]

Türbülans yoğunluğu, motor hızının bir fonksiyonudur (Şekil 2.1). Motor hızı arttıkça, türbülans artmakta ve buharlaşma, karışım ve yanma hızlarını arttırır. Bunun bir sonucu olarak bütün motor hızlarında aynı yanma açıları (süreleri) vardır. Türbülanstaki artış tarafından tamamen değiştirilemeyen bu prosesin bir fazı ateşleme gecikmesidir. Bu da motor hızı arttıkça ateşleme avansı verilmesi ile telafi edilmektedir.



Şekil 2.1. 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 modeller: Bu modeller 'ısının açığa çıkması' modelini türeterek türbülanslı yanma için ayrı birer alt model kullanırlar.
- (3) Çok boyutlu modeller: Bu modeller alev ilerlemesini hesaplamak için üç boyutlu kütle, momentum, enerji ve bileşenlerin korunumu denklemlerini sayısal olarak çözerler.

Bütün modeller motor verimi, performansını ve emisyonlarını hesaplamak için kullanılırlar. Sıfır boyutlu ve sanki boyutlu modeller tam motor modellerini içerirler, fakat yanma odası geometrisiyle açık bir bağlantı yoktur. Dolayısıyla, bu modeller motor geliştirmeyle ilgili parametrik çalışmalarda kullanışlıdır. Yanma odası geometrisi önemli veya çokça değiştirilmesi gerekiyorsa, çok boyutlu modeller daha çok kullanılmaktadır [14].

2.1. Sıfır Boyutlu Yanma Modelleri

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

- (i) Yanmamış gaz
 - (ii) Yanmış gaz
 - (iii) Yanma odasının cidarındaki yanmış gaz – ısı sınır tabaka veya soğutma tabakası
- Bu yapı Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Yanma bölgesi veya alev cephesi yanmış ve yanmamış gazları ayırmaktadır. Yanma Wiebe fonksiyonu ile modellenir:

$$X(\theta) = 1 - \exp\{-a[(\theta - \theta_0)/\Delta\theta_b]^{m+1}\} \quad (2.1)$$

Burada,

X : Yanmış kütle miktarı

θ_0 : Yanmanın başladığı krank mili açısı

$\Delta\theta_b$: Yanma süresi

a ve m değişebilen katsayılardır.

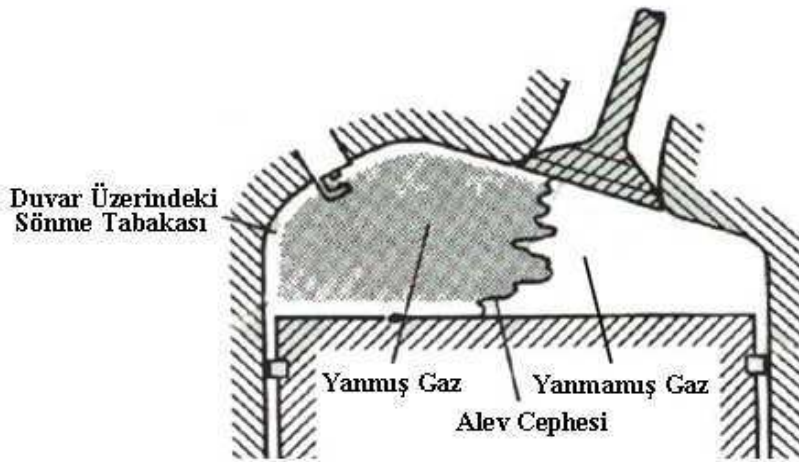
Gazdan duvarlara doğru ısı transferi ise;

$$Q = h_g[A_h(T_g - T_{w-h}) + A_p(T_g - T_{w-p}) + A_l(T_g - T_{w-l})] \quad (2.2)$$

formülü ile hesaplanmaktadır. Formülde, A_h silindir üstü alanı, T_{w-h} silindir üstü sıcaklığı, T_g gaz sıcaklığı, A_p piston üst yüzeyi alanı, T_{w-p} piston yüzeyi sıcaklığı, A_l silindir yan yüzeyi alanı, T_{w-l} Silindir yan yüzeyi sıcaklığı. Ayrıca h_g ısı transfer katsayısı olup Woschni tarafından geliştirilen aşağıdaki ampirik bağıntı kullanılarak hesaplanabilmektedir [36]:

$$h_g(t) = a_s B^{-0.2} P(t)^{0.8} T(t)^{-0.55} v(t)^{0.8} \quad (2.3)$$

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



Şekil 2.2. Silindir içerisinde yanma sırasında yanmış ve yanmamış karışımların gösterilmesi.

2.2. 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 [37]. Sanki bir boyutlu model için gaz sonu kendiliğinden tutuşma başlangıcı Jenkin ve diğerleri tarafından kullanılmıştır [38]. 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:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_f U_t = \rho_u A_f ff U_t \quad (2.4)$$

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].

2.3. 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 alev modelleri; Alev yüzeyi yoğunluğu ve yerel laminer yanma hızının çarpımını kullanan modellerdir [14].

BÖLÜM 3. YÖNTEM

3.1. Fiziksel Model

HCCI-motorlarda kendiliğinden tutuşma zamanı tahmini yanma parametrelerinin fonksiyonu olarak hesaplanabilir. Bu hesaplamaları yapabilmek için motor simülasyonları geliştirilmiştir [39].

Bu çalışmada buji ateşlemeli motorlar, kimyasal kinetik model olarak otomatik indirgenmiş odaklı mekanizmalar için, uygun koşullar altında önerilmiştir.

Önerilen indirgeme metodu örnek olarak ayrıntılı bir reaksiyon mekanizması olan n -heptandır. Gaz - faz kimyası, bir SI motorunda son gaz, iki boyutlu model kullanılarak analiz edilmektedir. Son gazda bir kimyasal kinetik model herhangi bir deneysel veri girişi olmadan kullanılır.

3.2. 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

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (pU_j) = 0 \quad (3.1)$$

Navier – Stokes Denklemi

$$\frac{\partial p}{\partial t}(\rho U_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial x_j} \sigma_{ij} \quad (3.2)$$

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

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \delta_{ij} \quad (3.3)$$

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 entalpisi iç, kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamı ile tanımlanır;

$$h_s = e + \left(\frac{U_i U_i}{2} + \frac{P}{\rho} \right) \quad (3.4)$$

Mutlak sıcaklık T ise;

$$h_s = C_p T + \left(\frac{U_i U_i}{2} \right) \quad (3.5)$$

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho h_s) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho U_j h_s) &= \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{\sigma_h} \frac{\partial h_s}{\partial x_j} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(1 - \frac{1}{\sigma_h} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{U_i U_i}{2} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu U_j \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \right) \end{aligned} \quad (3.6)$$

ifadesi elde edilir. Burada σ_h Prandtl sayısını ifade etmektedir. Denklemin sağ

tarafındaki son üç terim ısı içindeki mekanik enerjinin viskoz dönüşümü temsil ederek ihmal edilebilir küçük mevcut koşullar sağlamaktadır [40]. Bu analiz için gerekli mükemmel gaz denklemi

$$P = \rho RT \quad (3.7)$$

olup bu denklemde R gaz sabitini ifade etmektedir.

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (3.8)$$

Burada S_ϕ için, ϕ skaler bir büyüklüğü, Γ_ϕ difüzyon katsayını belirtmektedir.

3.2.1. Silindir içi yanmanın denklemleri

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

$$m_b = m_{toplam} \left(1 - \exp \left[-b \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{n+1} \right] \right) \quad (3.9)$$

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 [41].

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

$$V_t = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - a \cos \theta - (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2}) \quad (3.10)$$

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:

$$\rho_b \frac{dY_{j,b}}{dt} = M_{j,b} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} \omega_k + \rho_b \frac{\dot{m}_b}{m_b} (Y_{i,f} - Y_{j,b}) \quad (3.11)$$

Burada $Y_{j,b}$ kütle oranı, t zaman, M_j molekül ağırlığı, $v_{j,k}$ reaksiyondaki stokiyometrik katsayı değerleri, ω_k reaksiyon hızı, m kütle, \dot{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 kitlesel 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:

$$\rho_b c_{p_b} \frac{dT_b}{dt} = \frac{dp}{dt} - \sum_{j=1}^{N_s} h_{j,b} M_{j,b} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} \omega_k + \rho_b \frac{\dot{m}_b}{m_b} \sum_{j=1}^{N_s} Y_{j,f} (h_{j,f} - h_{j,b}) - \sigma \varepsilon T_b^4 \quad (3.12)$$

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:

$$\rho_u \frac{dY_{j,u}}{dt} = M_{j,u} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} \omega_k \quad (3.13)$$

Burada u yanmamış gazı gösterir.

Yanmamış gazın ısı denge denklemi:

$$\rho_u c_{p_u} \frac{dT_u}{dt} = \frac{dp}{dt} - \sum_{j=1}^{N_s} h_j M_{j,u} \sum_{k=1}^{N_r} v_{j,k} \omega_k + \alpha \frac{A_w}{V_u} (T_w - T_u) \quad (3.14)$$

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.

$$P = \frac{m_b R_b \bar{T}_b + m_u R_u T_u}{V_t} \quad (3.15)$$

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

$$\bar{T}_b = \frac{1}{x_b} \int_0^{x_b} T_b dx_b \quad (3.16)$$

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

$$\dot{m}_u = -\dot{m}_b \quad (3.17)$$

Denklem kütle korunumu yasasından yazılabilir.

Yanmış gaz hacmi hesaplanırsa:

$$V_b = \frac{m_b R_b \overline{T_b}}{P} \quad (3.18)$$

olarak bulunur.

3.3. Kimyasal Kinetik Model

Motorlarda kendiliğinden tutuşmanın modellenenebilmesi 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.

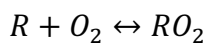
Genel olarak reaksiyon mekanizması giren yakıt ve oksitleyicilerin son ürüne kadar olan ve yanma olayından sonra oluşan tüm kimyasal ürünleri içeren dönüşümün temel adımlarını içerir. Bu durum kimyasal bileşiklerin konsantrasyonlarının kombinasyonlarını ve reaksiyon ısısına bağlı enerji denklemlerini elde etmemizi sağlamaktadır [42].

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.



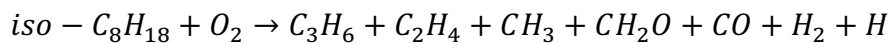
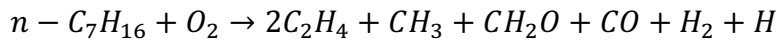
Bu denklemde R bir alkali radikaldir. Ürün olan RO_2 radikali ise H atomunu doğrudan çıkarabilmektedir [43].

Hidrokarbon yakıtının yanmasındaki tüm bu yanma prosesi yakıt ve oksitleyicinin su ve karbondioksit dönüşümünden ibarettir [44]. 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 [45] derlemesinden ulaşılabilir.

Hidrokarbon yanma prosesindeki kimyasal reaksiyonlar sıcaklık ve basınca ağırlık olarak değişiklik gösterebilirler [46]. Reaksiyon sırası yaklaşık olarak 1000 K sıcaklığının altında ise “düşük sıcaklık mekanizması” 1000 K'nin üstünde ise “yüksek sıcaklık mekanizması” olarak adlandırılır [47, 48].

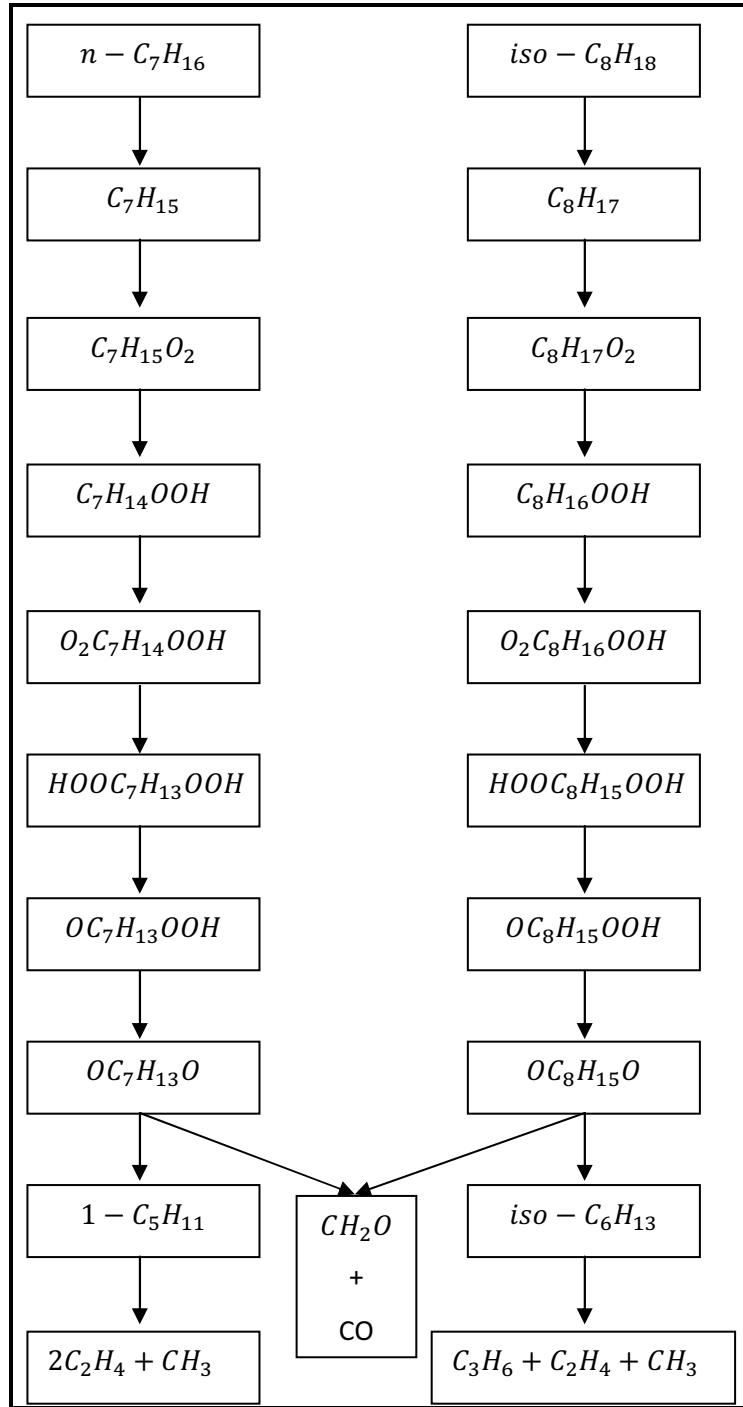
N-heptan için ayrıntılı mekanizma Chevalier [49] (C_1 - C_4 kinetiği) ve Müller [50] (C_3 - C_8 kinetiği) elde etmiştir (75 durum ve 510 reaksiyon). Yakıtın oktan sayısı araştırmada akış reaktör oranı olarak tanımlanır ve kod azaltma sürecinde bir girdi parametresi olarak kullanılır. Şekil 3.1'de n-heptan ve izo-oktan için düşük sıcaklık oksidasyon kimyası şemasını gösterilmektedir [51].

izo-oktan ve n-heptanın düşük sıcaklık oksidasyonu için global reaksiyonu aşağıda verilmiştir:



Oksidasyon mekanizmalarındaki fark n-heptan için C_2H_4 üretimi varken izo-oktan için C_3H_6 üretimi göze çarpmaktadır.

İzo-oktan ve n-heptan için vuruntu karakteristiği çeşitli deneysel çalışmalar sayesinde çok iyi bilinmektedir [52]. İzo-oktan ve kendiliğinden tutuşmasına dair yaygın olarak bilinen deneysel bulgular Fieweger ve diğerleri tarafından elde edilmiştir [53].



Şekil 3.1. n-heptan ve izo-oktan'ın düşük sıcaklıkta kimyasal oksidasyonunun şematik diyagramı

BÖLÜM 4. TÜRBÜLANS MODELİ

4.1. Türbülans

Reynolds sayısı, bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin ($v\sigma\rho$) 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 hâkim 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.

4.2. 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;

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.1)$$

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

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i^* u_j^*} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.2)$$

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;

$$-\overline{\rho u_i^* \theta_j^*} = \Gamma_t \left(\frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) \quad (4.3)$$

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

Türbülans kinetik enerjisi (k) için taşınım denklemi

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_z k)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho u_r k)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right) - S_k \quad (4.4)$$

Türbülans kinetik enerjisi yutulma miktarı (ϵ) için taşınım denklemi

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_z \epsilon)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho u_r \epsilon)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right) - S_\epsilon \quad (4.5)$$

4.3. Türbülansın Yanma Üzerindeki Etkileri

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

Alev gelişimi bujide kıvılcım çaktıktan yaklaşık 50 ms sonra başlar. Hemen hemen küresel ve dış yüzeyi düz olarak ortaya çıkan alev, buji tırnakları arasındaki türbülanslı akış alanıyla temas ettikçe giderek büyümeğe başlar.

Buji yakınındaki akışkan hareketinin ateşleme ve fakir yanma limiti üzerinde pek çok etkisi vardır. Buji elektrotları arasındaki hava hızı artıka 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 [54].

4.4. Nümerik Model

Daha önceden yapılmış birçok silindir için karışım ve yanma modeli vardır. Bu modeller genellikle ön karışimli silindirde kıvılcım ateşlemeli ve ön karışimli vuruntulu ve direk enjeksiyonlu silindirler için kendiliğinden tutuşma olarak tanımlanmışlardır. Kıvılcım ateşlemeli model Lipatnikov'un [55] çalışmasını temel alır ve programda önkarişimli ve kısmen ön karışimli silindirde yanma için ileri değişken Zimont [56] modeli temelinde uygulanır. Vuruntu ve yanma gecikmesi modelleri programda benzer ileri değişkenli formüllere dayalıdır.

$$\frac{\partial \rho c}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j c) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D_t \frac{\partial c}{\partial x_j} \right) + \rho S_c \quad (4.6)$$

Buradaki S_c ise;

$$S_c = \begin{cases} 0, & t < t_0 \\ \int_{t=t_0}^{t=t} \frac{dt}{\tau}, & t \geq t_0 \end{cases} \quad (4.7)$$

şeklinde tanımlanır.

Formülde D_t türbulans yayılma gücü, ρ yoğunluk ve ileri değişken, c ise Favre değişkenidir. İndüksiyon zamanı (tutuşma gecikmesi) τ birçok kaynaktan elde edilen deneysel bağıntıdır. Bunlardan ikisi aşağıda verilmiştir.

Vuruntulu yanmada tutuşma gecikmesinin hesaplanması için Douaud ve Eyzat tarafından geliştirilen aşağıdaki bağıntı kullanılmıştır [57]:

$$\tau = 0.01768 \left(\frac{ON}{100} \right)^{3.402} p^{-1.7} \exp \left(\frac{3800}{T} \right), \quad (4.8)$$

Bu bağıntıda ON oktan değerini, p bölgesel basınç ve T ise hücredeki yerel sıcaklık değerini göstermektedir. Bu bağıntı yanma tutuşma gecikmesini saniye cinsinden vermektedir bunun yanında diğer araştırmacılar tarafından kullanılabilen genel bir

bağıntı formudur. Dizel motorlarda tutuşma gecikmesi bağıntısı Hardenburg ve Hase [52] tarafından aşağıdaki eşitlik ile verilmektedir:

$$\tau = (0.36 + 0.22S_p) \exp \left(E \left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17,190} \right) + \left(\frac{21.2}{p - 12.4} \right)^{0.63} \right), \quad (4.9)$$

Bu bağıntıda S_p ortalama piston hızı, E aktivasyon enerjisi, R üniversal gaz sabiti, p ve T ise yerel hücrelerin sırayla basınç ve sıcaklık değerleridir. Aktivasyon enerjisinin açılımı ise:

$$E = \frac{E_A}{25 + CN} = \frac{618,840}{25 + CN'} \quad (4.10)$$

Burada CN setan numarası ve E_A ise efektif aktivasyon enerjisidir. Denklem (4.8) krank açısı derecesine göre tutuşma gecikmesini simgelemektedir. Fakat bu değer hesaplama sırasında saniyeye çevrilmiştir. Genel bağıntı ise:

$$\tau = AT^a P^b ON^c RPM^d \Phi^e \exp \left(\frac{E_A}{RT} \right), \quad (4.11)$$

Programda mevcut olan bu bağıntıda ON oktan numarası, RPM motor hızı, Φ yerel yakıt/hava oranı, P ise yerel basınç, T yerel sıcaklık, R üniversal gaz sabiti ve E_A ise aktivasyon enerjisidir. Bağıntının formu geniş aralıklı bağıntı tipine dönüşmeye müsaittir.

Vuruntu ve yanma gecikmesi modellerinin her ikisi için hücre içi yakıt değeri kullanıcı tanımlı kesme değerinin altındaysa yanma prosesi için kaynak terimi değişkeni güncellenmeyecektir. Diğer bir değişle yanma için gerekli bileşenlerin yanmanın oluşabilmesi için gerekli değere ulaşmaları gerekmektedir. Yakıtın yanabilmesi için yüksek basınç ve sıcaklık değeri gereklidir eğer yakıt olmazsa yakıt gerçekleşmeyecektir.

Vuruntu ve yanma gecikmesi modelleri ileri değişken için bir formu paylaşırlar, vuruntu modelinin amacı vuruntu şartları karşılandığında enerjiyi arttırmaktır.

Programdaki Zimmont modelinde vuruntu olayı ileri değişkeninin yanma bölgesine hareketlenmesine yol açmaktadır. Vuruntunun oluşmasından dolayı enerji artarsa bölgesel değerler hesaplanır bunun yanında ön karışimli yanma modeli vuruntu anında tamamen aktif durumdadır.

Karşıtlık gecikmesindeki yanma gecikmesi modeli kimyasal bir hesaplamadır. Yanma gecikmesi modeli aktive edildiğinde yanma ürünleri mükemmel ve eşit bütünlükte olmazsa hücrelerde kimyasal hesaplama olmayacaktır. Bunun için yanma gecikmesi modeli karşımın yandığı Eddy Harcanım (Eddy Dissipation) modele veya sadece yüksek sıcaklık mekanizmasının kullanıldığı tam kimyasal transport modele uygundur. Örnek olarak dizel yanmasını detaylı yüksek sıcaklı mekanizması kullanarak hesaplarken tüm düşük sıcaklık kimyası tek bir ileri değişkende bir arada toplanır ve yüksek sıcaklık kimyası diğer bir yanma modeli ile hesaplanır. Hardenburg yanma gecikmesi modeli ile beraber kombine edilmiş Eddy Harcanım modelinin birlikte kullanıldığı yanma modeli sonuçları ilerleyen bölümlerde verilecektir.

Birçok yakıt hızlı yanıcıdır ve genellikle reaksiyon oranları türbülans karışımı tarafından kontrol edilir. Ön karışimli olmayan alevlerde türbülans yakıt ve oksitleyiciyi hızlı bir şekilde yandıkları reaksiyon ortamında yavaşça karıştırır. Ön karışimli alevlerde türbülans soğuk reaktanlar ile sıcak ürünleri yavaşça reaksiyon ortamında karıştırır. Bu gibi durumlarda yanmanın sınırlı, kompleks ve genelde bilinmeyen bir karışım olduğu düşünülür. Programı Eddy Harcanım modeli olarak bilinen Magnussen ve Hjertager'in çalışmalarına dayanan türbülans-kimya etkileşimi modelini içinde barındırır. Bu modele göre; reaksiyon "r" sonucu oluşan ürünlerin net oranı "i" için $R_{i,r}$ aşağıdaki iki denklem ile ifade edilir [58].

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_{w,R}} \right) \quad (4.12)$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left(\frac{\sum_P Y_P}{\sum_j^N v'_{j,r} M_{w,j}} \right) \quad (4.13)$$

Bu denklemlerde Y_p herhangi bir ürünün “P” kütle oranı, Y_R partiküler reaktanın kütle oranı, A değeri 4.0 olan empirik sabit, B ise değeri 0.5 olan empirik sabittir.

BÖLÜM 5. DİZEL YANMASININ MODELLENMESİ

5.1. Model Parametreleri

Sayısal olarak bu program ile analizi yapılacak olan piston silindir modeli için gerekli birçok parametre vardır.

Yapılan çalışmalarda, motorun özelliklerinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Sıkıştırma oranı her bir parametre için yeniden belirlenmiş ve uygulama bu şekilde yapılmıştır. Aşağıdaki tabloda görüleceği üzere yakıt/hava oranını 1.0 alınarak değiştirmeden, sıkıştırma oranı birinci durum için, 16.6, ikinci durum için 17.6 ve üçüncü durum için ise 18.6 olarak alınmıştır. Aynı şekilde sıkıştırma oranını 17.6 olarak değiştirmeden, yakıt/hava oranı birinci durum için, 0,9, ikinci durum için 1.0 ve üçüncü durum için ise 1.1 olarak alınmıştır.

Tablo 5.1. Dizel Motor ve Yanma Modeli Parametreleri

Devir (d/d)	1500
Başlangıç KMA	-160
Bitiş KMA	120
Strok (mm)	83
Adım (KMA)	1
Biyel kolu uzunluğu (mm)	146.25
Silindir çapı (mm)	87.49

5.2. Sınır Koşullarının Tanımlanması

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 343 K sıcaklığı durumuna göre hesaplanmış, ısı transfer sabiti 20.10^2 ve parçacık içi ısı transfer alıveriş faktörü 0,05 olarak tanımlanmıştır.

5. 3. Başlangıç Koşullarının Belirlenmesi Ve Çözümüne Başlama

Analize başlanmadan önce gerekli tüm başlangıç koşullarının düzenlenmesi gereklidir. Buna göre analizin başlangıç basınç değeri 101325 Pa, sıcaklık değeri ortamla 380 K için olarak tanımlanmıştır.

Çözümüne başlamadan önce analizde kaç adet zaman aralığı olacağı ve her zaman aralığında kaç adet iterasyon yapılacağı belirtilmelidir. Yapılan yanma analizinde her bir zaman aralığı 0.2 KMA ya denk gelmektedir. Her zaman aralığı için ise azami iterasyon sayısı ise 100 olarak belirlenmiştir. Yapılan çözümlerde her zaman adımı için 100 iterasyonun ideal olduğu saptanmıştır.

5.4. 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 analizlerde basınç, sıcaklık, yanma reaksiyonuna giren ve çıkan ürünlerin kütle oranlarının verileri alınmış, zaman adımı kullanılarak KMA'ya göre değişimler grafik olarak verilmiştir.

BÖLÜM 6. SONUÇLAR

Yapılan çalışmadan elde edilen verilerin gerçekçi olabilmesi için birkaç değişken üzerinde parametrik çalışma yaparak optimum analiz girdileri elde edilmeye çalışıldı. Özellikle yakıt miktarı ve yakıtın enjeksiyon zamanı üzerinde bir çok farklı konfigürasyonlar denenmiştir. Yanmanın tam olarak gerçekleşmesi ve istenilen performans ve emisyon değerlerine ulaşılabilmesi için çok fazla etken bulunmaktadır. Silindir içi geometri, sıkıştırma oranı, yakıt-hava oranı, yakıtın enjeksiyon zamanı ve debisi bu etkenlerin başında gelmektedir. Bu çalışmada sıkıştırma oranı ve yakıt-hava oranı parametreleri optimize edilerek bu parametrelerdeki değişimin yanma performansı ve kirlenici emisyonlar üzerine etkileri incelenmiş ve aşağıda sunulmuştur.

Şekil 6.1. de seçilen motor konfigürasyonu için sıkıştırma oranındaki değişikliklerin kümülatif ısı yayılımı ve basınç üzerindeki etkilerini göstermektedir. Görüldüğü üzere sıkıştırma oranındaki artış kümülatif ısı yayılımında azalmaya yol açmıştır. Aynı şekilde, sıkıştırma oranındaki artışın beklenildiği gibi elde edilen basınçta artışa yol açtığı görülmüştür.

Şekil 6.2. seçilen motor konfigürasyonu için sıkıştırma oranındaki değişikliklerin sıcaklık ve azot oksit (NO_2) üzerindeki etkilerini göstermektedir. Görüldüğü üzere sıkıştırma oranındaki artış sıcaklıkta artmaya yol açmıştır ve bu artış 18.6 değerinde daha gözle görülür hale gelmiştir. Aynı şekilde, sıkıştırma oranındaki artışın beklenildiği gibi sıcaklıktaki artışa paralel olarak elde edilen NO_2 miktarında da artışa yol açtığı görülmüştür.

Şekil 6.3. seçilen motor konfigürasyonu için sıkıştırma oranındaki değişikliklerin yakıt ana bileşeni, n-heptan ($\text{n-C}_7\text{H}_{16}$) ve hidroksil (OH) radikali üzerindeki etkilerini göstermektedir. Görüldüğü üzere sıkıştırma oranındaki artış yakıtın tüketim eğrisinde

önemli bir rol oynamamıştır. Ancak oluşan OH radikali sayısı sıkıştırma oranı ile artış göstermiştir.

Şekil 6.4. seçilen motor konfigürasyonu için sıkıştırma oranındaki değişikliklerin kirletici emisyonlar, karbonmonoksit (CO) ve karbondioksit (CO₂) üzerindeki etkilerini göstermektedir. Görüldüğü üzere sıkıştırma oranındaki artış CO ve CO₂ kütle kesrinde önemli bir rol oynamamıştır.

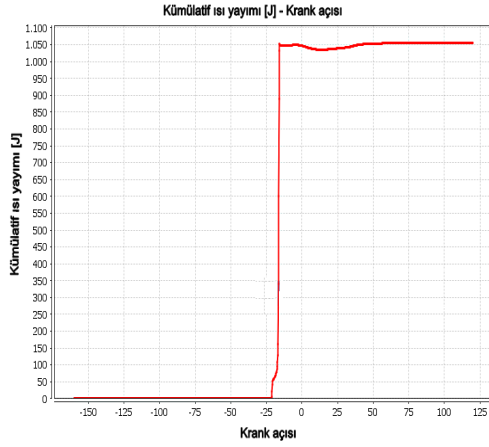
Şekil 6.5. seçilen motor konfigürasyonu için O₂ sıkıştırma oranındaki önemli herhangi bir değişiklik söz konusu değildir.

Şekil 6.6. seçilen motor konfigürasyonu için yakıt/hava oranındaki değişikliklerin, kümülatif ısı yayını ve basınç üzerindeki etkilerini göstermektedir. Görüldüğü üzere yakıt/hava oranındaki artış kümülatif ısı yayınında artmaya yol açmıştır. Aynı şekilde, sıkıştırma oranındaki artışın beklenildiği gibi elde edilen basınçta artışa yol açtığı görülmüştür.

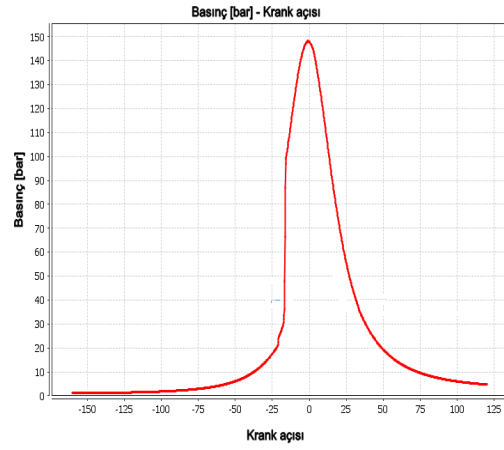
Şekil 6.7. seçilen motor konfigürasyonu için yakıt/hava oranındaki değişikliklerin sıcaklık ve NO₂ üzerindeki etkilerini göstermektedir. Görüldüğü üzere yakıt/hava oranındaki artış sıcaklıkta artmaya yol açmıştır. Fakat yakıt/hava oranındaki artışın elde edilen NO₂ miktarında da azalmaya yol açtığı görülmüştür.

Şekil 6.8. seçilen motor konfigürasyonu için yakıt/hava oranındaki değişikliklerin yakıt ana bileşeni, n-C₇H₁₆ ve OH radikali üzerindeki etkilerini göstermektedir. Görüldüğü üzere yakıt/hava oranındaki artış yakıtın tüketim eğrisinde önemli bir rol oynamamıştır. Ancak oluşan OH radikali sayısı yakıt/hava oranı 1' den büyük olduğunda azalma gösterdiği anlaşılmıştır.

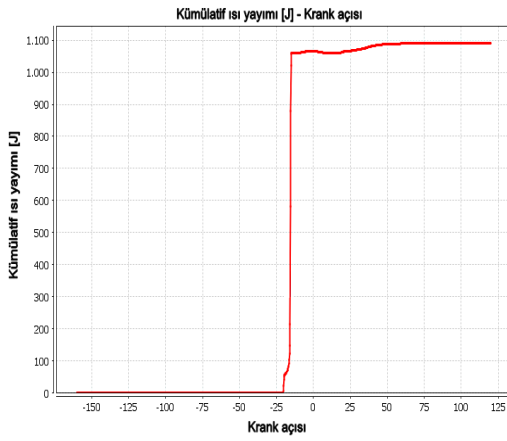
Şekil 6.9. seçilen motor konfigürasyonu için yakıt/hava oranındaki değişikliklerin kirletici emisyonlar, CO ve CO₂ üzerindeki etkilerini göstermektedir. Görüldüğü üzere sıkıştırma oranındaki artış CO ve CO₂ kütle kesrinde önemli bir artış göstermiştir. Yapılan çalışmada, iterasyon sayısının arttırılması elde edilen sonuçlarda herhangi bir iyileştirme yapmamıştır.



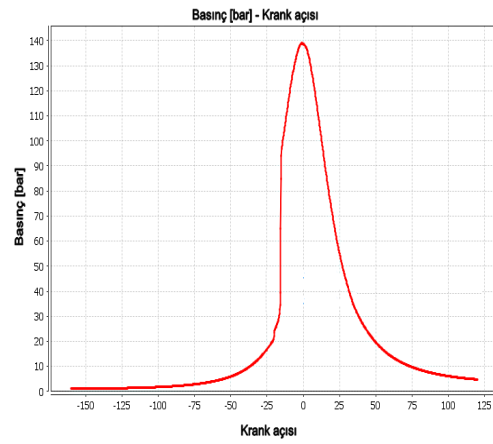
Sıkıştırma oranı 18,6 göre kümülatif ısı yayımını değişimi



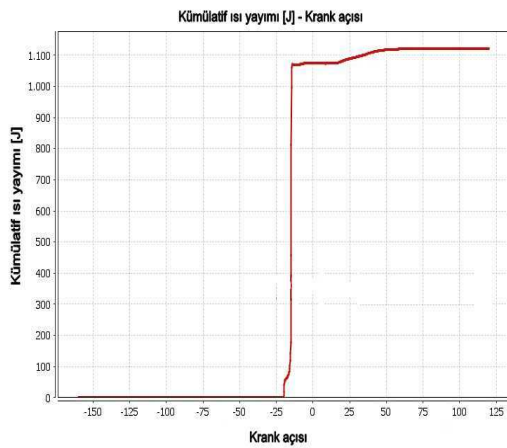
Sıkıştırma oranı 18,6 göre basınç değişimi



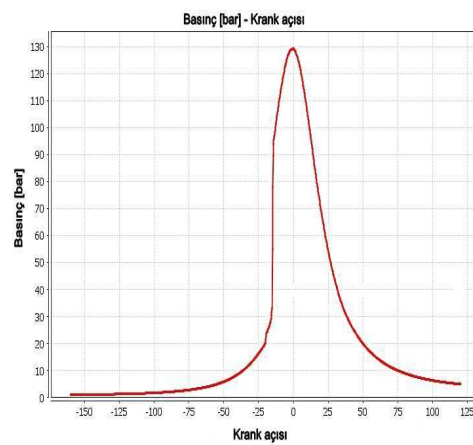
Sıkıştırma oranı 17,6 göre kümülatif ısı yayımını değişimi



Sıkıştırma oranı 17,6 göre basınç değişimi

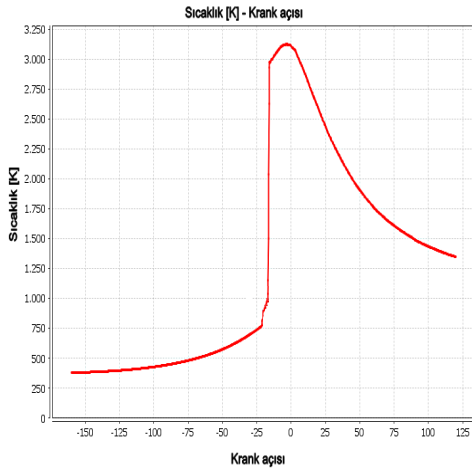


Sıkıştırma oranı 16,6 göre kümülatif ısı yayımını değişimi

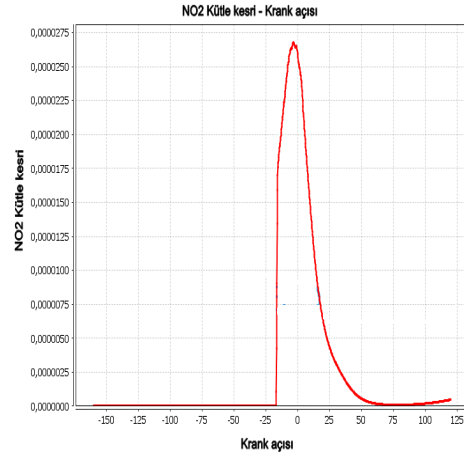
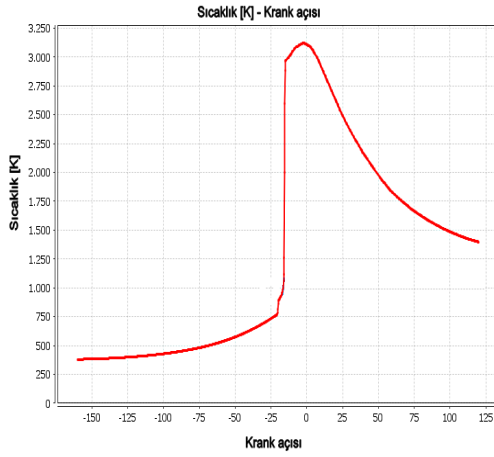


Sıkıştırma oranı 16,6 göre basınç değişimi

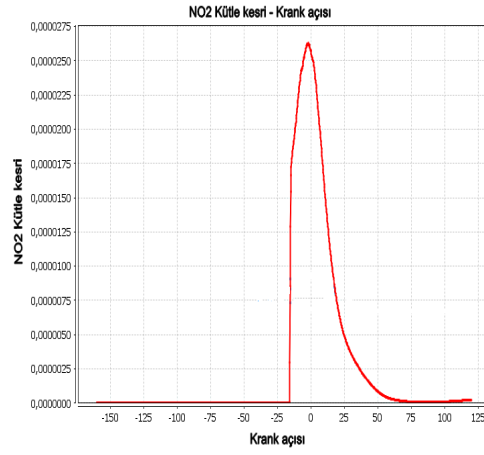
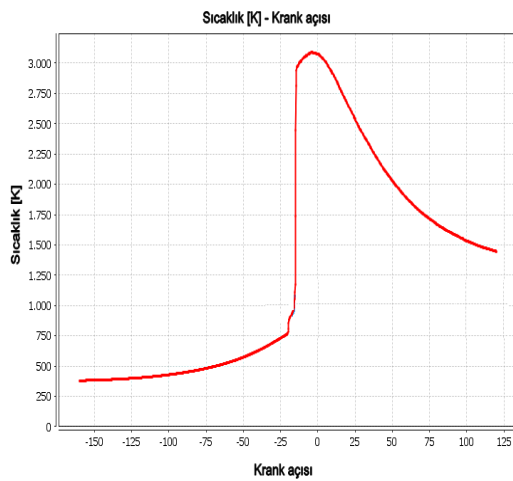
Şekil 6.1. Kümülatif ısı yayımı ve basınç değişiminin sıkıştırma oranına göre gösterilmesi.



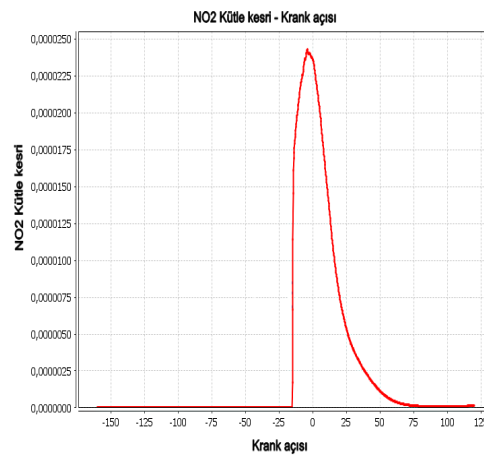
Sıkıştırma oranı 18,6 göre sıcaklık değişimi

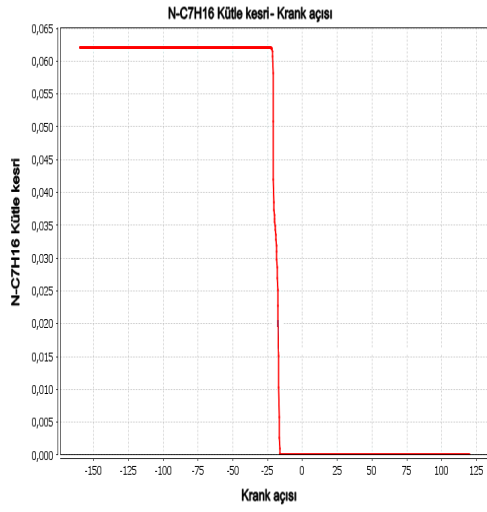
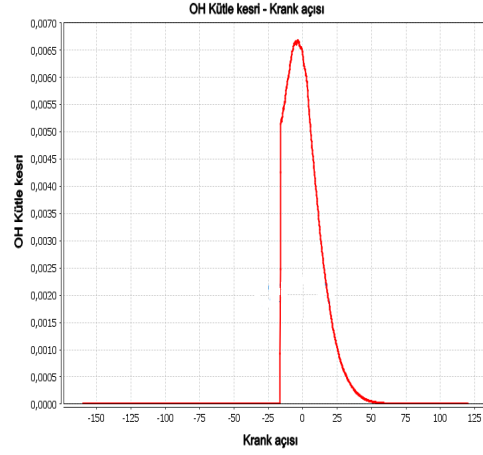
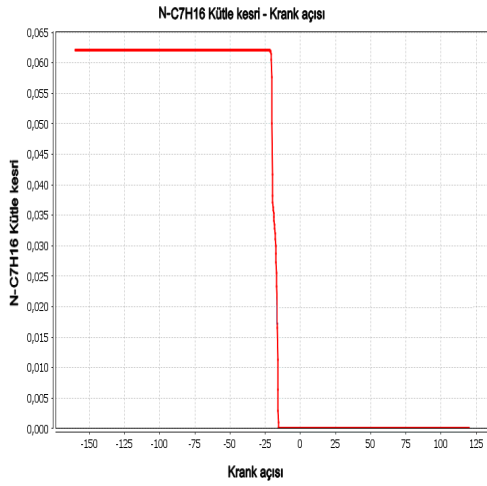
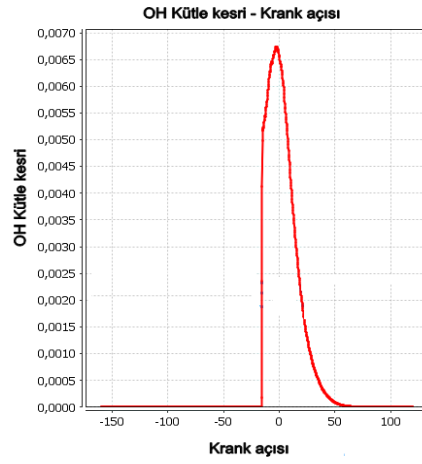
Sıkıştırma oranı 18,6 göre NO₂ değişimi

Sıkıştırma oranı 17,6 göre sıcaklık değişimi

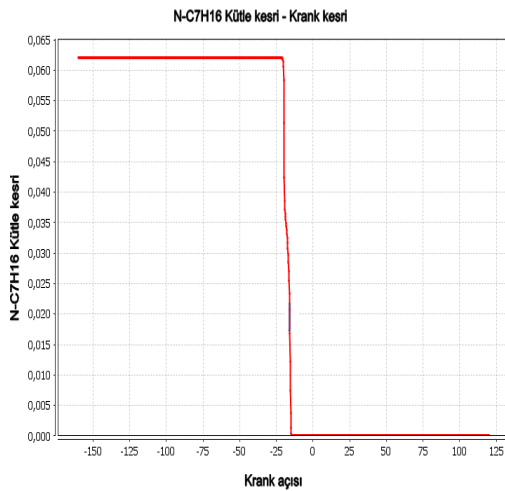
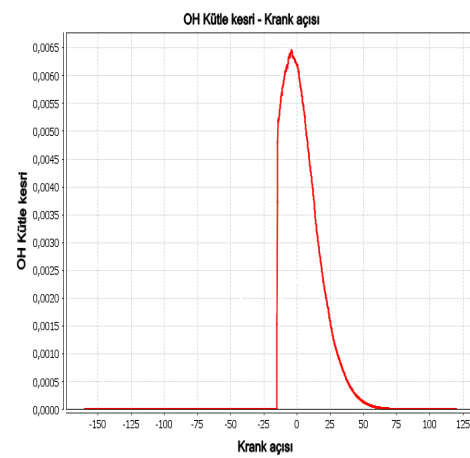
Sıkıştırma oranı 17,6 göre NO₂ değişimi

Sıkıştırma oranı 16,6 göre sıcaklık değişimi

Sıkıştırma oranı 16,6 göre ve NO₂ değişimiŞekil 6.2. Sıcaklık ve NO₂ değişiminin sıkıştırma oranına göre gösterilmesi.

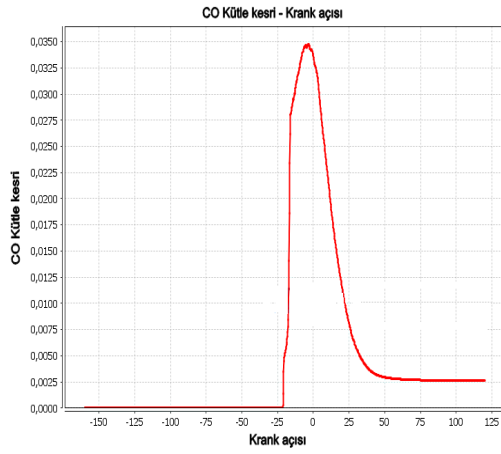
Sıkıştırma oranı 18,6 göre NC₇H₁₆ değişimiSıkıştırma oranı 18,6 göre NC₇H₁₆ ve OH değişimiSıkıştırma oranı 17,6 göre NC₇H₁₆ değişimi

Sıkıştırma oranı 17,6 göre OH değişimi

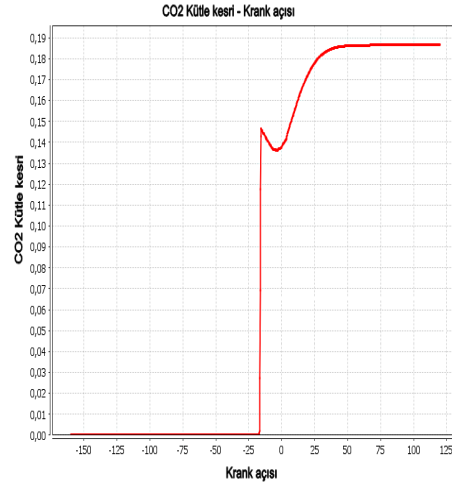
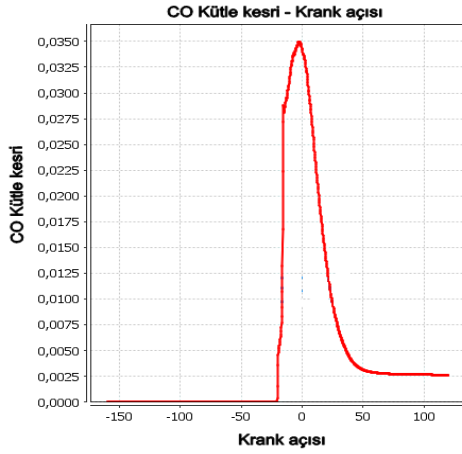
Sıkıştırma oranı 16,6 göre NC₇H₁₆ değişimi

Sıkıştırma oranı 16,6 göre OH değişimi

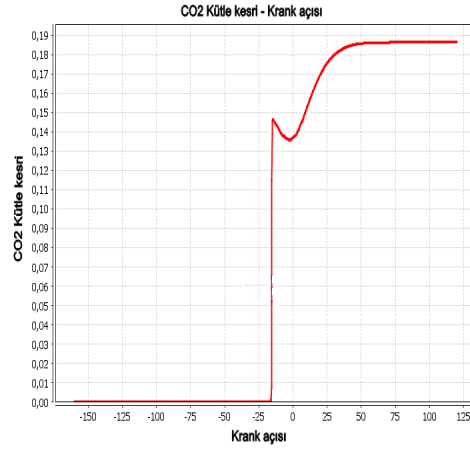
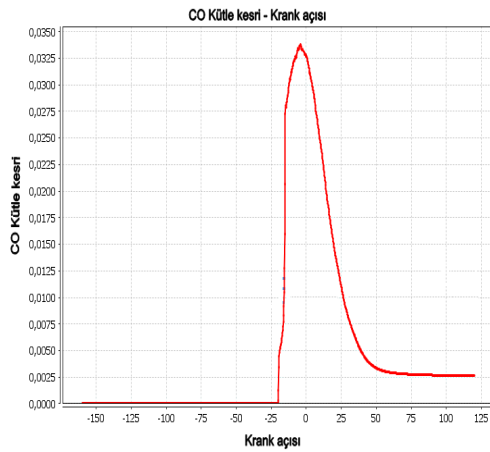
Şekil 6.3. n-heptan ve OH değişiminin sıkıştırma oranına göre gösterilmesi.



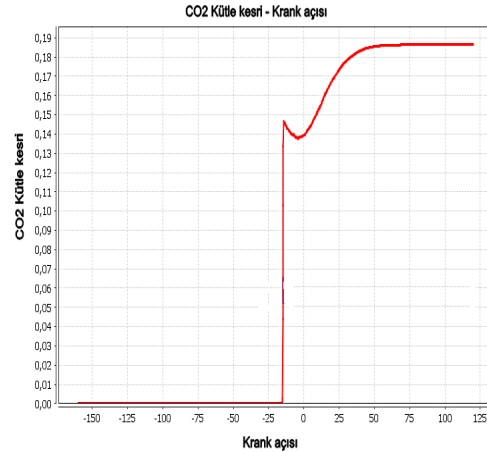
Sıkıştırma oranı 18,6 göre CO değişimi

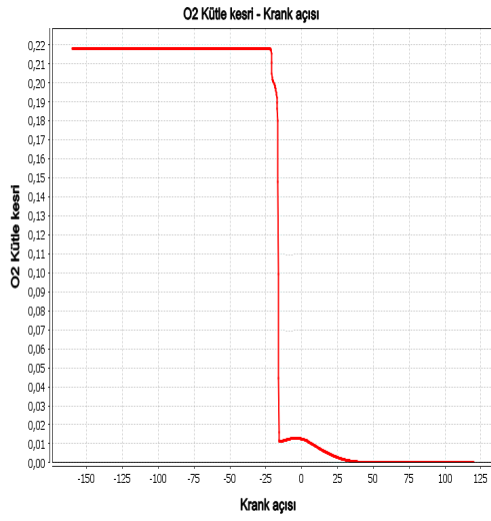
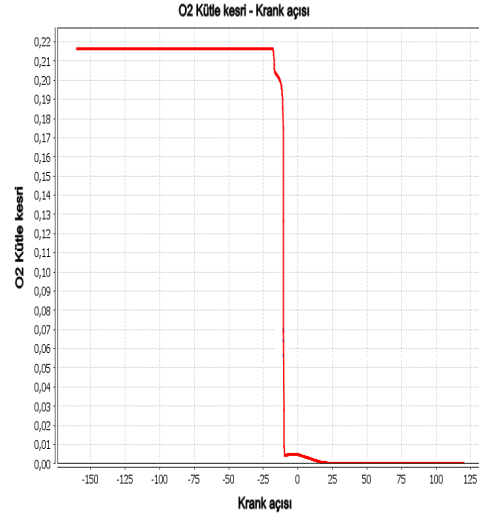
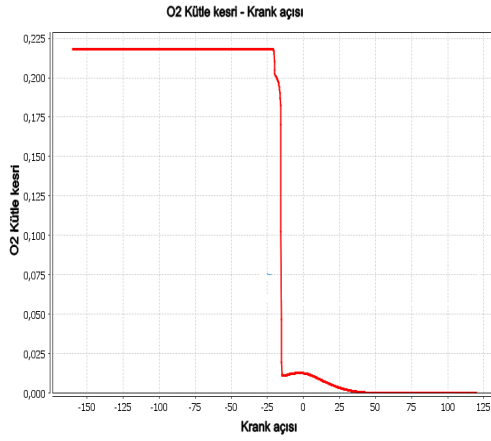
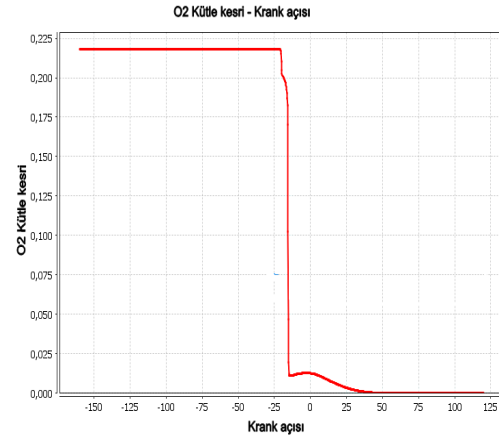
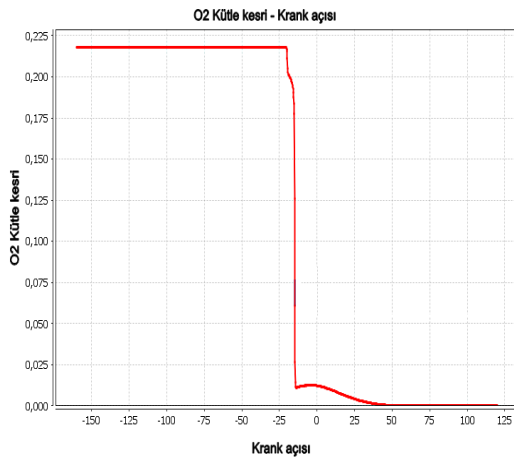
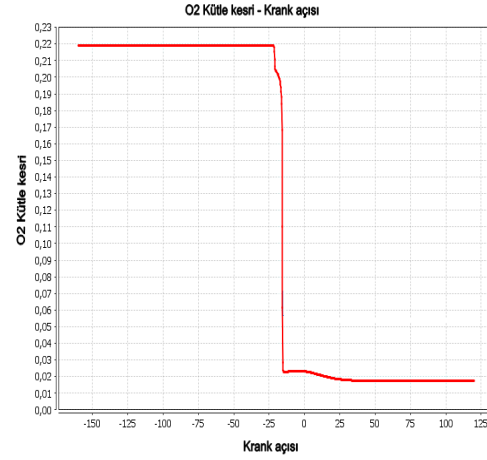
Sıkıştırma oranı 18,6 göre CO₂ değişimi

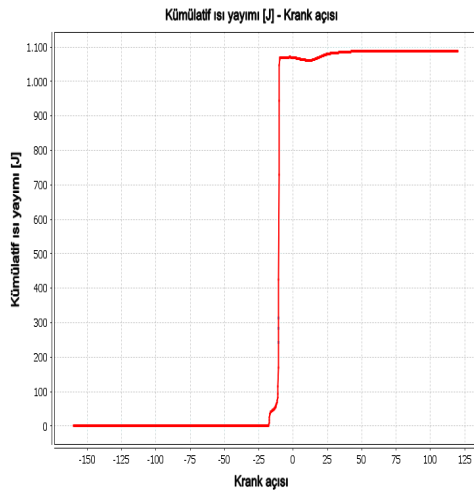
Sıkıştırma oranı 17,6 göre CO değişimi

Sıkıştırma oranı 17,6 göre CO₂ değişimi

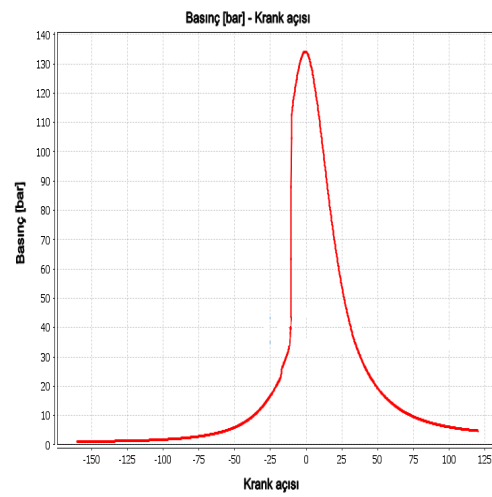
Sıkıştırma oranı 16,6 göre CO değişimi

Sıkıştırma oranı 16,6 göre CO₂ değişimiŞekil 6.4. CO ve CO₂ değişiminin sıkıştırma oranına göre gösterilmesi.

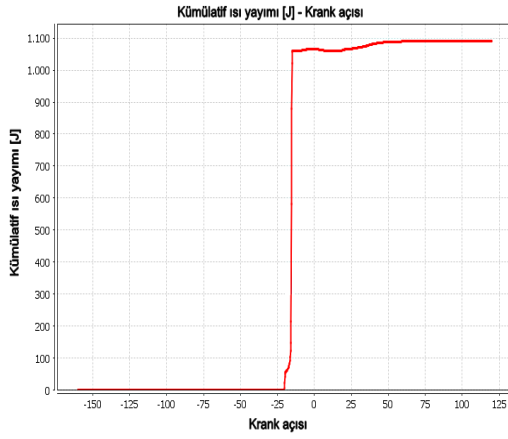
Sıkıştırma oranı 18,6 göre O₂ değişimiYakıt/Hava oranı 1,1'e göre O₂ değişimiSıkıştırma oranı 17,6 göre O₂ değişimiYakıt/Hava oranı 1'e göre O₂ değişimiSıkıştırma oranı 16,6 göre O₂ değişimiYakıt/Hava oranı 0,9'a göre O₂ değişimiŞekil 6.5. O₂'nin sıkıştırma ve yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi.



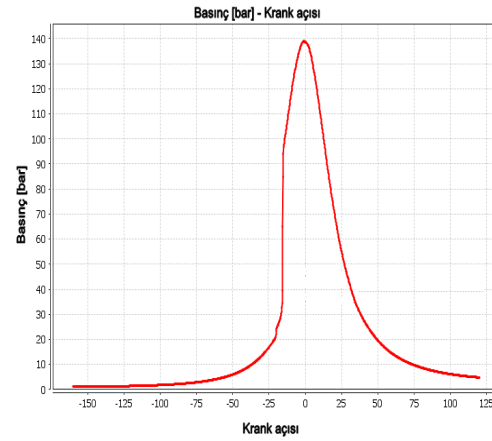
Yakıt/Hava oranı 1,1'e göre kümülatif ısı yayımı değişimi



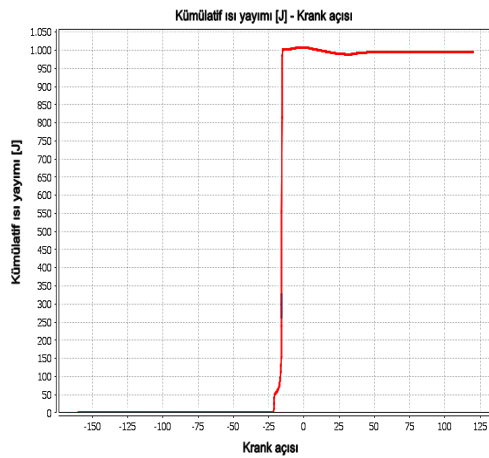
Yakıt/Hava oranı 1,1'e göre basınç değişimi



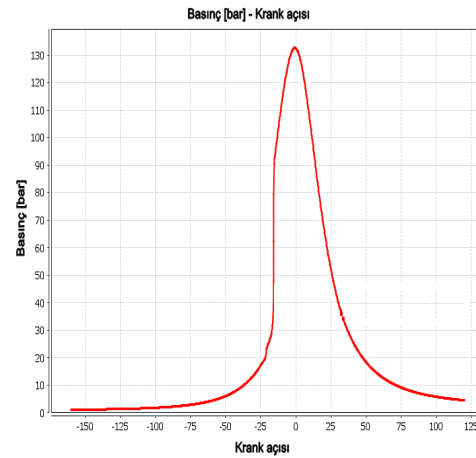
Yakıt/Hava oranı 1'e göre kümülatif ısı yayımı değişimi



Yakıt/Hava oranı 1'e göre basınç değişimi

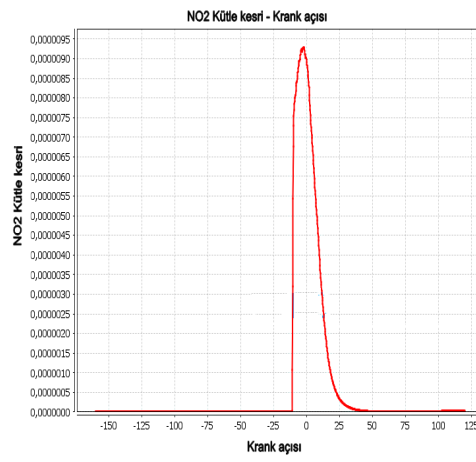
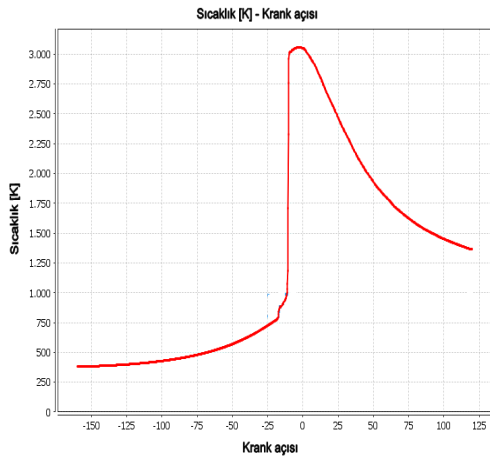
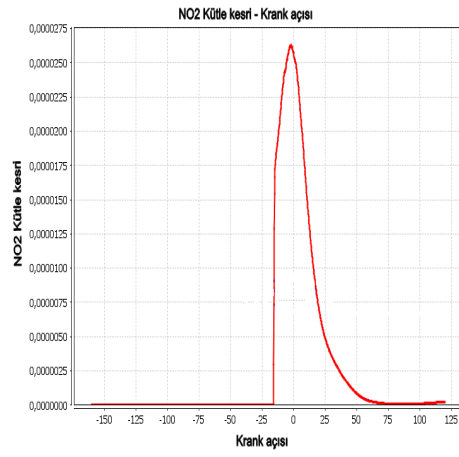
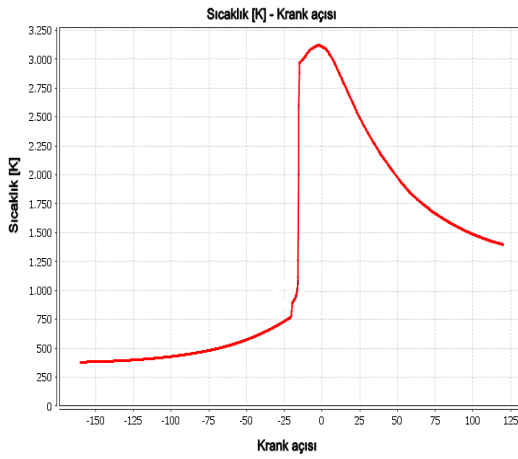


Yakıt/Hava oranı 0,9'a göre kümülatif ısı yayımı değişimi

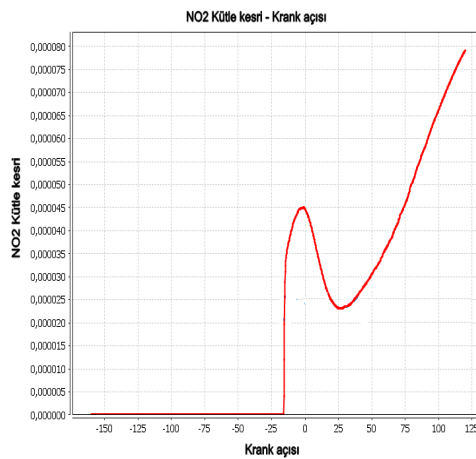
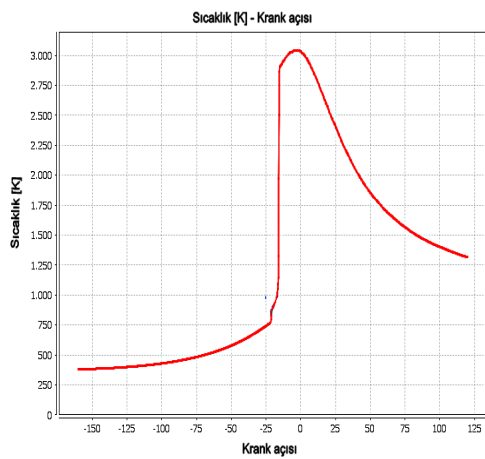


Yakıt/Hava oranı 0,9'a göre basınç değişimi

Şekil 6.6. Kümülatif ısı yayımı ve basınç değişiminin yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi.

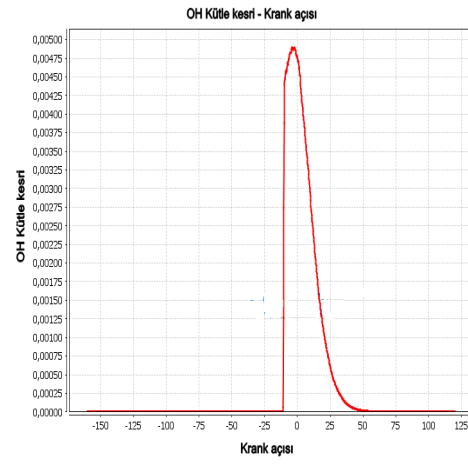
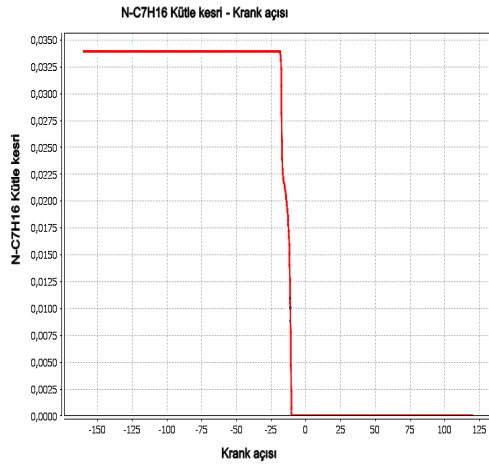
Yakıt/Hava oranı 1,1'e göre sıcaklık ve NO₂ değişimiYakıt/Hava oranı 1,1'e göre NO₂ değişimi

Yakıt/hava oranı 1'e göre sıcaklık değişimi

Yakıt/hava oranı 1'e göre NO₂ değişimi

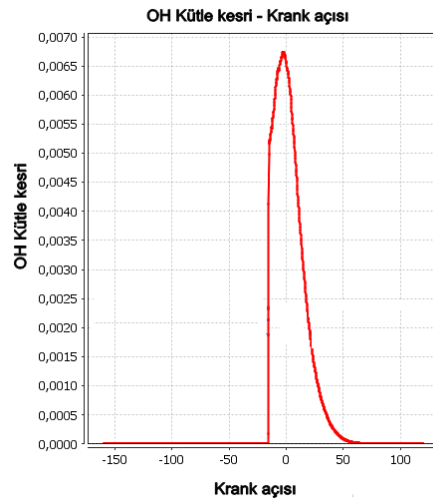
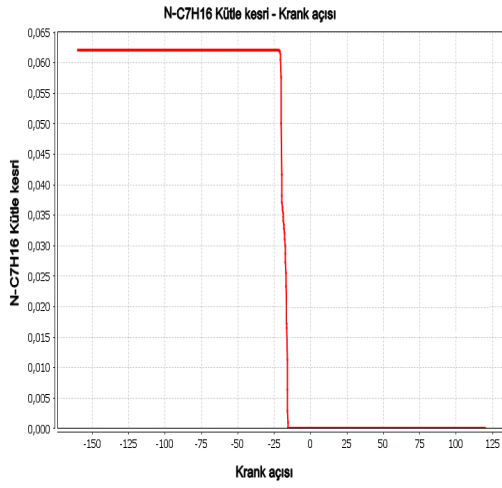
Yakıt/Hava oranı 0,9'a göre sıcaklık değişimi

Yakıt/Hava oranı 0,9'a göre NO₂ değişimiŞekil 6.7. Sıcaklık ve NO₂ değişiminin yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi.



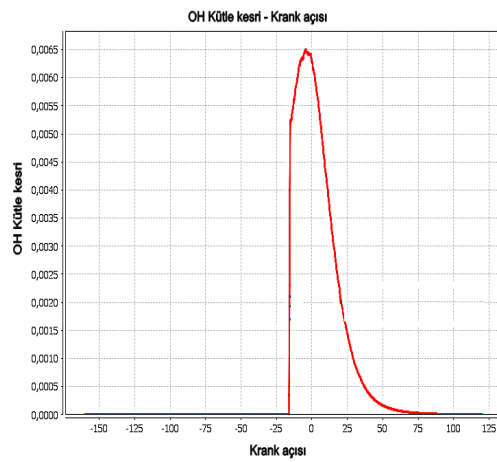
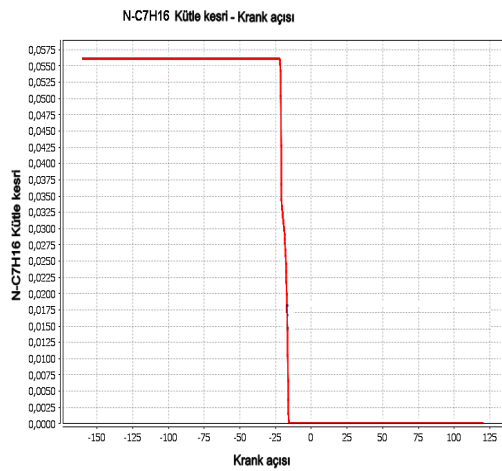
Yakıt/Hava oranı 1,1'e göre NC₇H₁₆ ve OH değişimi

Yakıt/Hava oranı 1,1'e göre NC₇H₁₆ ve OH değişimi



Yakıt/Hava oranı 1'e göre NC₇H₁₆ değişimi

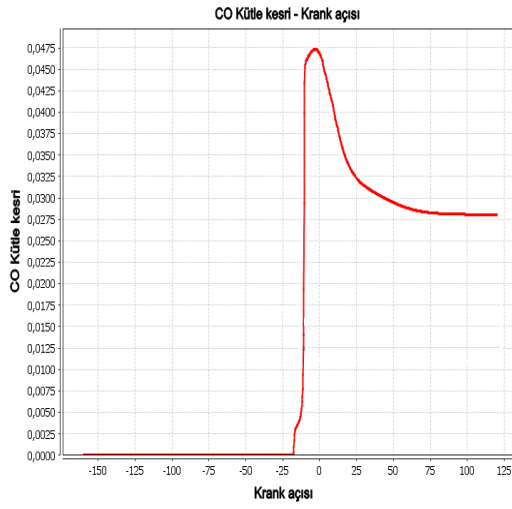
Yakıt/Hava oranı 1'e göre OH değişimi



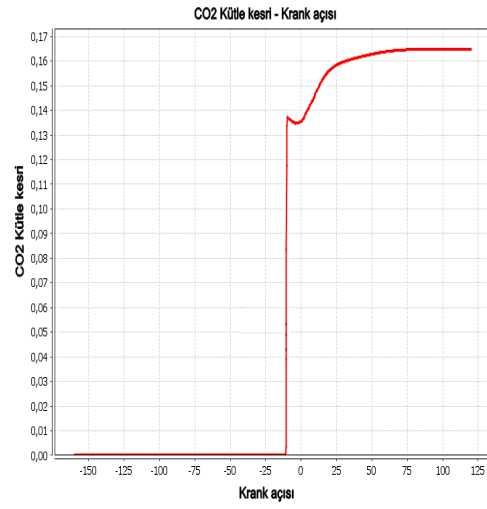
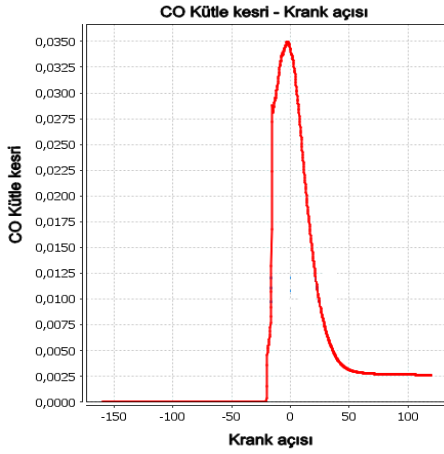
Yakıt/Hava oranı 0,9'a göre NC₇H₁₆ değişimi

Yakıt/Hava oranı 0,9'a göre OH değişimi

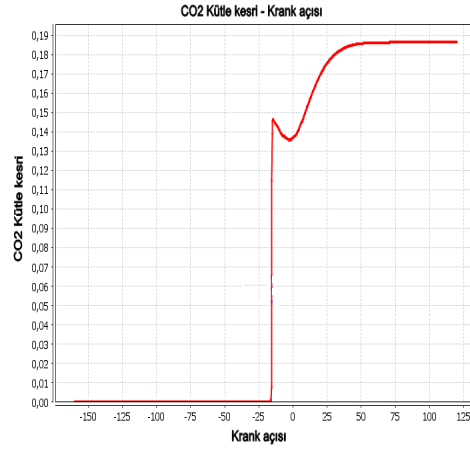
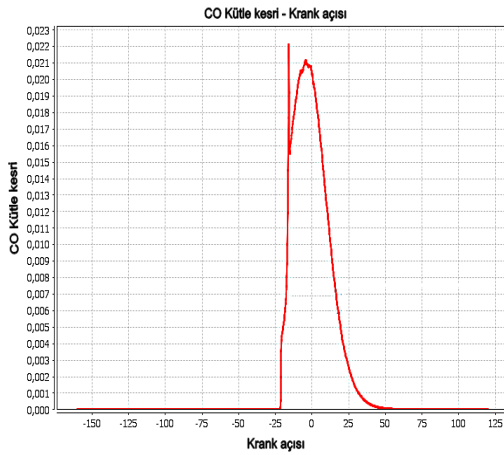
Şekil 6.8. n-heptan ve OH değişiminin yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi.



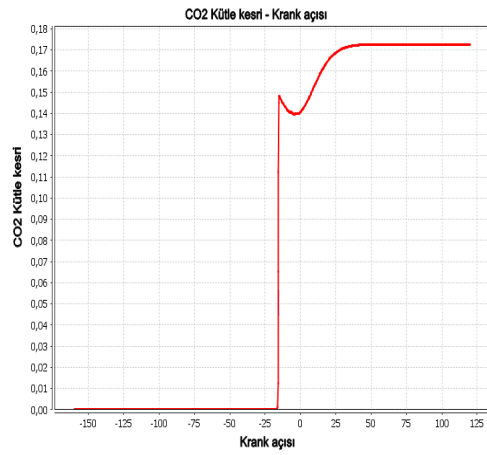
Yakıt/Hava oranı 1,1'e göre CO değişimi

Yakıt/Hava oranı 1,1'e göre CO₂ değişimi

Yakıt/Hava oranı 1'e göre CO değişimi

Yakıt/Hava oranı 1'e göre CO₂ değişimi

Yakıt/Hava oranı 0,9'a göre CO değişimi

Yakıt/Hava oranı 0,9'a göre CO₂ değişimiŞekil 6.9. CO ve CO₂ değişiminin yakıt/hava oranına göre değişiminin gösterilmesi.

6.1. Elde Edilen Sonuçları Değerlendirme

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.

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 yüzsek çıkması supaplardan olan kaçakların göz ardı edilmesinden dolayı olduğunu varsayabiliriz. Basıncın yanında elde edilen sıcaklık ve yanma ürünlerinin kütle oranlarının değerleri beklendiği çıkmıştır. Yakıt hızlı bir şekilde tamamen tükenmiş, OH ve CO beklenen anda türeyip, tükenmiş, oksijen beklendiği düzeyde harcanmış ve karbondioksit ise beklendiği oranda oluşmuştur. Yinede 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.

KAYNAKLAR

- [1] <http://img143.imageshack.us/img143/6264/123hn0.jpg>, 10.05.2010
- [2] HARLOW, F.H., NAKAYAMA, P.I., Transport of turbulence energy decay rate. *Combust. Flame*, 30:45-319. 1968.
- [3] 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.
- [4] LAUNDER, B.E., SPALDING, D.B., The numerical computation of turbulent flows. *Comp. Methods in Appl. Mech. and Eng.*, 3:269-89, 1974.
- [5] 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.
- [6] YAKHOT, V., SMITH, L. M., The renormalization group, the 5-expansion and derivation of turbulence models. *J. Sri. Comp.*, 7:35-61. 1992.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] BORGMAN, G. L., RAGLAND, K.W., *Combustion Engineering*, McGraw Hill, International Ed., New York, USA, 1-444 (1998).
- [10] DIESEL, R., DE patent 67207: „Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungskraftmaschinen“ pg 4.
- [11] LEDUC M., "Biography of Rudolph Diesel"

- [12] Scania fordonshistoria 1891-1991 |year=1992 |language=Swedish |isbn=91-7886-074-1} } (Translated title: Vehicle history of Scania 1891-1991)
- [13] Volvo – Lastbilarna igår och idag |year=1987 |language=Swedish |isbn=91-86442-76-7} } (Translated title: Volvo trucks yesterday and today))
- [14] STONE, R., Introduction to Internal Combustion Engines 3rd ed., SAE International, Inc., England, 1-611 (1999).
- [15] 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.
- [16] NOGUCHI M, TANAKA Y, TANAKA T, TAKEUCHI Y. A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion. SAE 790840.
- [17] NAJT, PM., FOSTER, DE., Compression-ignited homogeneous charge combustion. SAE 830264.
- [18] THRING, RH., Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. SAE 892068.
- [19] 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).
- [20] 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)
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] 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.

- [24] 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.
- [25] MUSCULUS, MP., RUTLAND, CJ., An application of the coherent flamelet model to diesel engine combustion. SAE Paper No. 950281.
- [26] MURAD, NM., NASER, J., ALAM F, Watkins S. Simulation of vehicle A-pillar aerodynamics using various turbulence models. SAE Paper No. 2004-01-0231
- [27] 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
- [28] BEDFORD, F., HU, X., . SCHMIDT, U., In-cylinder combustion modeling and validation using Fluent.
- [29] COLUCCI, P. J., LEE, D., LIM, C. K., GOLDIN, G., In-Cylinder Engine Modeling Developments at Fluent, Fluent Incorporated Lebanon, NH
- [30] HEYWOOD, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Singapore, 1-915 (1988).
- [31] PULKRABEK, W.W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, Prentice Hall, New Jersey, ABD, (1997).
- [32] KODAH, Z.H., SOLIMAN, H.S., QUADÍS, A. JAHMANY, M., , Combustion in a sparkignition engine”, Applied Energy, 66 (3): 237-250 (2000).
- [33] <http://frmdost.com/teknik-servis/29261-diesel-motorlarinda-yanma.html>, 10.04.2010
- [34] PULKRABEK, W.W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, 2nd ed., Prentice Hall, New Jersey, ABD, 1-369 (2004).
- [35] CHEN, C-J., JAW, S-Y., Fundamentals of Turbulence Modeling, Taylor and Francis, New York, U.S.A, 1-267 (1998).
- [36] WOSCHNI, G., 1967. A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper No: 670931.

- [37] JENKIN, R.J., JAMES, E.H., MALALASEKERA, W., 1996. Thermal Boundary Layer Modeling in Motored Spark Ignition Engine, SAE Paper No: 961965.
- [38] 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.
- [39] 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)
- [40] AHMADI-BEFRUI, B., " Analysis of flow evolution in the cylinders of motored reciprocating engines", PhD Thesis, University of London, (1985)
- [41] HEYWOOD, J.B., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, Singapore.
- [42] 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.
- [43] 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.
- [44] 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.
- [45] 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.
- [46] 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.
- [47] 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.

- [48] MAUSS, F., 1999. Chemical Kinetics Lecture Notes, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- [49] CHEVALIER, C., Entwicklung eines detaillierten Reaktionsmechanismus zur Modellierung der Verbrennungsprozesse von Kohlenwasserstoffen bei Hoch- und Niedertemperatur-bedingungen, Ph.D. Thesis, Universitat Stuttgart, Germany, (1993).
- [50] MÜLLER, U., Reduzierte Reaktions Mechanismen für die Zündung von n-Heptan und iso-oktan unter Motor relevanter Bedingunge, Ph.D. Thesis, RWTH Aachen, Germany, (1993).
- [51] BOOD, J., BENGTSSON, P., MAUSS, F., BURGDORF, K., DENBRATT, I., 1997. Knock in Spark-Ignition Engines: End-Gas Temperature Measurements Using Rotational Calculations of the Autoignition Process, SAE Paper No: 971669.
- [52] CALLAHAN, C.V., HELD, T.J., DRYER, F. L. , MINCTTI, R., RIBACOR, M., SOCKET, L.R., FARAVELLI, T., GAFFURI, P., RANZI, E. , 1996. Experimental Data and Kinetic Modeling of PRF Mixtures, 26. Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Napoli, Campi Phlearaci, Italy, July 28 - August 2, 739-746.
- [53] FIEWEGER, K., BLUMCNTHAK, R., ADOMEIT, G., 1997. Self Ignition of SI Engine Model Fuels: A Shock Tube Investigation at High Pressure, Combustion and Flame, 109, 599-619.
- [54] ARCOUMANIS, C., BICEN, A. F., WHITELOW, J. H., Squish and Swirl-Squish Interaction in Motored Model Engines, Journal of Fluids Engineering, (1983).
- [55] LIPATNIKOV, A.N., CHOMIAK, J. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation and application in multi-dimensional simulations, Prog. In Enrg. & Comb. Sci. 28, 1-74, (2002)
- [56] ZIMONT, V.L, To computations of turbulent combustion of partially premixed gases, chemical physics of combustion and explosion processes. Combustion of multi-phase and gas systems." Chernogolovka, OIKhF, Russian, 77-80, (1977)
- [57] DOUAUD, A. M., EYZAT, P. Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines, SAE 780080, SAE Transactions, v87, (1978).
- [58] ANSYS, FLUENT Inc., Documentation, 14.1.1 Theory.

ÖZGEÇMİŞ

Sami TOKSÖZ 25.02.1983 yılında Bursa'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Bursa'da tamamladı. 2007 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu ve aynı yıl Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Bölümünde yüksek lisans öğrenimine başladı. Makine Mühendisleri Odası (MMO) Kocaeli Şube Sakarya İl Temsilciliği Yürütme Kurulu Üyesi olan Sami TOKSÖZ, EMA (R&D CO.) şirketinde Ar-Ge ve proje sorumlusu olarak görev yapmaktadır.