

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR OTTO MOTORUNDA BÖLÜNmüş YANMA ODASININ PERFORMANSA
ETKİSİNİN İKİ BÖLGELİ YANMA MODELİ VE HAD KULLANILARAK
İNCELENMESİ**

FEYYAZ ARSLAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. YASİN ÜST**

İSTANBUL, 2015

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR OTTO MOTORUNDA BÖLÜN MÜŞ YANMA ODASININ PERFORMANSA
ETKİSİNİN İKİ BÖLGELİ YANMA MODELİ VE HAD KULLANILARAK
İNCELENMESİ**

Feyyaz ARSLAN tarafından hazırlanan tez çalışması 30.12.2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ
İstanbul Ticaret Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Bu alışma, TÜBİTAK'ın 3501 programı kapsamındaki 214M329 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Tez çalışmam esnasında yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Yasin ÜST'e, çalışmalarımda her zaman yanımda olan ve beni destekleyen hocalarım Yrd. Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR ve Yrd. Doç. Dr. Güven GONCA'ya, yardımlarını benden esirgemeyen çok değerli Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Aralık, 2015

Feyyaz ARSLAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTIMA LİSTESİ.....	x
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.2 Tezin Amacı	7
1.3 Hipotez.....	8
BÖLÜM 2	
İÇTEN YANMALI MOTORLAR.....	9
2.1 Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlar (Dizel Motorları)	10
2.2 Buji Ateşlemeli Motorlar (Otto Motorları).....	10
2.2.1 Buji Ateşlemeli Motorlarda Supap Zamanları	11
2.2.2 Buji Ateşlemeli Motorlarda Çevrim	12
2.3 İçten Yanmalı Motorlarda Yanma Odası Çeşitleri	13
2.3.1 Buji Ateşlemeli Motorlarda Yanma Odası Çeşitleri	14
2.4 İçten Yanmalı Motorlarda Yakıtlar, Karışım Oluşumu ve Yanma.....	17
2.4.1 İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Yakıtlar	18
2.4.1.1 Dizel Yakıtlar	19
2.4.1.2 Buji Ateşlemeli Motorlarda Kullanılan Yakıtlar	19
2.4.2 İçten Yanmalı Motorlarda Karışım Oluşumu	20
2.4.2.1 İçten Yanmalı Motorlarda Volumetrik Verim.....	20
2.4.2.2 Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda Karışım Oluşumu	21
2.4.2.3 Buji Ateşlemeli Motorlarda Karışım Oluşumu	21

BÖLÜM 3

YANMANIN İKİ BÖLGE Lİ YANMA MODELİ VE HAD KULLANILARAK MODELLENMESİ 22

- 3.1 İki Bölge li Yanma Modeli..... 22
- 3.2 HAD Yanma Modeli (G-Eşitliği) 25
 - 3.2.1 Kısmi Ön-Karışımı lı Yanma İçin Alev Modeli 25
 - 3.2.2 Türbülanslı Kısmi Ön-Karışımı lı Yanma İçin G-Eşitliği 26

BÖLÜM 4

İKİ BÖLGE Lİ YANMA MODELİ VE HAD MODELİ ÇÖZÜMLERİ 30

- 4.1 İndike Gücün, Özgü l Yakıt Sarfiyatının ve Termik Verimin Hesaplanması 32
- 4.2 İki Bölge li Yanma Modeline İlişkin Çözümler 33
 - 4.2.1 Metan (CH_4) için Çözümler 33
 - 4.2.2 Oktan (C_8H_{18}) için Çözümler 35
 - 4.2.3 Metan ve Oktan için Çözümlerin Karşılaştırılması..... 36
 - 4.2.4 Sıkıştırma Oranına göre Metan ve Oktan için Çözümlerin Karşılaştırılması 37
- 4.3 HAD Modeline İlişkin Çözümler 37
 - 4.3.1 Bölünmüş Yanma Odasında Metan (CH_4) için Çözümler 38
 - 4.3.2 Bölünmüş Yanma Odasında Oktan (C_8H_{18}) için Çözümler 40
 - 4.3.3 Normal Yanma Odasında Metan (CH_4) için Çözümler 42
 - 4.3.4 Normal Yanma Odasında Oktan (C_8H_{18}) için Çözümler 44
 - 4.3.5 Bölünmüş Yanma Odasında Farklı Yakıtların Yakılması..... 46
 - 4.3.6 Normal Yanma Odasında Farklı Yakıtların Yakılması 47
 - 4.3.7 Bölünmüş ve Normal Yanma Odalarının Metan (CH_4) için Karşılaştırılması 49
 - 4.3.8 Bölünmüş ve Normal Yanma Odalarının Oktan (C_8H_{18}) için Karşılaştırılması 50
 - 4.3.9 Bölünmüş ve Normal Yanma Odalarının Metan (CH_4) için Farklı Sıkıştırma Oranlarında Karşılaştırılması 52
 - 4.3.10 Bölünmüş ve Normal Yanma Odalarının Oktan (C_8H_{18}) için Farklı Sıkıştırma Oranlarında Karşılaştırılması 54
 - 4.3.11 Bölünmüş Yanma Odasının Sıkıştırma Oranına göre Farklı Yakıtlar için Karşılaştırılması 55
 - 4.3.12 Normal Yanma Odasının Sıkıştırma Oranına göre Farklı Yakıtlar için Karşılaştırılması 57
- 4.4 İki Bölge li Yanma Modeli Çözümleri ile HAD Çözümlerinin Karşılaştırılması..... 59
 - 4.4.1 Metan için İki Bölge li Yanma Modeli ve HAD Çözümlerinin Karşılaştırılması 59
 - 4.4.2 Oktan için İki Bölge li Yanma Modeli ve HAD Çözümlerinin Karşılaştırılması 61

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER 64

KAYNAKLAR.....	67
ÖZGEÇMİŞ.....	70

SİMGE LİSTESİ

r	Sıkıştırma oranı
θ_{fd}	Alev yayılımı süresi
θ_{rd}	Hızlı yanma süresi
θ_{td}	Toplam yanma süresi
$V_{\ddot{o}}$	Ölü hacim
V_{maks}	Maksimum hacim
V_{min}	Minimum hacim
V_S	Strok hacmi
M	Mach sayısı
η_v	Volümetrik verim
V_a	Hava hacmi
u	İç enerji
θ	Krank açısı
Q_b	Yanmış bölgenin ısı transferi
Q_u	Yanmamış bölgenin ısı transferi
P	Basınç
m	Kütle
m_a	Hava kütlesi
m_f	Yakıt kütlesi
m_l	Kütle kaybı
h_l	Entalpi kaybı
h_{tr}	Isı transferi katsayısı
T_b	Yanmış bölgenin sıcaklığı
T_u	Yanmamış bölgenin sıcaklığı
T_w	Silindir yüzey sıcaklığı
A_b	Silindir yüzeyi ile temas eden yanmış bölge alanı
A_u	Silindir yüzeyi ile temas eden yanmamış bölge alanı
B	Silindir çapı
S	Strok boyu

C_p	Sabit basınç özgül ısısı
v	Özgül hacim
C	Kaçak katsayısı
ω	Açısal hız
A_{cyl}	Silindir ısı transferi alanı
x	Yanma oranı
\bar{S}_p	Ortalama piston hızı
a_v, m_v	Wiebe fonksiyonu sabitleri
Le	Lewis sayısı
α	Termal yayılım
D	Kütle yayılımı
χ	Dağılım oranı
q_R	Radyasyon kayıpları
Y_i	i türünün kütle oranı
\dot{m}_i	Kimyasal reaksiyonun üretim hızı
W_i	Türlerin moleküler ağırlığı
v_{ik}	Stokiyometrik katsayıların matrisi
w_k	k reaksiyonunun reaksiyon oranı
S_{sp}	Yakıt kaynağı
Z	Karışım oranı
G	Mesafe fonksiyonu
κ	Alev eğriliği
L	Sınır uzunluğu
D_L	Sınır yayılımı
$\bar{\omega}$	Skaler yenileme
χ_L	Skaler dağılım
$\bar{\Sigma}_L$	Kararsızlık ve gerilmenin eş varyansı
$l_{F,t}$	Türbülanslı alev kalınlığı
S_T	Türbülanslı yanma hızı
T^0	İç katman sıcaklığı
B, E	Yakıt türüne bağlı sabitler

KISALTMA LİSTESİ

AA	Ateşleme avansı
AFR	Hava yakıt oranı
AÖN	Alt ölü nokta
BGB	Büyük girdap benzeşimi
CNG	Sıkıştırılmış doğal gaz
EgSA	Egzoz supabı açılması
EgSK	Egzoz supabı kapanması
ESA	Emme supabı açılması
ESK	Emme supabı kapanması
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
İBYM	İki bölgeyi yanma modeli
KA	Krank açısı
LHV	Alt ısı değeri
RON	Oktan sayısı
ÜÖN	Üst ölü nokta

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Silindir içi ortalama basınç (HAD ve Deneysel) [5]..... 3
Şekil 1. 2	Isı salınım oranı (HAD ve Deneysel) [5]..... 3
Şekil 1. 3	2000 d/d için Homojen ve kademeli dolgu durumlarında silindir basıncı [7] 4
Şekil 1. 4	2000 d/d için CO ₂ emisyonları [7] 5
Şekil 1. 5	Kademeli ve homojen dolgu durumlarında temik verim [10] 6
Şekil 1. 6	Kademeli ve homojen dolgu durumlarında özgül yakıt sarfiyatı [10]..... 6
Şekil 1. 7	Ateşleme zamanının yanma süresine etkisi [11] 7
Şekil 1. 8	Gücün araç hızı ile değişimi [12] 7
Şekil 2. 1	Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda çevrim [14] 10
Şekil 2. 2	Buji ateşlemeli motorun piston ve silindiri [16]..... 11
Şekil 2. 3	Buji ateşlemeli motorlarda supap zamanları 12
Şekil 2. 4	Buji ateşlemeli motorlarda stroklar [14]..... 12
Şekil 2. 5	Otto çevriminin gerçek ve ideal P-V diyagramı [15] 13
Şekil 2. 6	İki supaplı kama tipi yanma odası (a), dört supaplı eğik yanma odası [18] . 14
Şekil 2. 7	Duvar güdümlü (a) ve püskürtme güdümlü (b) direkt püskürtme yöntemi [19] 15
Şekil 2. 8	BMW tarafından yürütülen iki supaplı yanma odası dizaynı çalışması [20] 16
Şekil 2. 9	May-Fireball yanma odası [20] 16
Şekil 2. 10	Volkswagen ön yanma odalı buji ateşlemeli motor dizaynı [20]..... 17
Şekil 2. 11	Porsche kademeli dolgulu motor dizaynı [20] 17
Şekil 2. 12	Dizel ve benzin yakıtlarının bileşim oranları [21]..... 18
Şekil 2. 13	Hidrokarbonların setan sayıları [21] 19
Şekil 4. 1	Bölünmüş ve normal yanma odalı modeller 31
Şekil 4. 2	Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi 34
Şekil 4. 3	Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi 34
Şekil 4. 4	Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi 35
Şekil 4. 5	Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi 35
Şekil 4. 6	Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi 36
Şekil 4. 7	Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi 36
Şekil 4. 8	Gücün (kW) r=10'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi 37
Şekil 4. 9	Gücün (kW) metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi..... 37

Şekil 4. 10	Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	38
Şekil 4. 11	Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	39
Şekil 4. 12	Silindir içi metan (CH ₄) kütleli oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	39
Şekil 4. 13	Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi	40
Şekil 4. 14	Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	40
Şekil 4. 15	Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	41
Şekil 4. 16	Silindir içi oktan (C ₈ H ₁₈) kütleli oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	41
Şekil 4. 17	Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi	42
Şekil 4. 18	Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	42
Şekil 4. 19	Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	43
Şekil 4. 20	Silindir içi oktan (CH ₄) kütleli oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	43
Şekil 4. 21	Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi	44
Şekil 4. 22	Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	44
Şekil 4. 23	Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	45
Şekil 4. 24	Silindir içi oktan (C ₈ H ₁₈) kütleli oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi	45
Şekil 4. 25	Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi	46
Şekil 4. 26	Gücün (kW) r=10'da bölünmüş yanma odasında farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi	46
Şekil 4. 27	Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) r=10'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi	47
Şekil 4. 28	İndike termik verimin r=10'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi	47
Şekil 4. 29	Gücün (kW) r=10 için normal yanma odasında farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi	48
Şekil 4. 30	Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) r=10'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi	48
Şekil 4. 31	İndike termik verimin r=10'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi	49
Şekil 4. 32	Gücün (kW) r=10 için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi	49
Şekil 4. 33	Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) r=10 için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi	50
Şekil 4. 34	İndike termik verimin r=10 için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi	50

Şekil 4. 35	Gücün (kW) $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi	51
Şekil 4. 36	Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi	51
Şekil 4. 37	İndike termik verimin $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi	52
Şekil 4. 38	Gücün (kW) sıkıştırma oranı ile değişimi	52
Şekil 4. 39	İndike özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) sıkıştırma oranı ile değişimi	53
Şekil 4. 40	İndike termik verimin sıkıştırma oranı ile değişimi	53
Şekil 4. 41	Gücün (kW) sıkıştırma oranı ile değişimi	54
Şekil 4. 42	İndike özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) sıkıştırma oranı ile değişimi	55
Şekil 4. 43	İndike termik verimin sıkıştırma oranı ile değişimi	55
Şekil 4. 44	Gücün (kW) bölünmüş yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi.....	56
Şekil 4. 45	Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) bölünmüş yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi	56
Şekil 4. 46	İndike termik verimin bölünmüş yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi	57
Şekil 4. 47	Gücün (kW) normal yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi	58
Şekil 4. 48	Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) normal yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi	58
Şekil 4. 49	İndike termik verimin normal yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi.....	59
Şekil 4. 50	Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) krank açısı ile değişimi	59
Şekil 4. 51	Silindir içi ortalama sıcaklığın krank açısı ile değişimi	60
Şekil 4. 52	Gücün (kW) $r=10$ 'da eşdeğerlik oranı ile değişimi	60
Şekil 4. 53	Gücün (kW) sıkıştırma oranlarına göre değişimi.....	61
Şekil 4. 54	Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) krank açısı ile değişimi	61
Şekil 4. 55	Silindir içi ortalama sıcaklığın krank açısı ile değişimi	62
Şekil 4. 56	Gücün (kW) $r=10$ 'da eşdeğerlik oranı ile değişimi	62
Şekil 4. 57	Gücün (kW) sıkıştırma oranlarına göre değişim	63

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1	Motor yakıtlarının İngiliz standardına göre özellikleri [21]..... 18
Çizelge 2. 2	Farklı yakıtların oktan sayıları [21]..... 20
Çizelge 4. 1	Buji ateşlemeli motorlarda kullanılan yakıtların değerleri [23]..... 30
Çizelge 4. 2	Motorun teknik özellikleri..... 31
Çizelge 4. 3	Bölünmüş ve normal yanma odasında sıkıştırma oranına göre boşluk ve hacim değerleri..... 32

**BİR OTTO MOTORUNDA BÖLÜNÜMÜŞ YANMA ODASININ PERFORMANSA
ETKİSİNİN İKİ BÖLGELİ YANMA MODELİ VE HAD KULLANILARAK
İNCELENMESİ**

Feyyaz ARSLAN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yasin ÜST

İçten yanmalı motorlarda soğuk akışın ve yanmanın HAD ile modellenmesi için kullanılan birçok yazılım bulunmaktadır. Bu yazılımların güvenilirliği yapılmış çalışmalarla doğrulanmıştır. Deney öncesinde ön çalışma olarak yanma odası konseptleri iki bölgeli yanma modeli ve HAD kullanılarak test edilebilir.

Bu bağlamda, tez çalışmasında tek silindri buji ateşlemeli bir motor için bölünmüş ve normal yanma odasında deneyleri gerçekleştirilecek TÜBİTAK projesinin yanma analizleri iki bölgeli yanma modeli ve HAD kullanılarak gerçekleştirilmiştir. İki bölgeli yanma modeli ile gerçekleştirilen analizler normal yanma odası içindir. HAD ile yapılan analizler ise bölünmüş ve normal yanma odasında kısmi ön karışimli yanma için alev modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizler farklı eşdeğerlik ve sıkıştırma oranlarında yapılmıştır. Yapılan analizler birbirleri ile kıyaslamalı olarak çözümlerde verilmiştir. Bu çözümler silindir içi ortalama basınç, sıcaklık ve kütle hesaplarının yanısıra; indike güç, indike özgül yakıt sarfiyatı ve indike termik verim hesaplarını kapsamaktadır. Bu hesaplar bölünmüş ve normal yanma odalarında motor performansının farklı durumlarda nasıl değiştiğini göstermektedir. Yapılan çalışma bölünmüş yanma odasında metan yakmanın yüksek sıkıştırma oranlarında avantajlı olabileceğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Motor performansı, bölünmüş yanma odası, iki bölgeli yanma modeli, sıkıştırma oranı, eşdeğerlik oranı

**THEORETICAL AND NUMERICAL MODELLING AND OPTIMIZATION OF
COMBUSTION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

Feyyaz ARSLAN

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Yasin ÜST

There are several software applications for CFD modelling of cold flow and combustion in internal combustion engines. The reliability of these applications are verified with previous studies. In preliminary studies prior to the experiment it is convenient to use two zone combustion model and CFD analysis methods.

In this context, analysis of the TÜBİTAK Project that is planned to do experiments of divided and normal chamber single cylinder spark ignition engine are evaluated with two zone combustion model and CFD model. Two zone combustion model was used in normal chamber. CFD analysis were performed by using the G-equation for turbulent, partial premixed combustion method in divided and normal chambers. The obtained results are presented comparatively. These results include cylinder pressure, temperature, mass fraction, indicated power, indicated specific fuel consumption and indicated thermal efficiency. These calculations demonstrate variations of engine performance in different conditions. In this study, it is observed that methane use in divided chamber has an advantage at high compression ratios.

Keywords: Engine performance, divided chamber, two- zone combustion model, compression ratio, equivalence ratio

GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar sanayi uygulamaları, denizcilik ve otomotiv sektöründeki yaygın kullanımı nedeniyle her zaman bilim insanlarının üzerine çalıştığı bir konudur. Günümüzde elektrikli motorlar gibi farklı konseptler üzerine çalışmalar bulunsa da içten yanmalı motorlar halen en çok kullanım alanına sahip cihazlardır. Gelişen teknolojiyle içten yanmalı motorlardan daha verimli olması ve daha çok güç üretmesi beklenmektedir. Ayrıca çevreyi korumak adına günümüzde uygulanan ve yeni uygulanacak olan katı emisyon standartları nedeniyle içten yanmalı motorlardan çıkan zararlı atık gazları azaltma üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır.

Bu bağlamda, çalışmalar yeni enjeksiyon teknolojileri, karışım oluşturma teknikleri, yakıtlar, valf açılış zamanlamaları, ateşleme mekanizmaları, yüksek basınçta püskürtme ve yanma teknolojileri vb. üzerine yoğunlaşmıştır.

Günümüzde, mühendislik problemlerinin çözümünde deneysel uygulamaların yanı sıra bilgisayarlı teknolojilerin kullanımı da yaygınlaşmaktadır. Bu amaçla içten yanmalı motorlarda soğuk akışın ve yanmanın HAD kullanılarak modellenmesi için kullanılan birçok yazılım bulunmaktadır. Bu yazılımlarla 1-Boyut'tan 3-Boyut'a tüm motor stoku, ısı transferi ve yanma HAD ile modellenebilmektedir. Bu yazılımlar güvenilirliğini her geçen gün artırmaktadır. Bu yazılımlar sayesinde üretim öncesi deneylere harcanacak para ve zamandan önemli ölçüde tasarruf edilebilmektedir. Bu bölümde, motor performansı ve yanma üzerine gerçekleştirilmiş çeşitli çalışmalara yer verilmiştir.

1.1 Literatür Özeti

S. Shiga vd. hızlı sıkıştırma makinesi ile CNG'nin kademeli dolgulu yakılması üzerine bir deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma CNG yanmasında enjektörlerin konumunun, sayısının ve püskürtme miktarının NO_x emisyonlarının miktarında etkili olduğu gözlemlenmiştir. Kademeli yanma sayesinde yanma odası duvarlarından ısı kaçaklarının azalması ve kısa yanma süresi sayesinde oldukça fakir karışımların yakılabileceği araştırmacılar tarafından saptanmıştır [1].

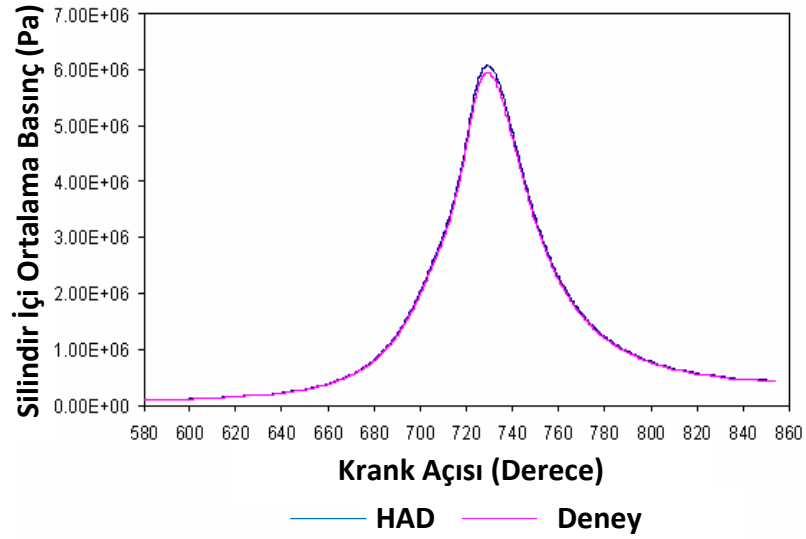
Z. Huang vd. kademeli dolgulu CNG ve benzin yanmasında eşdeğerlik oranının NO_x emisyonları üzerine etkilerini bir deneysel çalışma ile incelemişlerdir. Deney sonuçları NO_x emisyonlarının stokiyometrik eşdeğerlik oranında oldukça azaldığını göstermektedir. NO_x emisyonlarının eşdeğerlik oranının azalması ile arttığı gözlemlenmiştir. Maksimum NO_x emisyonları eşdeğerlik oranının 0.6'dan küçük değerlerinde gözlemlenmiştir [2].

Direkt püskürtmeli doğalgaz yanmasının görselleştirme çalışması, yüksek hızlı kamera kullanılarak Z. Huang vd. tarafından gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar kademeli dolgu dağılımının püskürtme tipine göre değiştiğini göstermektedir, paralel ve tek püskürtmenin karşılıklı püskürtmeye göre daha yüksek derecede kademeli dolgu oluşturma eğiliminde olduğu görülmüştür. Alev paralel ve tek püskürtmeli yanma durumlarında alt tarafa doğru, karşılıklı püskürtmeli yanma durumunda yanma odasının merkezinden dışarı doğru yayılmaktadır. Türbülanslı yanmanın bir özelliği olarak doğal gazın direkt püskürtmeli yanmasında alev cephesi dalgalı bir biçimde yayılmaktadır. Optimum yakıt püskürtme zamanlaması ile elde edilebilecek tutuşabilir kademeli dolgu sayesinde oldukça fakir yanmanın elde edilebileceği araştırmacılar tarafından saptanmıştır [3].

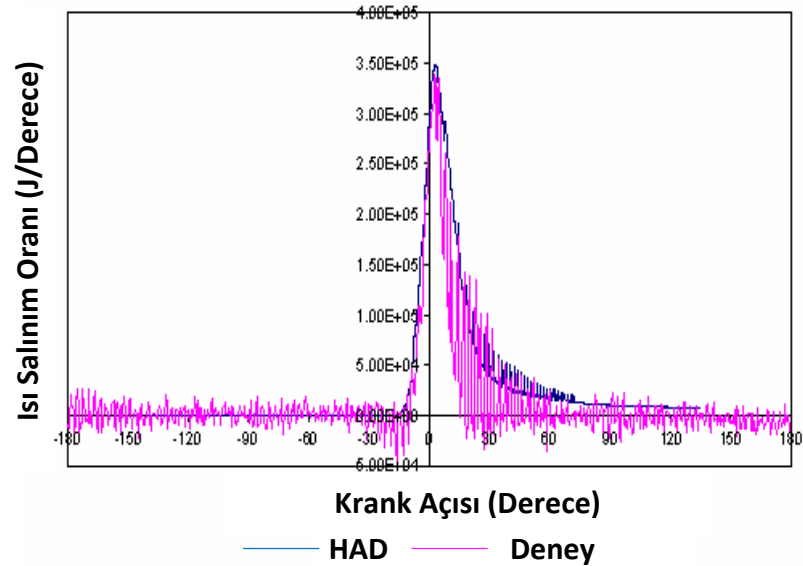
Yvonne S. H. Chang vd. gaz karıştırıcılarındaki kötü karıştırma işlemi nedeniyle ortaya çıkan yetersiz motor performansını ve ölümcül egzoz emisyonlarını önlemek amacıyla Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanarak bir CNG motosikletinin gaz karıştırıcısında optimum püskürtme frekansını elde etmek için çalışmışlardır [4].

W. H. Kurniawan ve S. Abdullah direkt püskürtmeli CNG motorunda yanma üzerine yeni bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kodu çalışması gerçekleştirmişlerdir. Bir

algoritma sayesinde daha düzgün dinamik ağ örgüsüne ulaşmışlardır. Yanma modelinde ise Magnussen'e ait olan ön karışimsız durumda girdap parçalanması yöntemini kullanmışlardır. Doğalgaz yakıtının tamamının metan (CH_4) olarak kabul edildiği Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çalışması sonuçları ile deney sonuçları ortalama silindir basıncı, motor gücü ve emisyon değerleri açısından kıyaslandığında birbirlerine oldukça yakın oldukları görülmüştür. Şekil 1.1 ve Şekil 1.2'de değerlerin birbirlerine oldukça yakın oldukları görülmektedir [5].



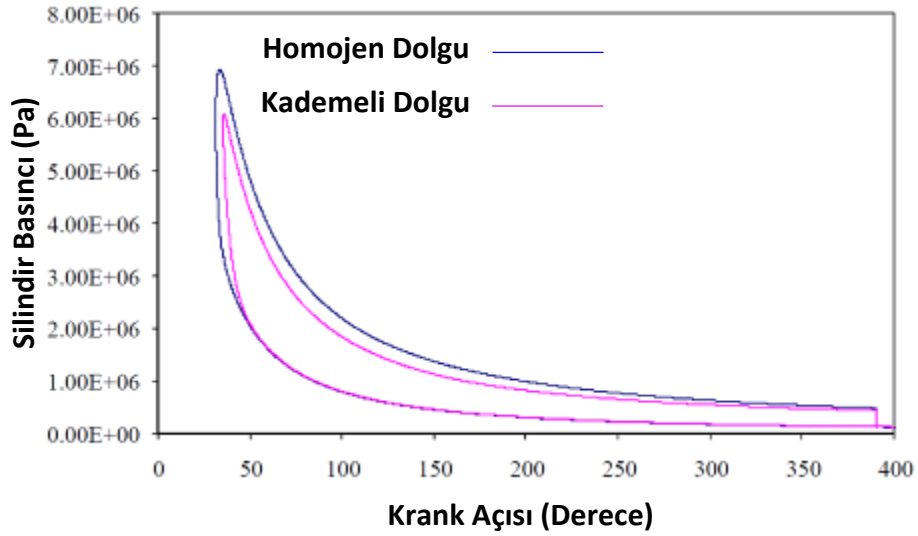
Şekil 1. 1 Silindir içi ortalama basınç (HAD ve Deneysel) [5]



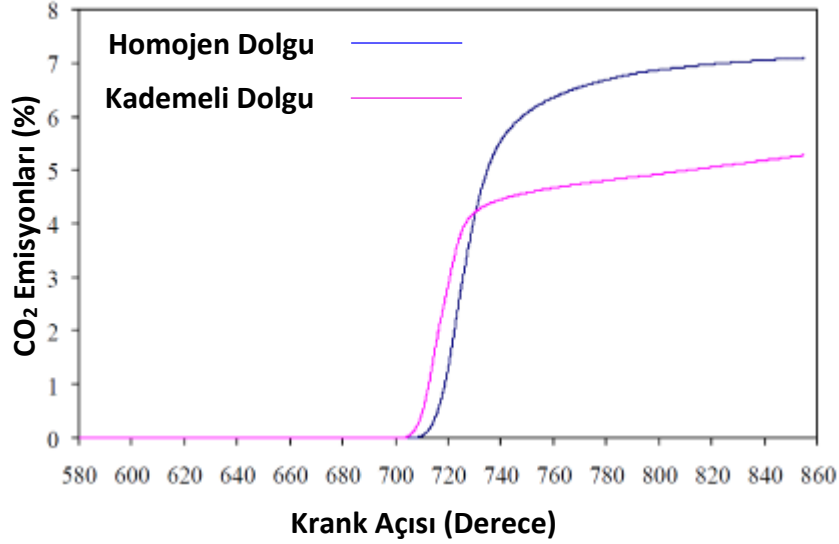
Şekil 1. 2 Isı salınım oranı (HAD ve Deneysel) [5]

W. Mitianiec Büyük Girdap Benzeşimi (BGB) metodunu kullanarak KIVA koduyla buji ateşlemeli CNG motorunda hava yakıt karışımı ve yanma proseslerini incelemiştir. Yapılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çalışması deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Silindir içerisindeki sıkıştırma ve çevri hareketlerinin ateşlemedeki etkileri de modellenmiştir. Silindire alınan dolgudaki hareketlerin ve türbülans etkilerinin tutuşma prosesi üzerinde güçlü etkileri olduğu gözlenmiştir [6].

S. Abdullah vd. direkt püskürtmeli doğalgaz motorunda homojen ve kademeli dolgu yanmalarının karakteristiklerini Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanarak incelemiştir. HAD simülasyonları gaz keleşinin tam açık olduğu konumda tam yük ve yarı yük durumlarında 2000 ve 4000 d/d için gerçekleştirilmiştir. Elde edilen HAD çözümleri daha önceden gerçekleştirilmiş deneylerin sonuçlarıyla da kıyaslanmıştır. Motor performansı, yanmış kütle oranı, CO, CO₂ ve NO_x emisyonları incelendiğinde homojen yanmanın kademeli yanmaya göre motor performansı bakımından üstün olduğu ancak yanma ve emisyonlar bakımından dezavantajlı olduğu görülmüştür (Şekil 1.3 ve Şekil 1.4) [7].



Şekil 1. 3 2000 d/d için Homojen ve kademeli dolgu durumlarında silindir basıncı [7]



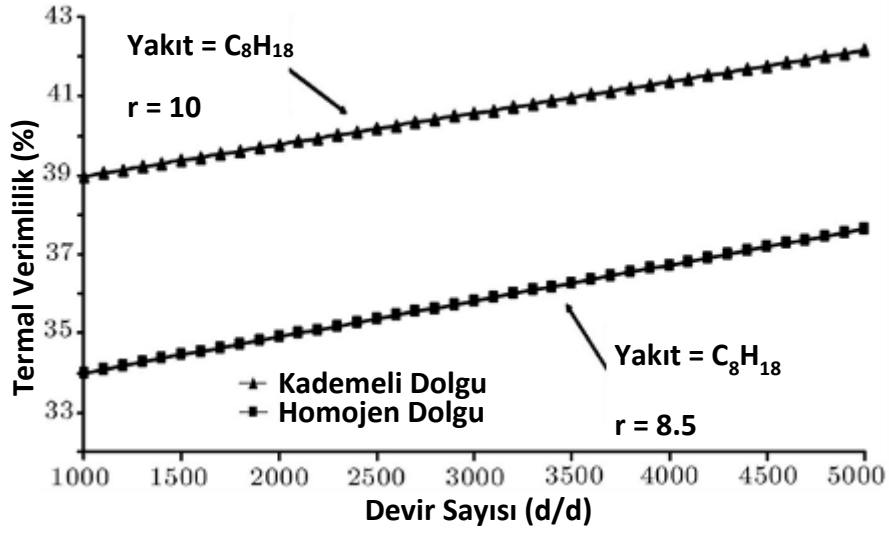
Şekil 1. 4 2000 d/d için CO₂ emisyonları [7]

Y. Wang vd. H₂/CNG yanması ile CNG yanmasını deneysel olarak, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanarak ve reaksiyon kinetiği programı kullanarak kıyaslamışlardır. Çalışmalar sonucunda deneysel çalışmalar ile Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çalışmalarının büyük ölçüde benzeştiğini gözlemlemişlerdir. H₂/CNG uygulaması ile CO emisyonlarının azaldığı görülürken, yüksek sıcaklıkta yanma nedeniyle NO_x emisyonlarının arttığı gözlemlenmiştir [8].

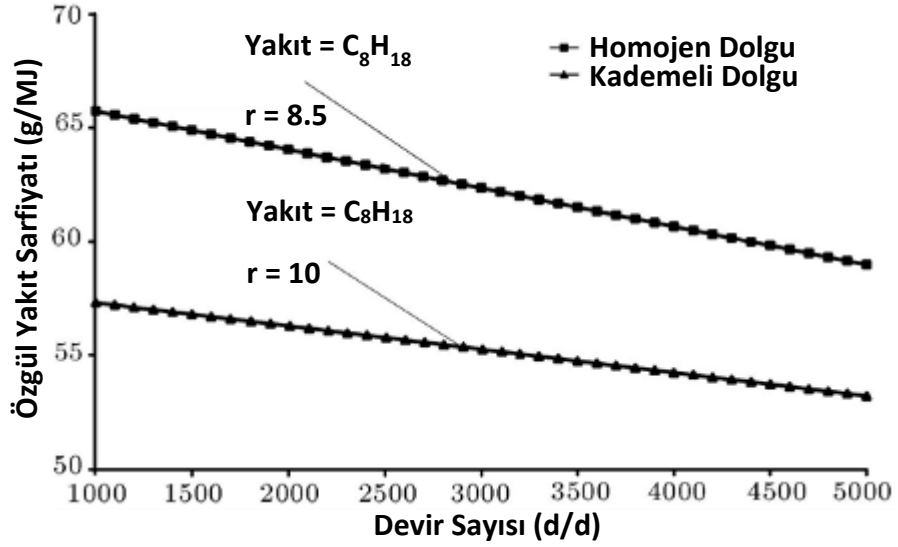
R. L. Evans doğal gaz motorlarının fakir yanma limitini artırmak için iki yöntem kullanmıştır. Bu çalışmada fakir yanmada verimi artırmak ve emisyonları azaltmak amaçlanmıştır. İlk yöntemde yanma odası türbülansları artıracak şekilde yeniden dizayn edilmiştir. Bu yöntemle yakıt tüketiminin azaldığı, verimin arttığı ve NO_x emisyonlarının azaldığı gözlemlenmiştir. İkinci yöntem olarak kısmi kademeli dolgu metodu kullanılmıştır. Bu yöntemde fakir yanmayı artırmak amacıyla buji etrafında kısmi kademeli dolgu oluşturulmuştur. İkinci yöntemde fakir yanmanın birinci yönteme göre %10 arttığı, NO_x emisyonlarının ise %64 azaldığı gözlemlenmiştir [9].

M. Tiourad ve A. Mozafari kademeli dolgulu bölünmüş yanma odalı motorun performansı incelemişlerdir. Bölünmüş yanma odalı motorların fakir karışımları daha yüksek sıkıştırma oranlarında yakabilmesi açısından avantajlı oldukları görülmüştür. Termal verimlilik ve özgül yakıt sarfiyatı bakımından homojen dolgulu motor ile kademeli dolgulu motor kıyaslanmış ve kademeli dolgulu motorun avantajlı olduğu Şekil 1.5 ve Şekil 1.6'da görülmektedir. Ayrıca düşük tutuşma gecikmesi ve hızlı yanma oranı

neticesinde homojen dolgulu motorlarda görülen vuruntuların bölünmüş yanma odalı motorlarda görülmediği saptanmıştır [10].

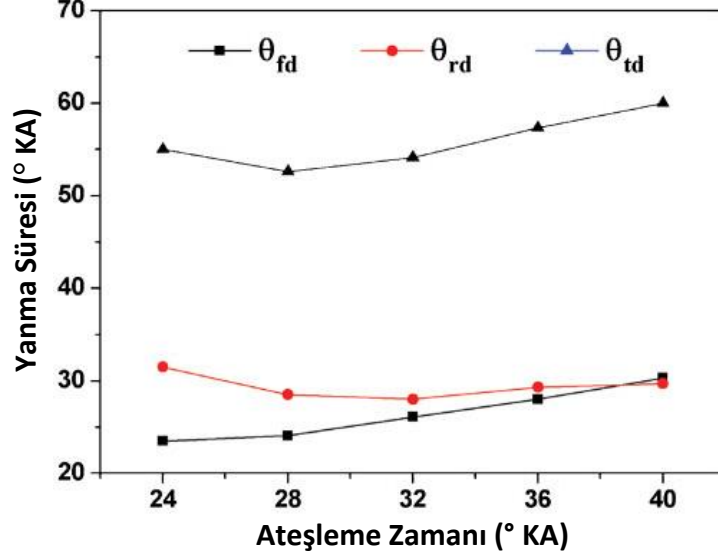


Şekil 1. 5 Kademeli ve homojen dolgu durumlarında temik verim [10]



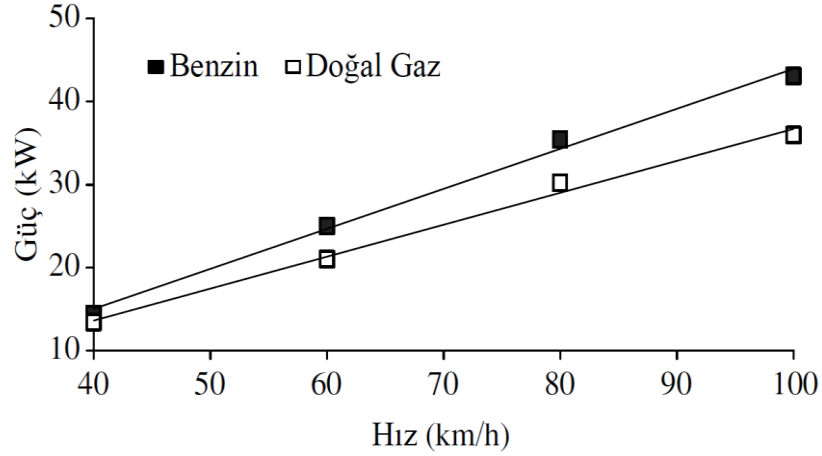
Şekil 1. 6 Kademeli ve homojen dolgu durumlarında özgül yakıt sarfiyatı [10]

Y. F. Liu vd. direkt püskürtmeli doğal gaz motorunda püskürtme zamanı ve ateşleme zamanının yanma karakteristiği üzerine etkilerini incelemişlerdir. Püskürtme zamanının hava-yakıt karışımı üzerindeki etkileri nedeniyle yanma üzerinde önemli etkileri irdelenmiştir. Püskürtme ve ateşleme zamanı üzerinde yapılan değişikliklerin yanma kalitesini, yanma süresini ve emisyonları etkilediği görülmüştür. Şekil 1.7'de ateşleme üst ölü noktadan ne kadar önce olursa yanma süresinin de o kadar fazla olduğu görülmektedir [11].



Şekil 1. 7 Ateşleme zamanının yanma süresine etkisi [11]

Mello vd. buji ateşlemeli doğal gazlı motorlar üzerine kapsamlı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada buji ateşlemeli motorda doğalgaz kullanımının performansa etkisi detaylı olarak incelenmiştir. Doğal gaz kullanımının volümetrik verimi azalttığı görülmüştür. Doğalgazdan daha az güç elde edilse de ekonomik açıdan benzine üstündür. Şekil 1.8'de doğal gaz ve benzin kullanıldığında gücün aracın hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir [12].



Şekil 1. 8 Gücün araç hızı ile değişimi [12]

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada, buji ateşlemeli tek silindri bir motorun normal ve bölünmüş yanma odalarında yanma analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde yakıt olarak metan ve oktan kullanılmıştır. Yanma analizleri farklı eşdeğerlik oranlarına ve farklı sıkıştırma oranlarına

göre iki bölgeli yanma modeli ve HAD kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucu, bölünmüş ve normal yanma odaları için indike motor performansı değerleri elde edilmiştir. İki bölgeli yanma modeli ve HAD çözümleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Tez çalışmasında bölünmüş yanma odası için optimum yakıt, eşdeğerlik oranı ve sıkıştırma oranlarının belirlenmesi amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Analizlerden elde edilen verilerle yakıt türüne, eşdeğerlik oranına ve sıkıştırma oranına göre ideal olan yanma odası tipi belirlenebilir.

İÇTEN YANMALI MOTORLAR

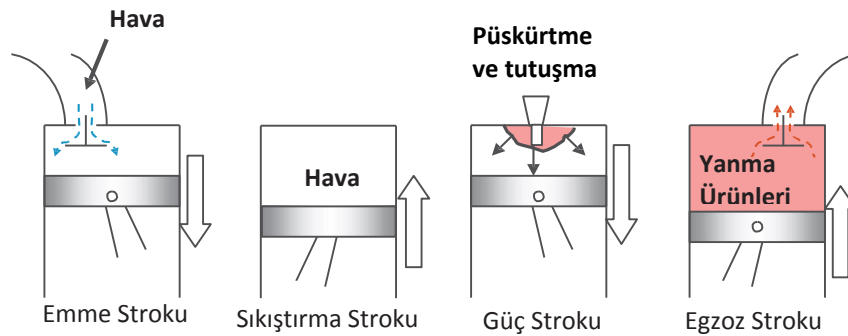
19. yüzyılda, sanayinin yaygınlaşmasıyla, birincil yakıt olarak kömür kullanılmıştır. Bu yüzyılın başlarında buharla çalışan makineler geliştirilmeye başlanmıştır. Gelişmiş buharlı makineler ilk gemilere, ardından lokomotiflere uygulanmıştır. Gelişen teknoloji ile birlikte, yüzyılın sonlarında hava ve kara taşıtlarında petrol kullanma ihtiyacı oldukça artmıştır. İçten yanmalı motorlar üzerine yapılan buluşların toplum, çevre ve ekonomiye büyük etkileri olmuştur. İçten yanmalı motorların geliştirilmesi üzerine deneysel çalışmalar yıllardır devam etmektedir. Mühendisler önceki başarılı sistemleri düzenleyerek yeni yanma sistemleri oluşturma üzerine çalışmalarını sürdürmektedir. Günümüzde, otomotiv sanayisinde, mühendislerin çözmesi gereken birçok önemli problem bulunmaktadır. Bunlardan en önemlisi ise egzoz emisyonlarını ve yakıt sarfiyatını azaltacak yeni yöntemler bulmaktır. Motorlarda kirletici emisyonları azaltarak, termik verimi artırmak için yapılan çalışmalarda pahalı deneysel çalışmaların yerini nümerik modellemeler almaktadır. Bu çalışmalar farklı yakıt türleri, yakıt karışımları, yanma odası tipleri, vb. üzerine yürütülmektedir.

İçten yanmalı motorların amacı, yakıtın içerisindeki kimyasal enerjiyi güce çevirerek mekanik güç elde etmektir. Bu amaç yakıt-hava karışımının motorun içerisinde yakılması ile sağlanır. Yanma başlamadan önceki yakıt-hava karışımı ve yanma neticesinde ortaya çıkan ürünler aracı akışkanlar olarak adlandırılır. Motordan elde edilmek istenilen mekanik iş aracı akışkanlar ile mekanik parçalar arasındaki transferlerle sağlanır. İçten yanmalı motor tipleri buji ateşlemeli motorlar (Otto motorlar) ve sıkıştırma ateşlemeli motorlar (Dizel motorlar) olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir. Buji ateşlemeli

motorda yanma bir kıvılcım yardımıyla, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda ise karışımın sıkıştırılma yoluyla ısıtılması ile meydana gelir [13].

2.1 Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlar (Dizel Motorları)

Sıkıştırma ateşlemeli motorlar buji ateşlemeli motorlara göre yüksek sıkıştırma oranları ile avantajlı konumdadırlar. Ancak dizel motorlarda partikül ve NO_x emisyonları daha yüksek seviyelerdedir. Dört stroklu dizel motorunda emme stroku sırasında silindire alınan hava emme supabının kapanması ile sıkıştırılır. Sıkıştırma stroku sonunda havaya ilave edilen yakıt yüksek basınçta parçalanarak kendiliğinden tutuşur. Yakıt tutuşma gecikmesi nedeniyle üst ölü noktadan (ÜÖN) bir miktar önce püskürtülür. Yanma sonrasında genişleme başlar. Genişlemeden sonra ise yanma ürünleri egzoz strokunda silindirden dışarı atılır. Dört stroklu sıkıştırma ateşlemeli motora ait çevrim Şekil 2.1’de görülmektedir [14].



Şekil 2. 1 Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda çevrim [14]

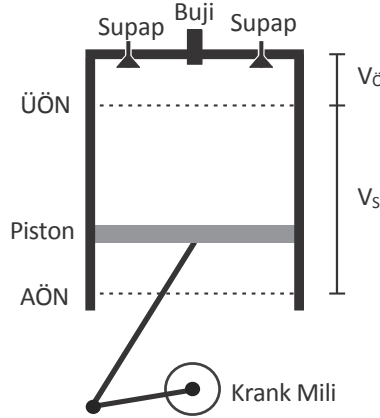
2.2 Buji Ateşlemeli Motorlar (Otto Motorları)

Pistonlu motorlarda, piston yanma sonucunda açığa çıkan enerjinin iletimi ile ileri geri hareket eder. Bu hareket çeşitli mekanik aksamlar yardımıyla şaftlara iletilir. Şekil 2.2’de bu mekanizma açıklanmıştır. Piston krankın pozisyonuna bağlı olarak ÜÖN’de veya alt ölü noktada (AÖN) bulunur. Bu durumlarda silindir hacmi maksimum veya minimum olur. Minimum hacim (piston ÜÖN’de iken) ölü hacim (V_{\emptyset}), maksimum hacim (V_{maks}) ve minimum hacim (V_{min}) arasındaki fark ise strok hacmi (V_s) olarak adlandırılır. Maksimum ve minimum hacimlerin oranına sıkıştırma oranı (r) adı verilir. Buji ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranı 8-12 aralığındadır [15].

$$V_{\ddot{O}} = V_{\min} \quad (2.1)$$

$$V_S = V_{\max} - V_{\min} \quad (2.2)$$

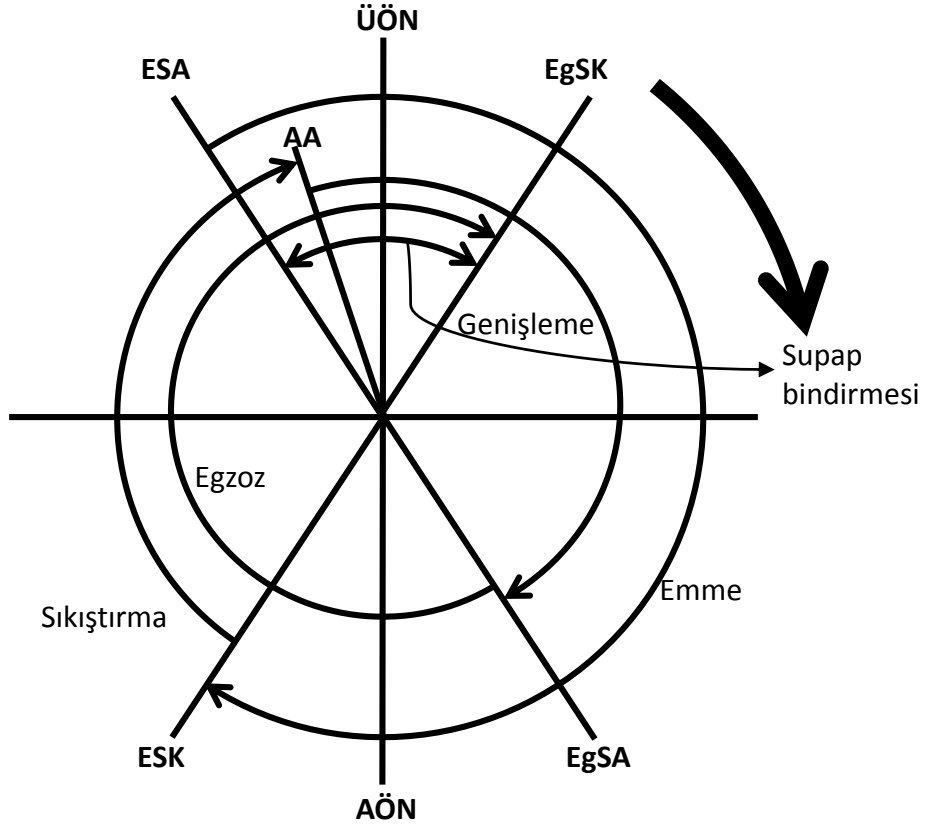
$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad (2.3)$$



Şekil 2. 2 Buji ateşlemeli motorun piston ve silindiri [16]

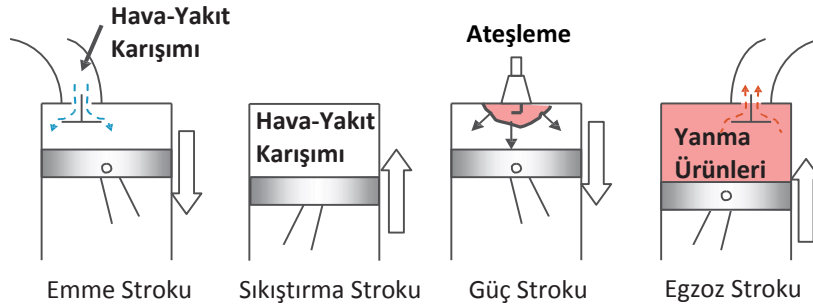
2.2.1 Buji Ateşlemeli Motorlarda Supap Zamanları

Buji ateşlemeli motorlarda emme supabı ÜÖN'den bir miktar önce açılır ve AÖN'den bir miktar sonra kapanır. Bunun nedeni emme işlemini 180° krank açısının (KA) üzerine çıkararak, yani silindire daha fazla dolgu alarak hacimsel verimin artırılmak istenilmesidir. Buji ateşlemeli motorlarda vuruntunun önlenmesi için sıkıştırma sonu sıcaklığı yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığından düşük olmalıdır. Sıkıştırma sonunda ÜÖN'den bir miktar önce ateşleme buji yardımı ile yapılır. Ateşleme işleminde belli bir miktar avans uygulanır. Bu işlem ateşleme avansı (AA) olarak adlandırılır. Bunun nedeni silindir içerisindeki karışımın yanmasının belirli bir vakit almasıdır. Egzoz supabı piston AÖN'ye gelmeden bir miktar önce başlar. Egzoz supabının erken açılması faydalı işi bir miktar azaltır, ancak egzoz işini azaltmak için erken açılma gereklidir. Pistonun ÜÖN'ye hareketiyle egzoz supabı kapanmaya, emme supabı açılmaya başlar. Egzoz supabı ÜÖN'den bir miktar sonra kapanır. Emme ve egzoz supaplarının aynı anda açık olduğu bu sürece supap bindirmesi adı verilir. Bu süre çok önemlidir. Çok uzun olursa dolgunun dışarı kaçmasına yol açar, çok kısa olursa silindir içerisindeki yanma ürünleri dışarı iyi atılamaz [17]. Supap zamanlarını anlatan grafik Şekil 2.3'te görülmektedir.



Şekil 2. 3 Buji ateşlemeli motorlarda supap zamanları

2.2.2 Buji Ateşlemeli Motorlarda Çevrim



Şekil 2. 4 Buji ateşlemeli motorlarda stroklar [14]

Şekil 2.4'te görülen buji ateşlemeli 4-stroklı motorlarda çevrim genel olarak aşağıdaki gibi açıklanabilir:

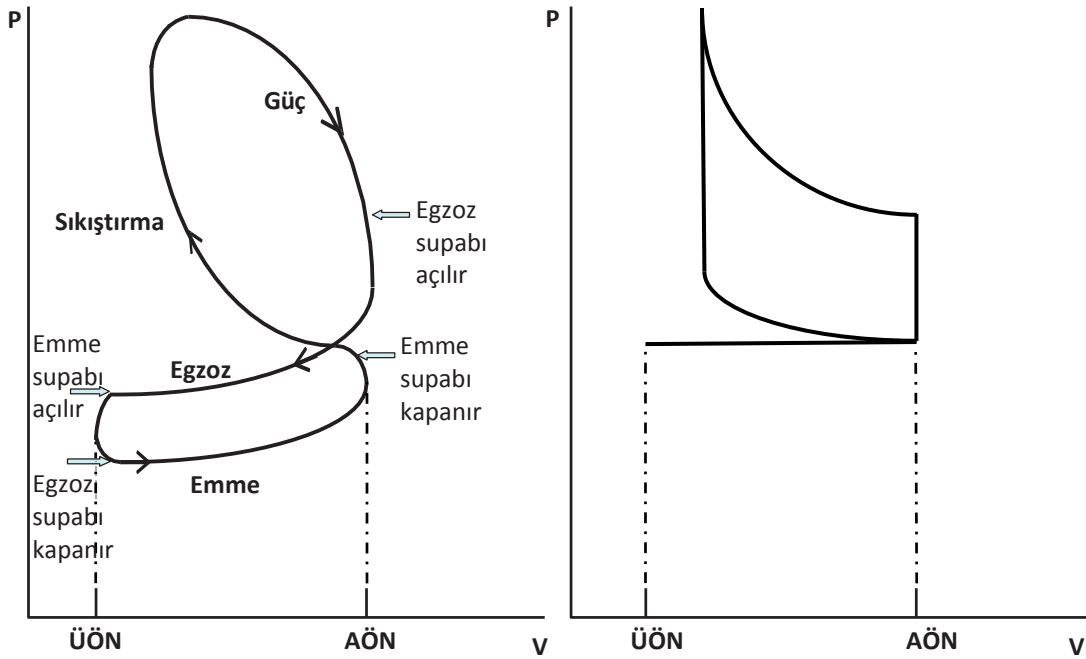
1. Strok: İlk strok emme strokudur. ÜÖN'den bir miktar önce açılmış olan emme supabı AÖN'den bir miktar sonra kapanır. Bu esnada piston ÜÖN'den AÖN'ye doğru hareket ederken içeriye hava yakıt karışımı alınmış olur. Bu strokta basınç neredeyse sabittir.

2. Strok: İkinci strok sıkıştırma strokudur. İlk strokta içeriye alınmış karışım, supaplar kapalı durumda iken pistonun ÜÖN'ye hareketiyle sıkıştırılır. Bu strok esnasında basınç ve sıcaklık hızla artar. Piston ÜÖN'de iken buji yardımıyla ateşleme yapılır.

3. Strok: Üçüncü strok güç strokudur. Ateşleme ile tutuşan yakıt yanmaya başlar. Bu esnada aracı akışkanlarda sıcaklık artışıyla genişleme meydana gelir ve piston AÖN'ye hareket eder.

4. Strok: Dördüncü strok egzoz strokudur. AÖN'den bir miktar önce egzoz supabı açılır. Pistonun ÜÖN'ye hareketi ile yanma ürünleri dışarı atılır. Egzoz supabı ÜÖN'den bir miktar sonra kapanır [16].

Şekil 2. 5'te Otto çevriminin basınç-hacim (P-v) diyagramında bu stroklar ifade edilmiştir.



Şekil 2. 5 Otto çevriminin gerçek ve ideal P-V diyagramı [15]

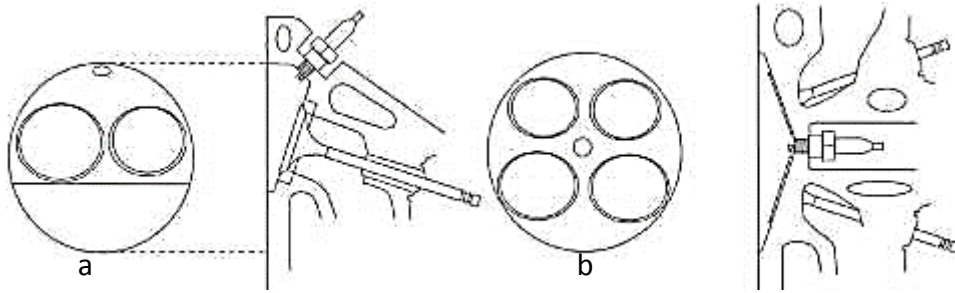
2.3 İçten Yanmalı Motorlarda Yanma Odası Çeşitleri

Sıkıştırma ve buji ateşlemeli motorlarda, farklı tipte silindir kapakları ve yanma odası geometrileri kullanılır. Çünkü silindir geometrisinin yanma reaksiyonları üzerinde büyük etkileri söz konusudur. Silindir kapağı ve yanma odası dizaynında dikkat edilmesi gereken en önemli husus, silindir geometrisinin verimli bir yanma sağlayacak şekilde dolgu

hazırlamaya uygunluğudur. Bu bağlamda silindir kapağı, supap, port ve piston dizaynı birlikte ele alınmalıdır.

2.3.1 Buji Ateşlemeli Motorlarda Yanma Odası Çeşitleri

Buji ateşlemeli motorlarda, yakıt olarak yüksek oktan sayılı sıvı yakıtların yanı sıra doğal gaz, propan ve hidrojen gibi iyi karışım oluşturacak kendiliğinden tutuşma sıcaklıkları düşük yakıtlar da kullanılabilir. Homojen dolgulu motorlarda yakıt hava karışımını buji etrafına yönlendirecek biçimde bir yanma odası geometrisi kullanılır. Benzer şekilde buji konumlandırılırken de buna dikkat edilir. Şekil 2.6'da homojen dolgulu buji ateşlemeli motorlar için iki farklı piston ve silindir kapağı geometrisi görülmektedir [18].



Şekil 2. 6 İki supaplı kama tipi yanma odası (a), dört supaplı eğik yanma odası [18]

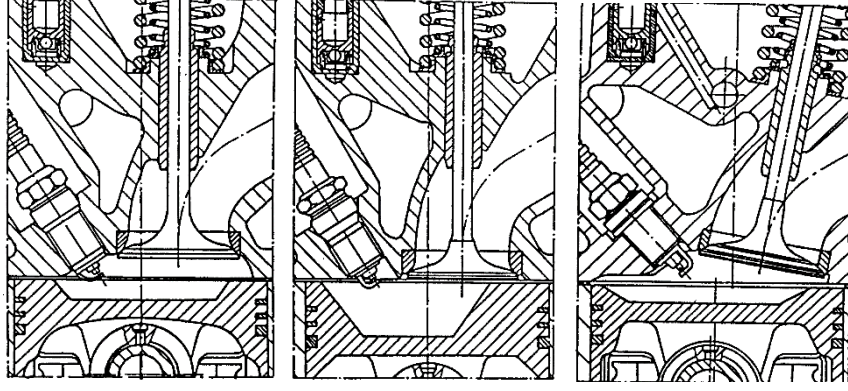
Şekil 2.6'da görülen kama tipi yanma odasının ve silindir kapağının geometrisi dikkatle incelendiğinde, bu geometrinin karışımı bujiye doğru yönlendirdiği görülmektedir. Kama şekli sayesinde dolguda dönme hareketi oluşturularak daha iyi karışması sağlanmaktadır. Ayrıca silindir kapağındaki yassılık ile de dolgunun buji etrafına hareketi sağlanmaktadır. Bu hareketler daha çok sıkıştırma strokunun sonunda görülmektedir. Tüm bu hareketler yanma hızını da artırarak daha iyi bir yanma sağlamaktadır. Eğik yanma odası incelenirse, geometrinin dolguyu buji etrafında toplayacak biçimde tasarlandığı görülür. Bu yanma odası tipinde dolgunun daha simetrik bir biçimde buji etrafına yönlendirildiği görülür. Bu ise küresel, her yönde daha simetrik bir yanmayı sağlayacaktır [18].

Buji ateşlemeli motorlarda kullanılan başka bir karışım oluşturma yöntemi de direkt püskürtme yöntemidir. Bu tip motorlara direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motorlar adı verilir. Direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motorlar Şekil 2.7’de görülmektedir. Direkt püskürtmede emme strokunun başlarında püskürtme yapılırsa homojen dolgu, sıkıştırma strokunun sonlarına doğru püskürtme yapılırsa kademeli dolgu sağlanmış olur. Her iki dolgu türünü de oluşturmak için iki farklı püskürtme yöntemi kullanılır. Püskürtme güdümlü yöntemde buji ile enjektör birbirine yakın olarak konumlandırılır. Duvar güdümlü yöntemde ise enjektör ile buji arasında mesafe vardır. Bu yöntemde enjektör emme supabının hemen altına yerleştirilir. Her iki yöntemde kendine göre avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır. Püskürtme güdümlü yöntemde yakıt parçacıklarının bujiye çarpması önlenmelidir. Bu yöntemin en önemli avantajı ise daha basit bir yanma odası geometrisinin kullanılmasıdır. Duvar güdümlü yöntemin avantajı ise yanma odası geometrisi sayesinde dolgunun iyice dönerek homojen bir biçimde karışmasını sağlamasıdır. Geometri karışımı en iyi şekilde bujiye doğru yönlendirir. Ayrıca diğer yöntemdeki gibi yakıt damlacıklarının bujiye çarpması söz konusu değildir [19].



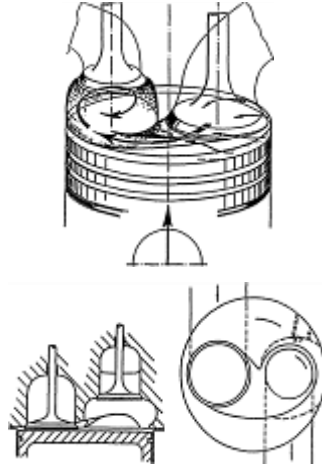
Şekil 2. 7 Duvar güdümlü (a) ve püskürtme güdümlü (b) direkt püskürtme yöntemi [19]

BMW buji ateşlemeli motorlarda çeşitli yanma karakteristiklerini incelemek amacıyla bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmaya ait yanma odası geometrileri Şekil 2.8’de görülmektedir. İlk görselde piston üzerindeki oyuk daha az, silindir kapağı kısmında bulunan hacim ise fazladır. İkinci görselde ise yanma odası tamamen piston oyuğuna konumlandırılmıştır. Bu işlemin yanma süresini 55°KA ’dan 35°KA ’ya düşürmüştür. Üçüncü görselde yanma odasının optimize edilmiş son hali görülmektedir. Bu dizaynda yanma hacminin büyük kısmı silindir kapağına konumlandırılmıştır. Buji ise supapların hemen yanına yerleştirilmiştir. Bu şekilde homojen ve hızlı bir yanma sağlanmıştır [20].



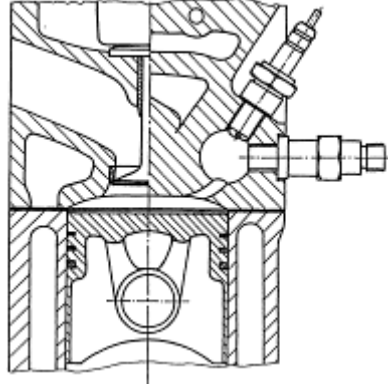
Şekil 2. 8 BMW tarafından yürütülen iki supaplı yanma odası dizaynı çalışması [20]

May-Fireball adı verilen yanma odası, özel bir çevri hareketi oluşturmak amacıyla dizayn edilmiştir. Şekil 2.9'da yanma odasının silindir kapağına özel bir biçimde yerleştirildiği görülmektedir. Bu dizayn sıkıştırma stroku esnasında dolguya özel bir çevri hareketi verilmesine imkân tanımaktadır. Buji egzoz supabının altında bulunan yanma odasının dış çeperine yerleştirilmiştir [20].



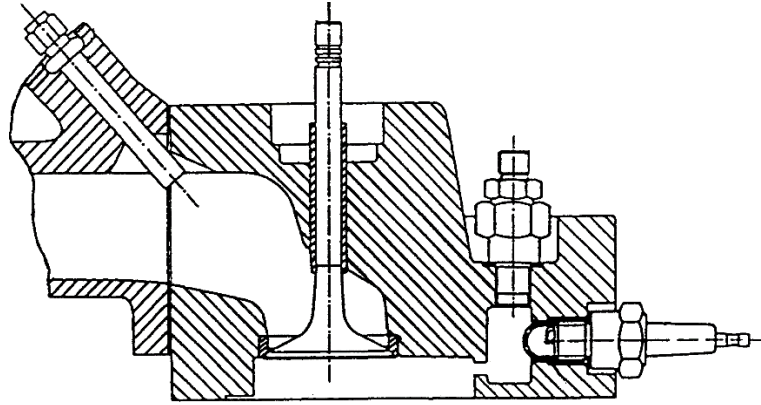
Şekil 2. 9 May-Fireball yanma odası [20]

Volkswagen tarafından gerçekleştirilen bir başka çalışma ise buji ateşlemeli ön yanma odalı motor konsepti üzerinedir. Bu dizayn Şekil 2.10'da görülmektedir. Direkt püskürtmeli benzinli motorda, buji ve enjektör ön yanma odasına yerleştirilmiştir [20].



Şekil 2. 10 Volkswagen ön yanma odalı buji ateşlemeli motor dizaynı [20]

Benzer bir konsept Porsche tarafından kullanılmıştır. Şekil 2.11’de görülen bu dizaynda kademeli dolgu oluşturmak amaçlanmıştır. Bu dizaynda da buji ve enjektörün ön yanma odasına konumlandırıldığı görülmektedir. Kademeli dolgulu bu konseptte yanma ön yanma odasında başlamaktadır. Ön yanma odası kısmında daha zengin, ana yanma odasında ise fakir karışım oluşturulmuştur. Kademeli dolgu toplamda daha fakir karışımların yakılmasına olanak sağlar. Bu şekilde NO_x ve HC emisyonlarının düşürülmesi amaçlanmıştır [20].



Şekil 2. 11 Porsche kademeli dolgulu motor dizaynı [20]

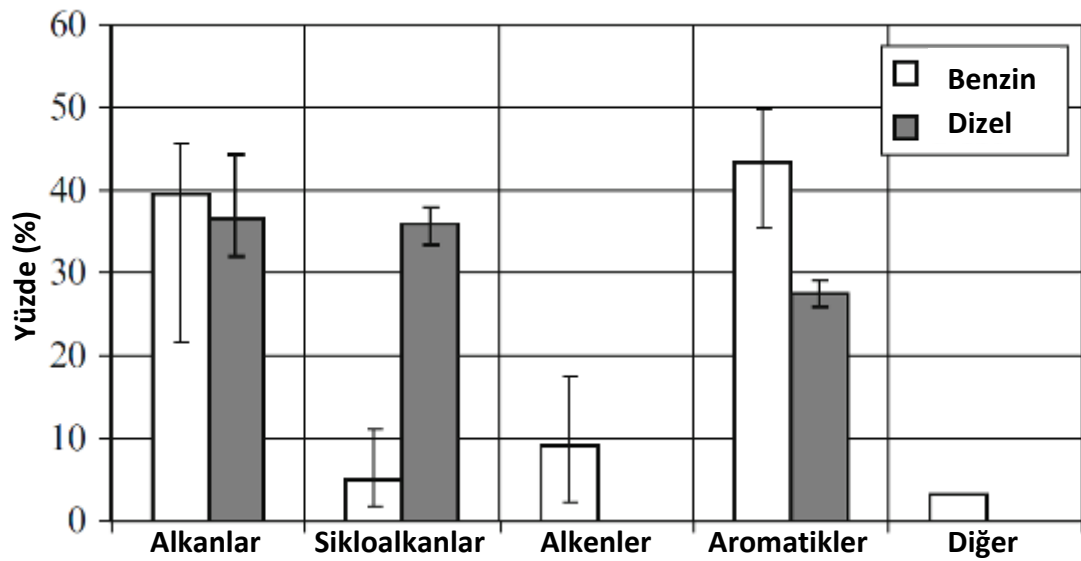
2.4 İçten Yanmalı Motorlarda Yakıtlar, Karışım Oluşumu ve Yanma

Günümüzde ve hatta gelecekte yakıt tüketimi ve emisyonların azaltılması içten yanmalı motorlarda en önemli konudur. Günümüzde içten yanmalı motorlar yüksek oranda gelişmesine rağmen yaygın olarak kullanılan deneme yanılma metotları gereklilikleri karşılamak adına yetersiz kalmaya başlamıştır. Motor ve yakıt özellikleri aşırı kompleks bilgileri içerir. Bu kompleks özelliklerin daha detaylı olarak incelenmesi ve bilinmesi,

problemlerin çözümünü kolaylaştıracaktır. Bu yüzden yeni konseptler ve optimizasyonlar, teorik ve pratik bilgiler bir arada ele alınarak geliştirilmelidir [19].

2.4.1 İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Yakıtlar

İçten yanmalı motorlarda yakıtlar, yüzlerce farklı hidrokarbon ($C_xH_y[O_z]$) bileşeninin bir araya gelmesiyle oluşmaktadır. Bu bileşenlerin molekül fiziksel ve kimyasal özellikleri de birbirlerinden farklıdır. Bu hidrokarbon bileşenlerinin farklı miktarlarda bir araya gelmesi benzin, dizel gibi farklı yakıtları meydana getirir (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 Dizel ve benzin yakıtlarının bileşim oranları [21]

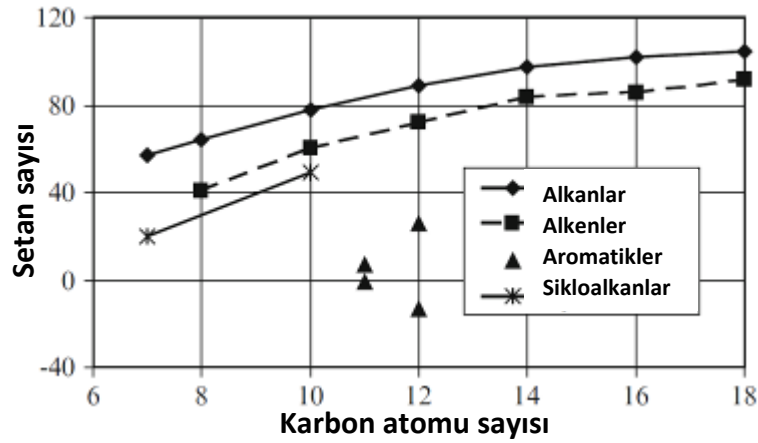
Bu bileşimlerin hangi limitlerde bir araya geleceği uluslararası standartlara göre belirlenmektedir. Çizelge 2.1'de bu limitler ifade edilmiştir [21].

Çizelge 2.1 Motor yakıtlarının İngiliz standardına göre özellikleri [21]

	Dizel (EN590)	Benzin (EN228)	Biyodizel (EN14214)
Yoğunluk (kg/m^3)	820/845	720/755	860/900
Viskozite (maks./min.) (mm^2/s , 40°C)	2.0/4.5	-	3.5/5.0
Oktan Sayısı/Setan Sayısı (min.)	51	95	51
Sülfür Miktarı (maks.) (mg/kg)	10	10	10

2.4.1.1 Dizel Yakıtlar

Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yanma kendiliğinden tutuşma ile gerçekleştirilir. Bu nedenle sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanılan yakıtlar yüksek sıcaklık ve basınçta kendiliğinden tutuşabilme özelliğine sahip olmalıdır. Setan sayısı, dizel yakıtlarda kendiliğinden tutuşabilme karakteristiğini ifade eder. Setan sayısı özel yöntemlere dayanılarak oktan sayısı ile kıyaslanarak belirlenir. Yüksek setan sayıları yüksek tutuşabilme özelliğini ifade eder. Dizel yakıtlar 9 ile 26 karbon atomu içeren bileşenlerden meydana gelirler. Dizel yakıtlar için setan sayısı 40 ile 65 aralığında olmalıdır. Modern direkt püskürtmeli motorlarda bu sayı 50'den büyüktür. Şekil 2.13 çeşitli hidrokarbon gruplarının setan sayılarını ifade eder [21].



Şekil 2. 13 Hidrokarbonların setan sayıları [21]

2.4.1.2 Buji Ateşlemeli Motorlarda Kullanılan Yakıtlar

Buji ateşlemeli motorlarda yakıtlar ön karışımli veya direkt püskürtmeli olarak yakılabilirler. Silindir basıncı ve sıcaklığının düşük olması nedeniyle, iyi bir dolgu elde etmek adına yakıt oldukça uçucu olmalıdır. Bu yüzden buji ateşlemeli motorlarda sadece kısa zincir yapısına sahip hidrokarbonlar yakılabilmektedir. Buji ateşlemeli motorlarda yakıtın özelliği oktan sayısı ile ifade edilir. Oktan sayısının fazla olması yakıtın kendi kendine tutuşabilmesinin önüne geçer. Bu durum yakıtın vuruntuya karşı daha dayanıklı olmasını ifade eder. n-heptan ve izo-oktan oktan sayısını belirlemek için kullanılan karşılaştırma yakıtlarıdır. izo-oktan'ın oktan sayısı 100, n-heptan'ın oktan sayısı 0'dır. Oktan sayısı 100'den büyük olabilir. Farklı yakıtların oktan sayıları Çizelge 2.2'de görülmektedir [21].

Çizelge 2. 2 Farklı yakıtların oktan sayıları [21]

Yakıtlar	Oktan Sayısı
n-heptan	0
izo-oktan	100
Süper benzin	95 (min.)
LPG	103-111
Doğalgaz	120-130

2.4.2 İçten Yanmalı Motorlarda Karışım Oluşumu

İçten yanmalı motorlarda hava ve yakıt akışı büyük öneme sahiptir. Hava sıkıştırılabilir bir akışkandır, ancak bu özellik 100 m/s ($M \sim 0.3$, atmosfer sıcaklığında) hızlarına kadar ihmal edilebilir. Bu yüzden içten yanmalı motorlarda emme strokunda silindir içine alınan hava sıkıştırılmaz kabul edilir. Yakıtlar sıvı parçacıkları veya gaz halinde hava ile karıştırılır. Hava ile yakıtın karışması işlemi farklı özelliklerde bir gaz karışımı meydana getirecektir. Ancak yakıt miktarı hava miktarına göre çok az olacağından karışım özelliklerine etkisi de daha az olacaktır [13].

2.4.2.1 İçten Yanmalı Motorlarda Volumetrik Verim

Hava olmadan yakıt yanmaz ve termodinamik çevrim sonucunda yakıt enerjisi kullanılamaz. Benzinli motorlarda hava kütleli olarak, yakıttan yaklaşık olarak 15 kat fazladır. Buji ateşlemeli motorlarda doğalgaz yakıt olarak kullanılırsa bu oran yaklaşık 18 civarındadır. Silindir içine alınacak hava miktarı motorun emme kabiliyetine göre değişir. Bu kabiliyeti yakıtın buharlaşması, artık gazların oranı ve motorun devir sayısı belirler. Bu tüm motorlarda geçerli olan temel bir kısıtlamadır. Motorun emme kabiliyetine göre silindire alınabilecek yakıt miktarı da kısıtlanır [13].

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_{maks}} \quad (2.4)$$

2.4.2.2 Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda Karışım Oluşumu

Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda karışım hava içerisine yakıt püskürtülerek oluşturulur. Farklı direkt püskürtme yöntemleri kullanılmaktadır. Bunun için farklı tipte enjektörler ve yakıt hazırlama sistemleri kullanılmaktadır. Sıkıştırma ateşlemeli motorlar buji ateşlemeli motorlara göre çok daha yüksek basınçta çalışırlar. Sıkıştırılan yüksek basınçtaki havaya püskürtülen yüksek basınçtaki yakıt parçalara ayrılır, buharlaşır ve yanar. Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda karışım oluşturmada genel olarak enjektörün çapı, püskürtme basıncı ve silindir basıncı etkilidir [22].

2.4.2.3 Buji Ateşlemeli Motorlarda Karışım Oluşumu

Buji ateşlemeli motorlarda karışım oluşturmak için püskürtme yapılırsa veya karbüratör kullanılır. Karbüratörlü sistemde yakıt genel olarak üç aşamadan geçerek hava ile karışır. Birinci aşamada büyük yakıt parçacıkları daha fazla parçalanmadan karbüratörü geçerler. İkinci aşamada büyük parçaların bir kısmı sürüklenme kuvvetlerinin etkisiyle daha küçük parçacıklara ayrılır. Üçüncü aşamada kalan parçacıkların bazıları gaz kelebeğinde bazıları ise silindirdeki kuvvetler etkisi ile parçalanırlar. Püskürtme yönteminde ise yakıtın parçalanmasında genel olarak enjektör çapı, püskürtme basıncı ve ortam basıncı etkilidir. Ortam basıncı direkt püskürtme uygulanıyorsa silindir basıncını, porta püskürtme uygulanıyorsa port basıncını ifade eder [22].

**YANMANIN İKİ BÖLGELİ YANMA MODELİ VE HAD KULLANILARAK
MODELLENMESİ**

Bu bölümde yanmanın modellenmesi iki bölgeli yanma modeli ve HAD kullanılarak yapılacaktır. Bu modeller, Buji Ateşlemeli Motorlar için İki Bölgeli Yanma Modeli ve G-Eşitliği'dir. Bu modellerde kullanılan denklemler bu bölümde verilecektir.

3.1 İki Bölgeli Yanma Modeli

Buji ateşlemeli motorda, yanma sonucu elde edilecek indike güç iki bölgeli yanma modeli kullanılarak hesaplanacaktır [23, 24]. Yanmış ve yanmamış bölgeler, bölge sınırı ile birbirinden ayrılmaktadır. Silindir içerisinde, enerjinin korunumu diferansiyel formda aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = -\frac{dQ_b}{d\theta} - \frac{dQ_u}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{dm_i}{d\theta} h_i \quad (3.1)$$

Burada m_i ve h_i kütle ve entalpi kayıplarını ifade etmektedir. Eşitliğin sol tarafındaki ilk terim iç enerji oranını, ikinci terim kütle oranını krank açısına bağlı olarak ifade etmektedir. Yanmış bölgeden yanmamış bölgeye olan ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_b = h_r A_b T_{bw} \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_u = h_r A_u T_{uw} \quad (3.3)$$

Burada $T_{uw} = T_u - T_w$ ve $T_{bw} = T_b - T_w$, h_r ise yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinin ısı transferi katsayısı, A_b ve A_u silindir içerisindeki, silindir yüzeyiyle temas halinde olan

yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinin alanları ve T_b , T_u ve T_w yanmış bölgenin, yanmamış bölgenin ve silindir yüzeyinin sıcaklıklarıdır [25].

Strok hacminin krank açısı ile değişimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi}{8} B^2 S \sin \theta \left[1 + \varepsilon \frac{\cos \theta}{(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (3.4)$$

Diferansiyel denklemleri çözmek için aşağıdaki modeller kullanılacaktır. İç enerji:

$$\frac{du}{d\theta} = C_p - \frac{Pv}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_p \frac{dT}{d\theta} - v \left[\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right] \frac{dP}{dT} \quad (3.5)$$

Sekmanlardan sızan yanmış kütle:

$$\frac{dm_l}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} \quad (3.6)$$

Burada C ve ω sırasıyla kaçak katsayısını ve açısal hızı ifade eder. Silindir içerisindeki kütle dengesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$m = m_a + m_f \quad (3.7)$$

Burada m_a ve m_f sırasıyla hava ve yakıt kütleleridir. Eğer (3.7) eşitliği diferansiyel formda yazılırsa aşağıdaki hale dönüşür:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{-Cm}{\omega} \quad (3.8)$$

Sıkıştırmanın başlangıcından güç strokunun sonuna kadar hesaplamada kullanılan diferansiyel denklemler (3.9) ile (3.14) arasında verilmiştir [26].

Basıncın krank açısı ile değişimi, yanmış ve yanmamış gaz sıcaklıkları, iş, ısı kaçakları ve kayıpları aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\left\{ \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega} \right) + h_{ir} \frac{A_{cyl}}{\omega m} \left(\frac{v_b}{C_{p,b}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \sqrt{x} \frac{T_b - T_w}{T_b} + \frac{v_u}{C_{p,u}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} (1 - \sqrt{x}) \frac{T_u - T_w}{T_u} \right) \right\}}{\left\{ -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{(h_b - h_u)}{C_{p,b} T_b} \left[\frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2)C}{\omega} \right] \right\}} \quad (3.9)$$

$$x \left[\frac{v_b^2}{C_{p,b} T_b} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right] + (1 - x) \left[\frac{v_u^2}{C_{p,u} T_u} \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{P} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right]$$

Burada x, A_{cyl} sırasıyla yanma oranı ve silindirin ısı transferi alanıdır. $C_{p,b}, C_{p,u}; v_b, v_u; h_b, h_u$ sırasıyla yanmış ve yanmamış bölgelerin sabit basınç özgül ısı, özgül hacmi ve özgül entalpisidir.

$$\frac{dT_b}{d\theta} = -\frac{h_{tr} A_{cyl} \sqrt{x} (T_b - T_w)}{\omega m C_{p,b} x} + \frac{v_b}{C_{p,b}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dP}{d\theta} + \frac{(h_b - h_u)}{x C_{p,b}} \left[\frac{dx}{d\theta} - (x - x^2) \frac{C}{\omega} \right] \quad (3.10)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = -\frac{h_{tr} A_{cyl} (1 - \sqrt{x}) (T_u - T_w)}{\omega m C_{p,u} (1 - x)} + \frac{v_u}{C_{p,u}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dP}{d\theta} \quad (3.11)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.12)$$

$$\frac{dH_l}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} \left[(1 - x^2) h_u + x^2 h_b \right] \quad (3.13)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{h_{tr}}{\omega} A_{cyl} \left[\sqrt{x} (T_b - T_u) + (1 - \sqrt{x}) T_u - T_w \right] \quad (3.14)$$

Hohenberg [27] ısı transfer katsayısını aşağıdaki gibi ifade etmiştir:

$$h_{tr} = C_1 V^{-0.06} P^{0.8} (x T_b + (1 - x) T_u)^{-0.4} (\bar{S}_p + C_2)^{0.8} \quad (3.15)$$

Burada \bar{S}_p m/s olarak ortalama piston hızı, $C_1=130$ ve $C_2=1.4$ 'tür.

Yanma sonucunda açığa çıkacak ısıyı ifade edecek yanma oranı ve krank açısına bağlı olarak yanma oranı Wiebe fonksiyonu [28] ile krank açısına bağlı olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$x = 1 - e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_b} \right)^{(m_v+1)}} \quad (3.16)$$

Burada x yanma oranıdır ve yanmanın başlangıcında 0, yanmanın sonunda 1'dir. Krank açısına bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{dx}{d\theta} = a_v \left(\frac{\theta}{\theta_b} \right)^{m_v} \left(\frac{m_v + 1}{\theta_b} \right) e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_b} \right)^{(m_v+1)}} \quad (3.17)$$

$$\theta = \theta_r - \theta_s \quad (3.18)$$

Burada θ_r ve θ_s sırasıyla referans krank açısı ve yanmanın başladığı krank açısıdır. a_v , m_v yanma için Wiebe sabitleri ve θ_b yanma süresidir.

3.2 HAD Yanma Modeli (G-Eşitliği)

Son yıllarda endüstriyel uygulamalarda HAD yöntemi ile gerçekçi akış simülasyonları yapan bilgisayar programları oldukça yaygınlaştı. Kademeli dolgulu (kısmi ön karışimli) buji ateşlemeli motorların yanmasını, tüm fiziksel ve kimyasal olaylardan açığa çıkan emisyonları da hesaba katarak çözmek için HAD kodları geliştirildi. Bu bölümde kısmi ön karışimli yanma kodlarına temel teşkil eden denklemler incelenecektir.

3.2.1 Kısmi Ön-Karışimli Yanma İçin Alev Modeli

Kimyasal zaman ölçeği türbülans zaman ölçeğine göre çok daha küçük olduğundan kimyasal reaksiyonların ön planda olduğu ince bir reaksiyon tabakası mevcuttur. Peters bu bölgenin alevcikler olarak adlandırılan çeşitli karşıt difüzyon alevleri ile oluşacağını göstermiştir [29]. Peters ayrıca Kartezyen koordinat sistemini değiştirerek Z-koordinat sistemi adında yeni bir koordinat sistemi tanımlamıştır. Bu sistem sıcaklık ve madde türüne bağlı olan entalpi için korunum denklemlerini sadece karışım oranına bağlı olarak tek boyutta vermeyi sağlamaktadır.

Lewis sayısı (Le) boyutsuz bir sayıdır:

$$Le = \frac{\alpha}{D} \quad (3.19)$$

Burada α ve D sırasıyla termal yayını ve kütle yayını ifade etmektedir. $Le = 1$ kabulü için alev denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

Moleküler türler:

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} - \rho \frac{\chi}{2} \frac{\partial^2 Y_i}{\partial Z^2} - m_i = 0 \quad (3.20)$$

Sıcaklık:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} - \rho \frac{\chi}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} + \sum_i^N \frac{h_i}{c_p} m_i - \frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + q_R \right) = 0 \quad (3.21)$$

Burada χ dağılım oranını belirtir ve aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\chi = 2D \left(\frac{\partial Z}{\partial \chi_\alpha} \right)^2 \quad (3.22)$$

q_R radyasyon kayıplarını ve Y_i i türünün kütle oranını belirtir. Kimyasal reaksiyonun üretim hızı \dot{m}_i aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{m}_i = W_i \sum_k X_i v_{ik} w_k \quad (3.23)$$

Burada W_i türlerin moleküler ağırlığını, v_{ik} stokiyometrik katsayıların matrisini ve w_k k reaksiyonunun reaksiyon oranını belirtir.

Alev modeli HAD koduyla karışım oranına bağlı olarak türlerin bileşimini çözer. Sınır koşulları hava sıcaklığı, yakıt sıcaklığı ve stokiyometrik dağılımdır. Alev koduna uygulanan taşınım denklemlerine iki denklem daha ilave edilmelidir:

Karışım oranı:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{Z})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{v}_\alpha\tilde{Z})}{\partial x_\alpha} = \frac{\partial}{\partial x_\alpha} \left(\frac{\mu_T}{Sc} \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_\alpha} \right) + S_{Sp} \quad (3.24)$$

Karışım oranının varyansı:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{Z}^2)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{v}_\alpha\tilde{Z}^2)}{\partial x_\alpha} = \frac{\partial}{\partial x_\alpha} \left(\frac{\mu_T}{Sc} \frac{\partial \tilde{Z}^2}{\partial x_\alpha} \right) + 2 \frac{\mu_T}{Sc} \frac{\partial \tilde{Z}^2}{\partial x_\alpha} - \rho\tilde{\chi} \quad (3.25)$$

Burada S_{Sp} yakıt kaynağı için kullanılmıştır.

3.2.2 Türbülanslı Kısmi Ön-Karışım Yanma İçin G-Eşitliği

Z ön-karışım tabii tutulmamış yanmada karışım oranını ifade eden fonksiyondur, bunun gibi G de ön-karışım yanmada mesafeyi ifade eden fonksiyondur. Kısmi ön-karışım yanma için iki fonksiyon bir arada kullanılmaktadır. Tanıma göre yanmış bölgedeki G

değerleri 0'dan küçük, yanmamış bölgede ise sıfırdan büyüktür. Alev cephesi referans G değeri olan G_0 'da tanımlanır. Alev cephesindeki kinematik dengeye göre laminar G-Eşitliği aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\frac{\partial G}{\partial t} + v_{\alpha,u} \frac{\partial G}{\partial x_\alpha} = S_L(Z) |\nabla G| \quad (3.26)$$

Türbülanslı yanma için G-Eşitliği skaler G 'yi ve akış hızı v 'yi ortalama ve kararsız iki bileşene ayırarak türetilir.

$$\begin{aligned} G(x,t) &= \bar{G}(x,t) + G'(x,t) \\ v(x,t) &= \bar{v}(x,t) + v'(x,t) \end{aligned} \quad (3.27)$$

(3.36) eşitliği, (3.35) eşitliğinde yerine yazılıp toplu ortalama uygulanırsa G-Eşitliği [30] aşağıdaki gibi yazılır:

$$\frac{\partial \bar{G}}{\partial t} + \bar{v}_{\alpha,u} \frac{\partial}{\partial x_\alpha} (\overline{v'_{\alpha,u} G'}) = \bar{S}_L \bar{\sigma} - \overline{D_L \kappa |\nabla G|} + \overline{L n_\alpha \frac{\partial v_\alpha}{\partial x_\beta} n_\beta |\nabla G|} \quad (3.28)$$

Burada σ skaler gradyanın mutlak değerini, κ alev eğriliğini, L sınır uzunluğu ve D_L sınır yayınımlarını ifade eder. Peters [31] skaler G 'nin varyansını belirterek $\overline{S_L^0 \sigma}$ terimi için bir yaklaşım türetmiştir:

$$\frac{\partial \overline{G'^2}}{\partial t} + \bar{v}_{\alpha,u} \frac{\partial \overline{G'^2}}{\partial x_\alpha} = - \frac{\partial}{\partial x_\alpha} (\overline{v'_{\alpha,u} G'^2}) - \overline{2v'_{\alpha,u} G'} - \bar{\omega} - \bar{\chi}_L - \bar{\Sigma}_L \quad (3.29)$$

Burada $\bar{\omega}$ skaler yenilemeyi, $\bar{\chi}_L$ skaler dağılımı ve $\bar{\Sigma}_L$ kararsızlık ve gerilmenin eş varyansını ifade eder. G 'nin varyansı türbülanslı alev kalınlığını belirlemek için kullanılırsa denklem aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$l_{F,t} = 2 \left. \frac{\sqrt{\overline{G'^2}}}{|\nabla \bar{G}|} \right|_{\bar{G}=G_0} \quad (3.30)$$

Denklem sistemini kapatmak adına skaler kararsızlıkların iki noktada $v'/S_L^0 \rightarrow \infty$ sınırıyla korelasyonu için skaler yenileme yaklaşımı kullanılmıştır [31]. Direk nümerik

çözümlemede v' / S_L^0 ifadesinin sonlu oranları için laminar G-Eşitliğinde benzer bir şekilde türbülanslı G-Eşitliği [32] kullanılmıştır:

$$\frac{\partial \bar{G}}{\partial t} + v_{\alpha,u} \frac{\partial \bar{G}}{\partial x_\alpha} = S_T |\nabla \bar{G}| \quad (3.31)$$

Burada S_T türbülanslı yanma hızını belirtir. Türbülanslı yanma hızı aşağıda tanımlanmıştır:

$$S_T = \left(S_L^0 + b_1 v' + b_2 \sqrt{S_L^0 v'} \right) \left(1 - b_3 \frac{L}{l_t} \frac{v'}{S_L^0} \right) \quad (3.32)$$

Direk nümerik çözümlemede sabitler aşağıdaki değerleri alır:

$$b_1 = 1.5; b_2 = 0.8; b_3 = 1.4 \quad (3.33)$$

Türbülanslı alev kalınlığı yaklaşık olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$l_{F,t} = 2 \sqrt{\frac{2C_\mu}{c_\omega} \frac{\tilde{k}^{3/2}}{\tilde{\epsilon}}} \quad (3.34)$$

Sınır uzunluğu (L) sınır sayısı (M) ve laminar alev kalınlığı ile ifade edilirse:

$$L = M \times l_F \quad (3.35)$$

Laminar yanma hızının referans değeri [33] için yarı ampirik bir ifade türetilmiştir:

$$S_L^0 = F Y_{f,u}^m \exp(-G/T^0) \frac{T_u}{T_0} \left(\frac{T_b - T^0}{T_b - T_u} \right)^n \quad (3.36)$$

Burada T_u yanmamış bölge sıcaklığı, T_b yanmış bölge sıcaklığı ve T^0 iç katman sıcaklığını belirtir. F, G, m ve n yakıt türüne bağlı sabitlerdir [30]. Yanmamış bölge sıcaklığı alev cephesine çok yakın bölgede yanmamış hücrelerden, adyabatik alev sıcaklığı ise karışım oranından ve alev cephesine yakın bölgedeki yanmış hücrelerden belirlenir. Laminar alev kalınlığına dair bir yaklaşım [33] aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$l_F = \frac{(\lambda / C_p)_{T^0}}{\rho_u S_L^0} \quad (3.37)$$

Burada λ / C_p yaklaşık olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\frac{\lambda}{C_p} = 2.58 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}} \left(\frac{T}{298\text{K}} \right)^{0.7} \quad (3.38)$$

T_0 değişkeni iç katman sıcaklığını belirtir [33] ve aşağıdaki gibi açıklanabilir:

$$p = B \exp(-E / T^0) \Rightarrow T^0 = \frac{E}{\ln(B / p)} \quad (3.39)$$

Burada B ve E Yakıt türüne bağlı sabitlerdir [30].

İKİ BÖLGELİ YANMA MODELİ VE HAD MODELİ ÇÖZÜMLERİ

Bu bölümde iki bölgeli yanma modeli ve HAD modellerinin çözümleri incelenecektir. İki bölgeli yanma modeli ve HAD çözümlerinde metan (CH_4) ve oktan (C_8H_{18}) olmak üzere iki yakıt kullanılmıştır. Farklı yakıtlara ilişkin alt ısıl değerler (LHV), oktan sayıları (RON) ve stokiyometrik hava/yakıt oranları (AFR_{sto}) Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 1 Buji ateşlemeli motorlarda kullanılan yakıtların değerleri [25]

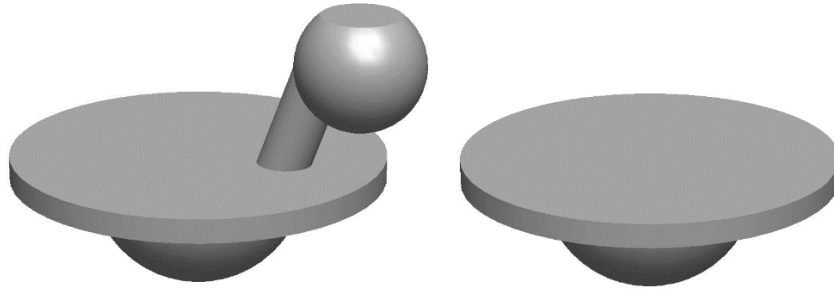
	LHV (MJ/kg _{yakıt})	RON	AFR_{sto}
Propan	46.4	112	15.58
Doğal Gaz	50.0	120	17.12
Hidrojen	120.0	106	34.13
Metanol	19.9	112	6.43
Etanol	26.8	111	8.94
Benzin	44.5	95	15.04

Bu çalışmada kullanılan modellerde sıkıştırma oranı değiştirilebilir tek silindirli, su soğutmalı bir deney motoru baz alınmıştır. Bu motor farklı silindir kapakları kullanılarak buji ve sıkıştırma ateşlemeli olarak kullanılabilir. Motora ilişkin veriler Çizelge 4.2’de görülmektedir.

Çizelge 4. 2 Motorun teknik özellikleri

	Özellikler
Motor zamanı	4 zamanlı
Silindir sayısı	Tek silindirli
Motor devri	2000
Güç	4.5 kW @ 1800
Silindir çapı	87.5 mm
Strok boyu	110 mm
Emme açılma avansı	4.5°
Emme kapanma gecikmesi	35.5°
Egzoz açılma avansı	35.5°
Egzoz kapanma gecikmesi	4.5°

Bölünmüş yanma odalı silindir kapağı ayrıca modellenmiştir. Bölünmüş yanma odası küresel yapıda olup yanma odasına bir kanal ile bağlanmıştır. Motor iki supaplıdır. Bölünmüş yanma odalı silindir kapağında bölünmüş yanma odasına ait bir supap daha bulunmaktadır. Normal ve bölünmüş yanma odalı modeller Şekil 4.1’de görülmektedir.



Şekil 4. 1 Bölünmüş ve normal yanma odalı modeller

Bölünmüş ve normal yanma odalı modeller için farklı sıkıştırma oranlarında çözümler elde edilmiştir. Sıkıştırma oranının değişmesi ile silindir geometrisine ilişkin bazı değerler farklılık göstermektedir. Çizelge 4.3’te bu değerler verilmiştir.

Çizelge 4. 3 Bölünmüş ve normal yanma odasında sıkıştırma oranına göre boşluk ve hacim değerleri

Sıkıştırma oranı	Bölünmüş Yanma Odası			Normal Yanma Odası		
	10	9	8	10	9	8
Boşluk	4.1 mm	5.6 mm	7.6 mm	6.8 mm	8.3mm	10.3 mm
Yanma odası hacmi	73 cm ³	83 cm ³	95 cm ³	73 cm ³	83 cm ³	95 cm ³
Toplam hacim	734 cm ³	744 cm ³	756 cm ³	734 cm ³	744 cm ³	756 cm ³

Çözümlerde ateşleme ÜÖN'den 26 krank açısı önce yapılmıştır. Bu değer Soylu'nun doktora tezine göre belirlenmiştir. Soylu tezinde doğal gazlı motorlarda vuruntu üzerine deneysel ve teorik çalışmalar gerçekleştirmiştir [34]. Sitokiyometrik eşdeğerlik oranına yakın olan $\phi_1=0.967$ değeri motor performans verileri kullanılarak elde edilmiştir.

4.1 İndike Gücün, Özgül Yakıt Sarfiyatının ve Termik Verimin Hesaplanması

Hava yakıt oranı silindir içerisindeki hava kütlesinin yakıt kütlesine oranıdır.

$$AFR = \frac{m_a}{m_f} \quad (4.1)$$

Yakıtın silindir içerisindeki kütle oranı, yakıt kütlesinin toplam kütle oranını belirtir.

$$Z_f = \frac{1}{1 + AFR_{sto}} \quad (4.2)$$

Hava fazlalık katsayısı gerçek hava yakıt oranının teorik hava yakıt orandan sapma miktarını belirtir.

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{sto}} \quad (4.3)$$

Eşdeğerlik oranı hava fazlalık katsayısının tersidir.

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (4.4)$$

Basınç hacim diyagramının alanı işi verir. Çözümlerden elde edilen basınç verileri çevrim boyunca integre edilirse, indike çevrim işi hesaplanmış olur.

$$W_i = \oint PdV \quad (4.5)$$

İndike çevrim işinin strok hacmine oranı ortalama indike efektif basıncı verir.

$$imep = \frac{1}{V_s} \oint PdV \quad (4.6)$$

İndike güç hesaplanırken imep, strok hacmi, devir sayısı, silindir sayısı ve çevrim katsayısı kullanılır [21].

$$N_i = \frac{imep \times V_s \times n \times z \times f}{60} \quad (4.7)$$

İndike termik verim kullanılan yakıtın enerjisinin indike güce dönüşümünü belirtir.

$$\eta_{th} = \frac{N_i}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (4.8)$$

İndike özgül yakıt sarfiyatı, belirli bir indike güç için ne kadar yakıt kullanıldığını belirtir.

$$be = \frac{\dot{m}_f}{N_i} \quad (4.9)$$

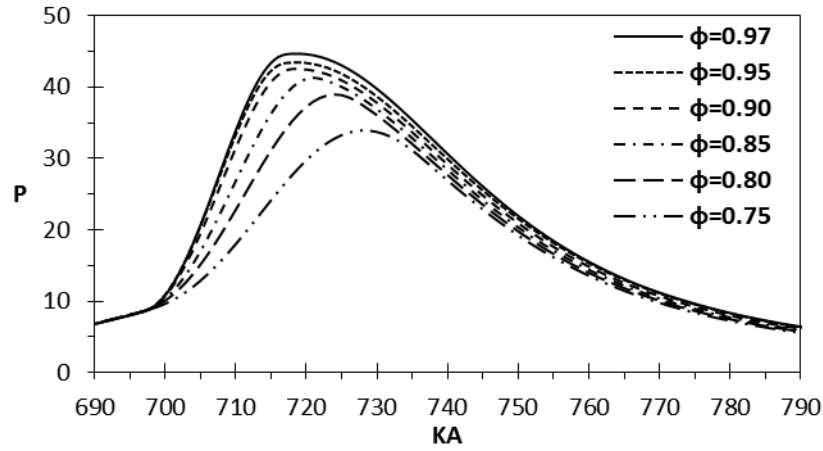
4.2 İki Bölge Yanma Modeline İlişkin Çözümler

İki bölge yanma modelinde çözümler normal yanma odası için yapılmıştır. Çözümde farklı eşdeğerlik oranları ve farklı sıkıştırma oranları kullanılarak metan (CH₄) ve oktan (C₈H₁₈) olmak üzere iki farklı yakıt için analizler gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırma oranı r=10 için 6 farklı eşdeğerlik oranında ($\phi_1=0.967$, $\phi_2=0.95$, $\phi_3=0.90$, $\phi_4=0.85$, $\phi_5=0.80$, $\phi_6=0.75$) 12 çözüm yapılmıştır. r=9 ve r=8 için stokiyometrik eşdeğerlik oranına yaklaşık bir değerde ($\phi_1=0.967$) 4 çözüm yapılmıştır. Toplamda 16 çözüm yapılmıştır.

4.2.1 Metan (CH₄) için Çözümler

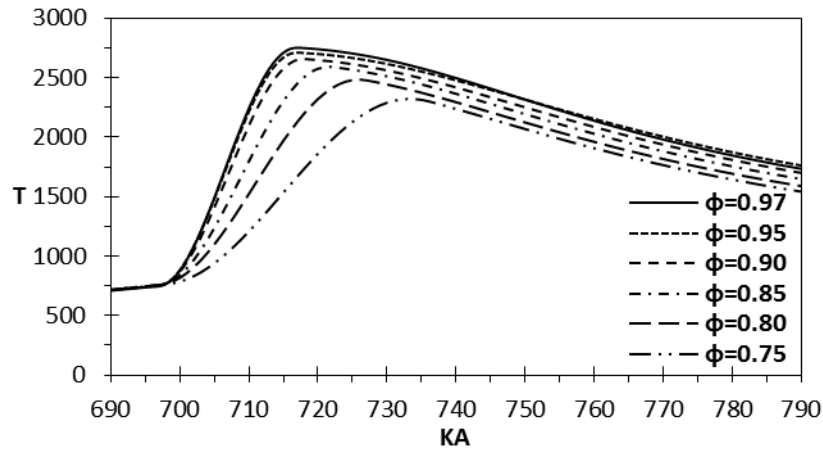
Normal yanma odasında metan yakılarak sıkıştırma oranı r=10 için 6 farklı eşdeğerlik oranında çözümler yapılmıştır. Silindir içi ortalama mutlak basıncın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.2'de görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama mutlak basınç da azalmaktadır. Bu esnada maksimum basıncın gözlendiği krank açısı değeri artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde 44.7 bar'lık maksimum

basınç 719° KA'da yani ÜÖN'den 1° KA önce görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 34 bar'lık maksimum basınç ÜÖN'den 8° KA sonra görülmektedir.



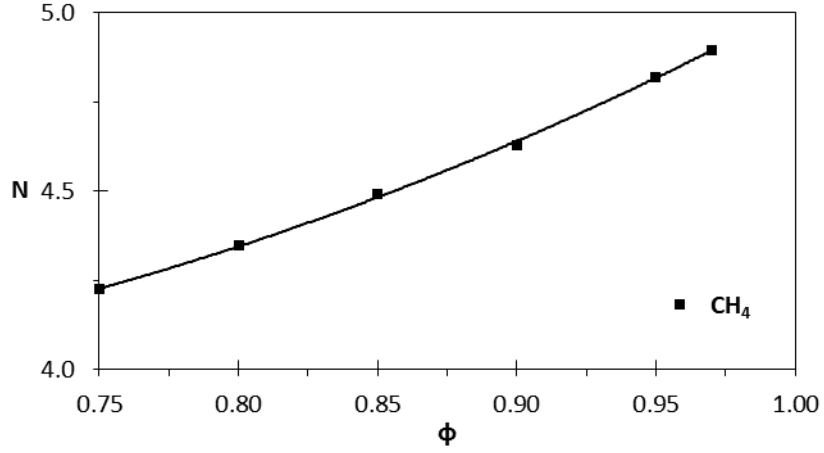
Şekil 4. 2 Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

Silindir içi ortalama sıcaklığın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.3'te görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama sıcaklık değeri de azalmaktadır. Bu esnada maksimum sıcaklığın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde 2751 K'lık maksimum sıcaklık ÜÖN'den 3° KA önce görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 2326 K'lık maksimum sıcaklık ÜÖN'den 13° KA sonra görülmektedir.



Şekil 4. 3 Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

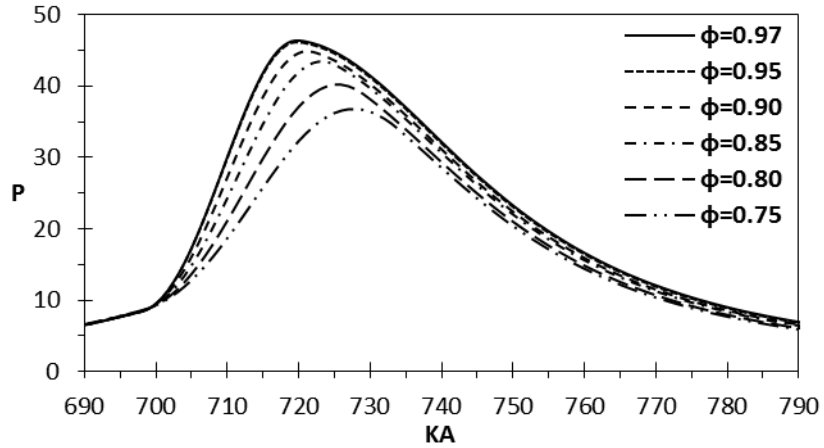
Gücün eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.4'te görülmektedir. Eşdeğerlik oranı arttıkça güç de artmaktadır. İndike motor gücü $\phi_6=0.75$ değerinde 4.22 kW iken $\phi_1=0.967$ değerinde 4.89 kW'tır.



Şekil 4. 4 Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.2.2 Oktan (C_8H_{18}) için Çözümler

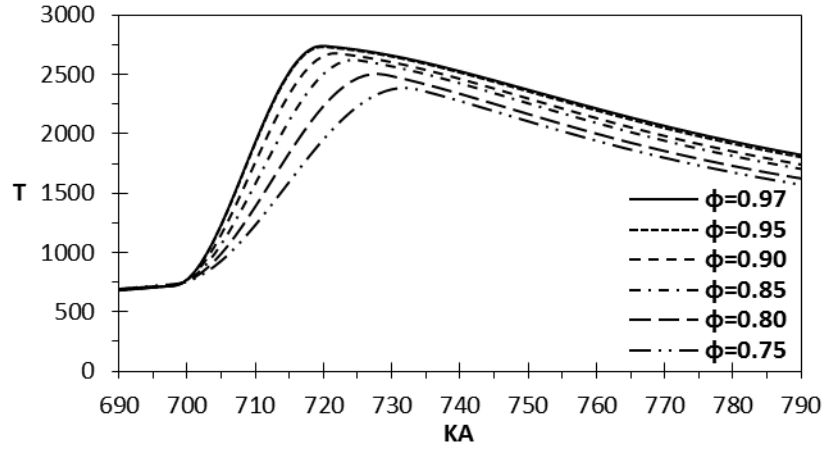
Normal yanma odasında oktan yakılarak sıkıştırma oranı $r=10$ için 6 farklı eşdeğerlik oranında çözümler yapılmıştır. Silindir içi ortalama mutlak basıncın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.5'te görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama mutlak basınç da azalmaktadır. Bu esnada maksimum basıncın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde 46.4 bar'lık maksimum basınç 720° KA'da yani ÜÖN'da görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 36.7 bar'lık maksimum basınç ÜÖN'den 8° KA sonra görülmektedir.



Şekil 4. 5 Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

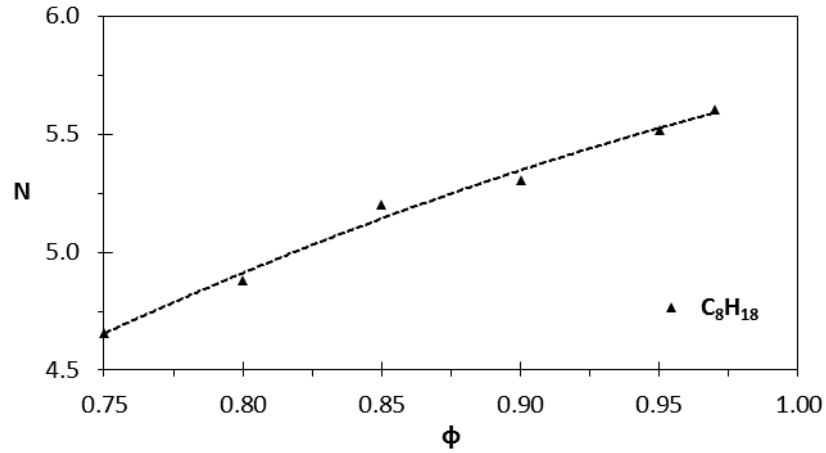
Silindir içi ortalama sıcaklığın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.6'da görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama sıcaklık değeri de azalmaktadır. Bu esnada maksimum sıcaklığın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır.

$\phi_1=0.967$ değerinde 2740 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'de görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 2386 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 12° KA sonra görülmektedir.



Şekil 4. 6 Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

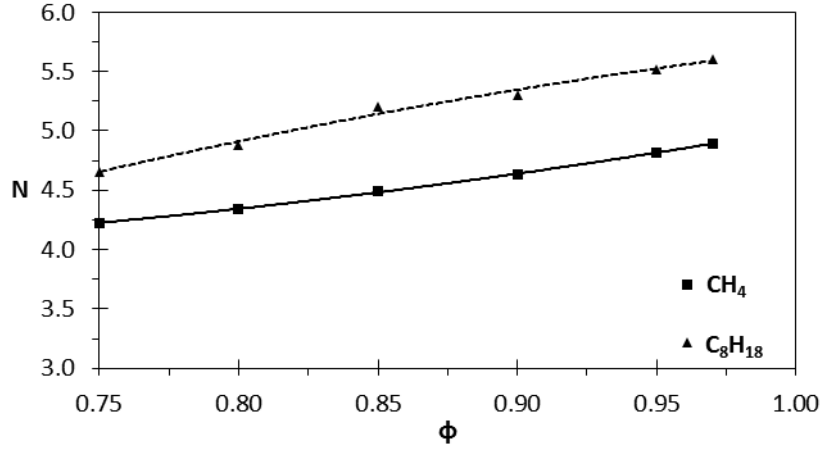
Gücün eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.7'de görülmektedir. Eşdeğerlik oranı arttıkça güç de artmaktadır. İndike motor gücü $\phi_6=0.75$ değerinde 4.65 kW iken $\phi_1=0.967$ değerinde 5.60 kW'tır.



Şekil 4. 7 Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.2.3 Metan ve Oktan için Çözümlerin Karşılaştırılması

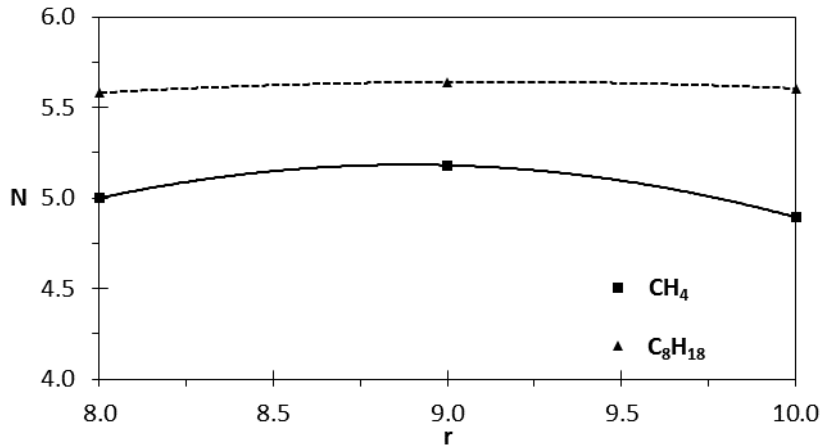
Normal yanma odasında sıkıştırma oranı $r=10$ için farklı eşdeğerlik oranlarında metan ve oktan yakılarak elde edilen indike güç değerleri Şekil 4.8'de belirtilmiştir. Güç bakımından oktanın bölünmüş yanma odası için ideal yakıt olduğu görülmektedir. Her iki yakıtta da eşdeğerlik oranı arttıkça elde edilen indike güç artmaktadır.



Şekil 4. 8 Gücün (kW) $r=10$ 'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.2.4 Sıkıştırma Oranına göre Metan ve Oktan için Çözümlerin Karşılaştırılması

Şekil 4.9'da eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ 'de metan ve oktan farklı sıkıştırma oranlarında indike güç bakımından kıyaslanmıştır. Yakıt olarak oktanın kullanılması indike güç bakımından avantajlıdır. Sıkıştırma oranı azaldığında daha fazla hacim ve aynı zamanda daha fazla yakıt olacağından indike gücün her iki yakıt için de $r=9$ civarında maksimum olması normaldir. Yüksek sıkıştırma oranlarında daha az yakıt kullanılacak olması verimi artırabilir.



Şekil 4. 9 Gücün (kW) metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi

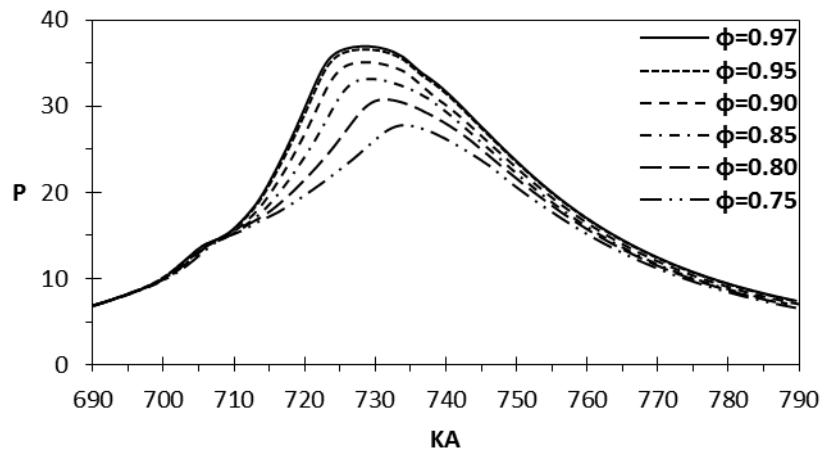
4.3 HAD Modeline İlişkin Çözümler

HAD modelinde çözümler bölünmüş yanma odalı ve normal yanma odalı modeller için yapılmıştır. Çözümde farklı eşdeğerlik oranları ve farklı sıkıştırma oranları kullanılarak metan (CH₄) ve oktan (C₈H₁₈) olmak üzere iki farklı yakıt için analizler gerçekleştirilmiştir.

Bölünmüş yanma odalı ve normal yanma odalı modelde sıkıştırma oranı $r=10$ için 6 farklı eşdeğerlik oranında ($\phi_1=0.967$, $\phi_2=0.95$, $\phi_3=0.90$, $\phi_4=0.85$, $\phi_5=0.80$, $\phi_6=0.75$) 24 çözüm yapılmıştır. $r=9$ ve $r=8$ için stokiyometrik eşdeğerlik oranına yaklaşık bir değerde ($\phi_1=0.967$) 8 çözüm yapılmıştır. Toplamda 32 çözüm yapılmıştır.

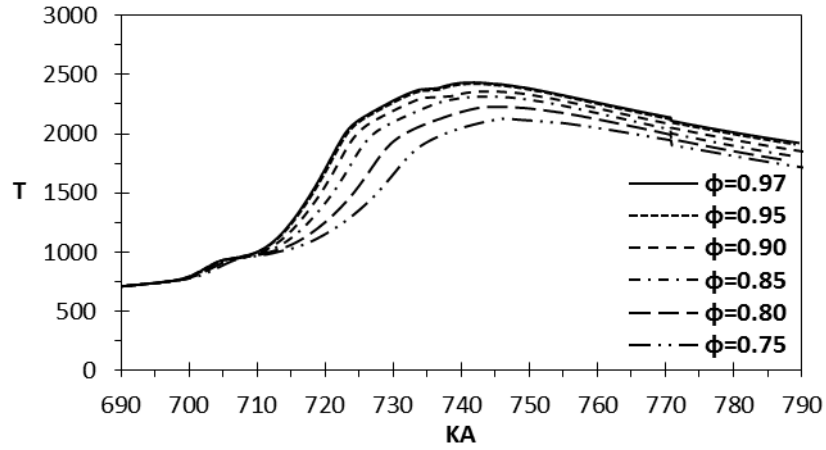
4.3.1 Bölünmüş Yanma Odasında Metan (CH_4) için Çözümler

Bölünmüş yanma odasında metan yakılarak sıkıştırma oranı $r=10$ için 6 farklı eşdeğerlik oranında çözümler yapılmıştır. Silindir içi ortalama mutlak basıncın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.10'da görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama mutlak basınç da azalmaktadır. Bu esnada maksimum basıncın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde 36.9 bar'lık maksimum basınç 728.5° KA'da yani ÜÖN'den 8.5° KA sonra görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 27.8 bar'lık maksimum basınç ÜÖN'den 14° KA sonra görülmektedir.



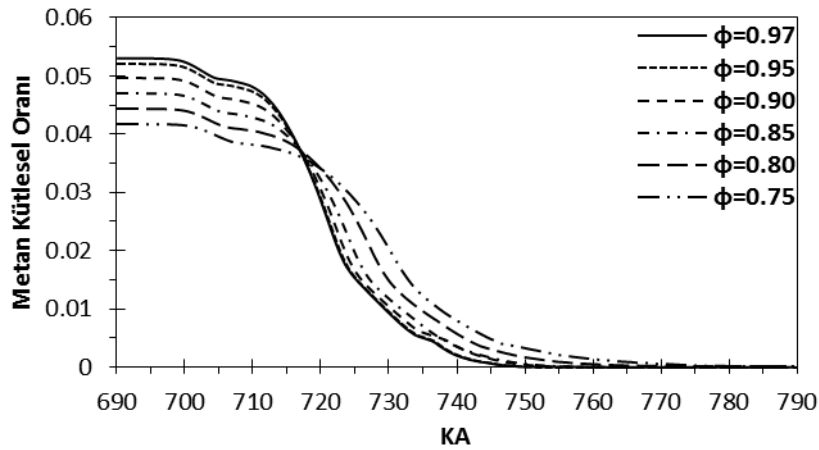
Şekil 4. 10 Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

Silindir içi ortalama sıcaklığın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.11'de görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama sıcaklık değeri de azalmaktadır. Bu esnada maksimum sıcaklığın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde 2435 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 21.75° KA sonra görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 2134 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 26.5° KA sonra görülmektedir.



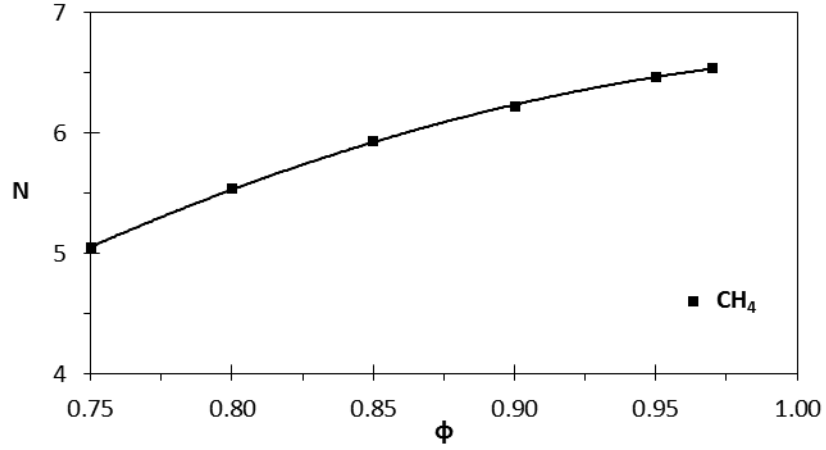
Şekil 4. 11 Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

Şekil 4.12’de metan kütle oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça yanma süresi artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde çok miktarda yakıt kısa sürede tükenirken, $\phi_6=0.75$ değerinde daha az miktarda yakıtın tükenmesi daha çok zaman almaktadır.



Şekil 4. 12 Silindir içi metan (CH₄) kütle oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

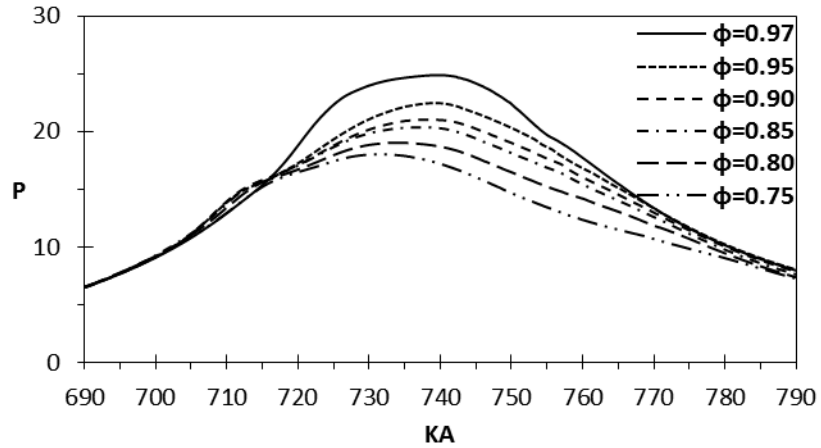
Gücün eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.13’te görülmektedir. Eşdeğerlik oranı arttıkça güç de artmaktadır. İndike motor gücü $\phi_6=0.75$ değerinde 5.05 kW iken $\phi_1=0.967$ değerinde 6.53 kW’tır.



Şekil 4. 13 Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.3.2 Bölünmüş Yanma Odasında Oktan (C_8H_{18}) için Çözümler

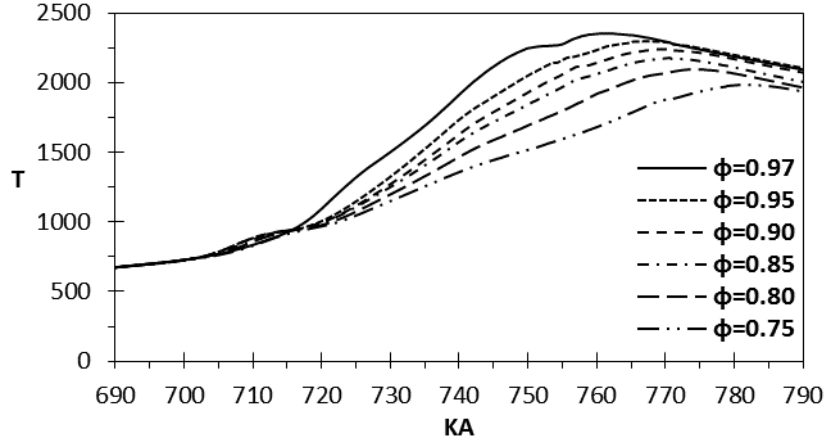
Bölünmüş yanma odasında oktan yakılarak sıkıştırma oranı $r=10$ için 6 farklı eşdeğerlik oranında çözümler yapılmıştır. Silindir içi ortalama mutlak basıncın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.14'te görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama mutlak basınç da azalmaktadır. Bu esnada maksimum basıncın gözlemlendiği krank açısı değeri azalmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde 24.9 bar'lık maksimum basınç 739.5° KA'da yani ÜÖN'den 19.5° KA sonra görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 18 bar'lık maksimum basınç ÜÖN'den 11.25° KA sonra görülmektedir.



Şekil 4. 14 Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

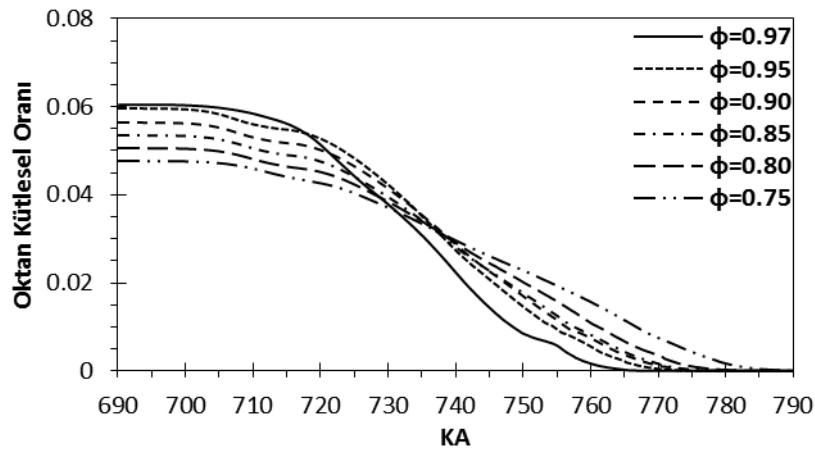
Silindir içi ortalama sıcaklığın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.15'te görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama sıcaklık değeri de azalmaktadır. Bu esnada maksimum sıcaklığın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır.

$\phi_1=0.967$ değerinde 2353 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 41.25° KA sonra görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 1891 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 50.75° KA sonra görülmektedir.



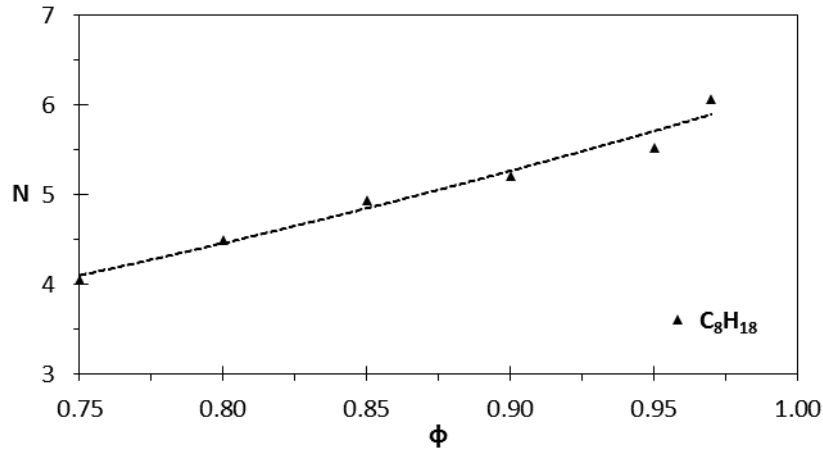
Şekil 4. 15 Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

Şekil 4.16'da oktan kütle oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça yanma süresi artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde çok miktarda yakıt kısa sürede tükenirken, $\phi_6=0.75$ değerinde daha az miktarda yakıtın tükenmesi daha çok zaman almaktadır.



Şekil 4. 16 Silindir içi oktan (C_8H_{18}) kütle oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

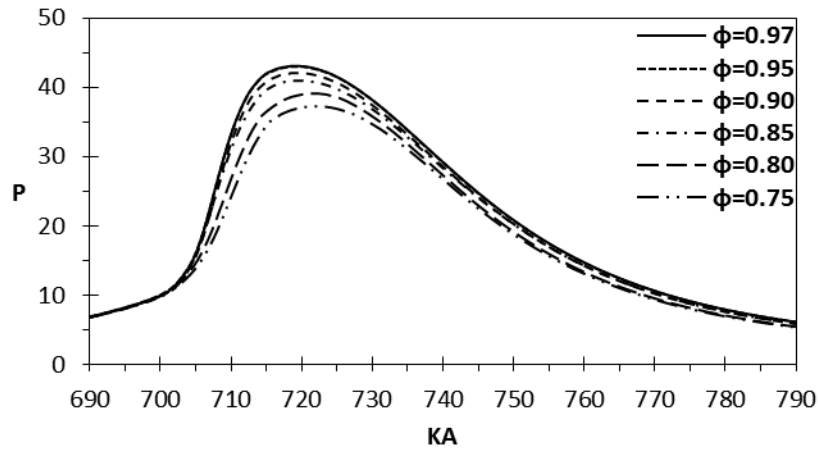
Gücün eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.17'de görülmektedir. Eşdeğerlik oranı arttıkça güç de artmaktadır. İndike motor gücü $\phi_6=0.75$ değerinde 4.06 kW iken $\phi_1=0.967$ değerinde 6.06 kW'tır.



Şekil 4. 17 Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.3.3 Normal Yanma Odasında Metan (CH₄) için Çözümler

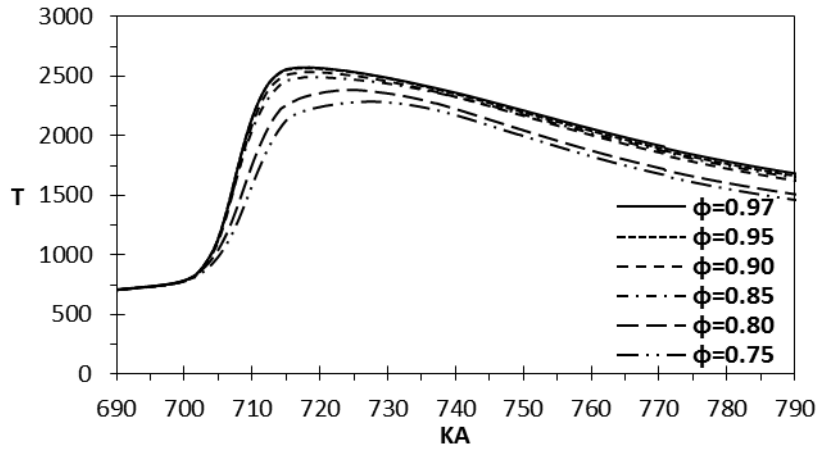
Normal yanma odasında metan yakılarak sıkıştırma oranı $r=10$ için 6 farklı eşdeğerlik oranında çözümler yapılmıştır. Silindir içi ortalama mutlak basıncın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.18'de görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama mutlak basınç da azalmaktadır. Bu esnada maksimum basıncın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde 43.1 bar'lık maksimum basınç 719° KA'da yani ÜÖN'den 1° KA önce görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 37.2 bar'lık maksimum basınç ÜÖN'den 2.25° KA sonra görülmektedir.



Şekil 4. 18 Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

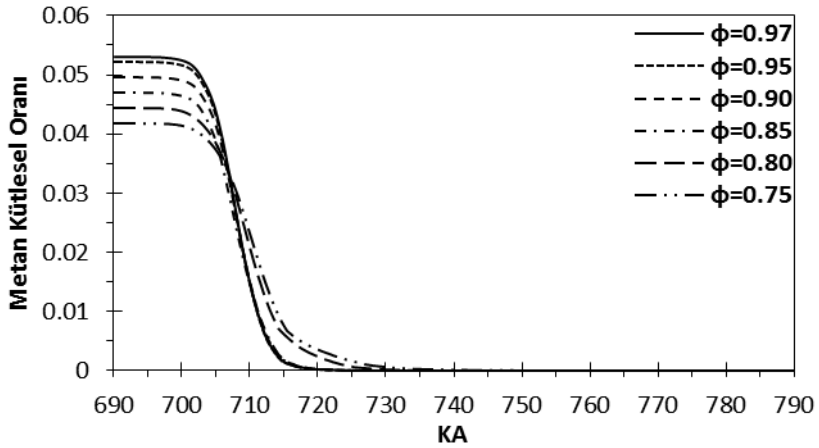
Silindir içi ortalama sıcaklığın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.19'da görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama sıcaklık değeri de azalmaktadır. Bu esnada maksimum sıcaklığın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır.

$\phi_1=0.967$ değerinde 2573 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 1.75° KA önce görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 2290 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 7° KA sonra görülmektedir.



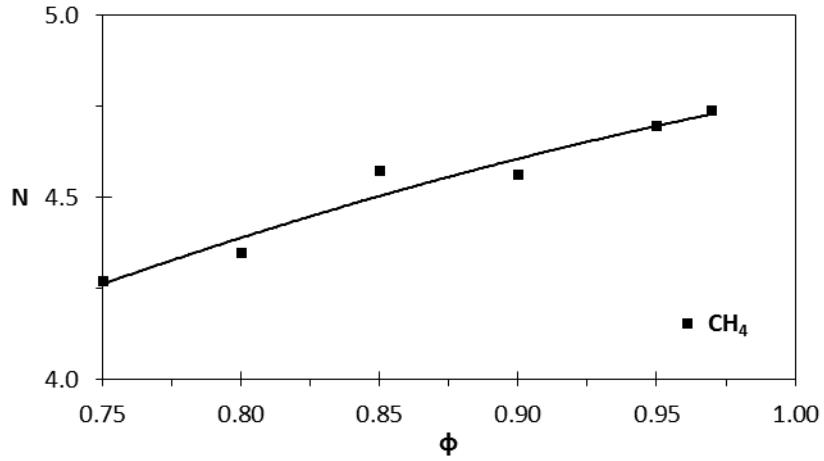
Şekil 4. 19 Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

Şekil 4.20'de metan kütle oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça yanma süresi artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde çok miktarda yakıt kısa sürede tükenirken, $\phi_6=0.75$ değerinde daha az miktarda yakıtın tükenmesi daha çok zaman almaktadır. Yanma süresi yaklaşık 2 katına çıkmaktadır.



Şekil 4. 20 Silindir içi oktan (CH_4) kütle oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

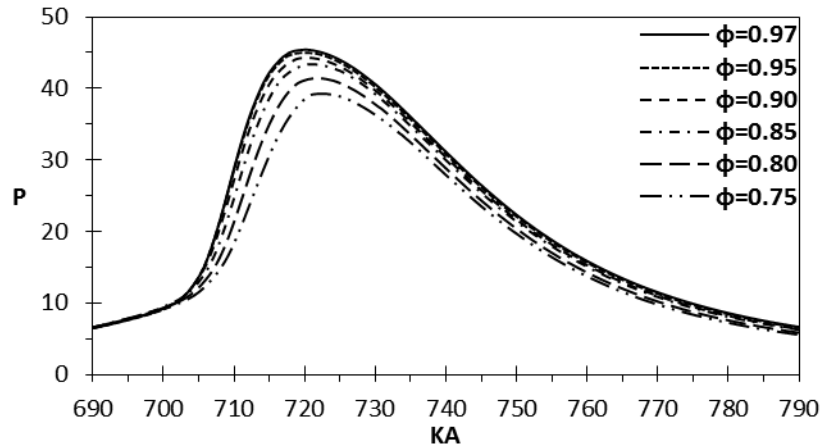
Gücün eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.21'de görülmektedir. Eşdeğerlik oranı arttıkça güç de artmaktadır. İndike motor gücü $\phi_6=0.75$ değerinde 4.27 kW iken $\phi_1=0.967$ değerinde 4.73 kW'tır.



Şekil 4. 21 Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.3.4 Normal Yanma Odasında Oktan (C_8H_{18}) için Çözümler

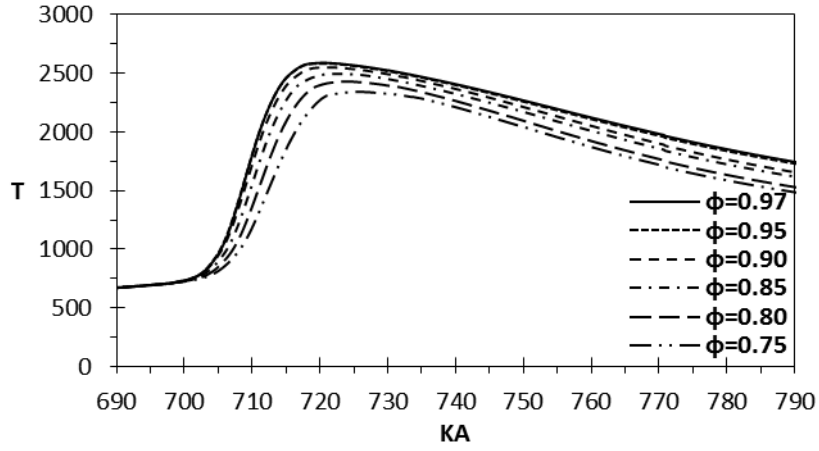
Normal yanma odasında oktan yakılarak sıkıştırma oranı $r=10$ için 6 farklı eşdeğerlik oranında çözümler yapılmıştır. Silindir içi ortalama mutlak basıncın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.22’de görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama mutlak basınç da azalmaktadır. Bu esnada maksimum basıncın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde 45.4 bar’lık maksimum basınç 720.25° KA’da yani ÜÖN’den 0.25° KA sonra görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 39.3 bar’lık maksimum basınç ÜÖN’den 2.5° KA sonra görülmektedir.



Şekil 4. 22 Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

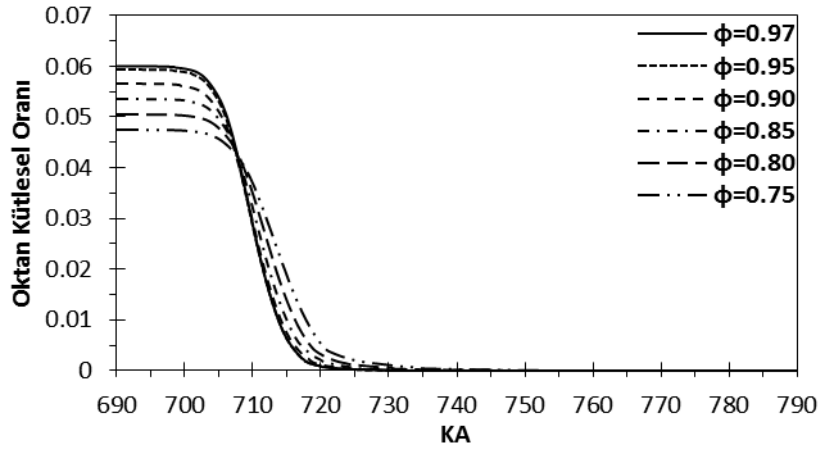
Silindir içi ortalama sıcaklığın farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısı ile değişimi Şekil 4.23’te görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça silindir içi ortalama sıcaklık değeri de azalmaktadır. Bu esnada maksimum sıcaklığın gözlemlendiği krank açısı değeri artmaktadır.

$\phi_1=0.967$ değerinde 2590 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 0.25° KA sonra görülürken, $\phi_6=0.75$ değerinde 2347 K'lik maksimum sıcaklık ÜÖN'den 5.5° KA sonra görülmektedir.



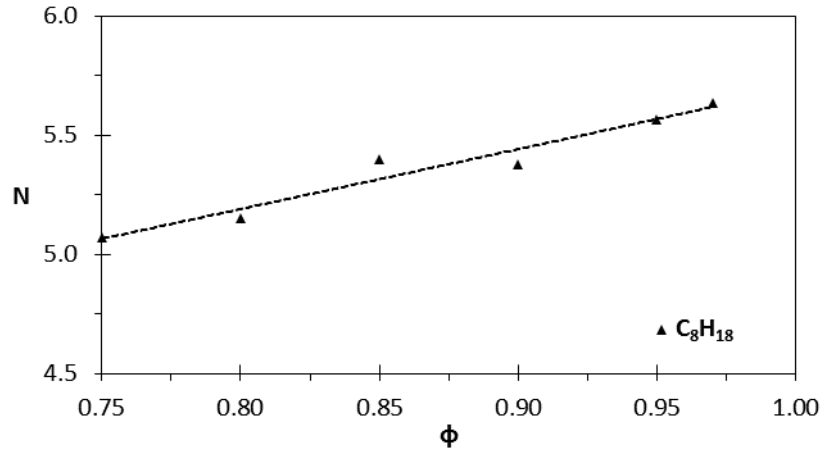
Şekil 4. 23 Silindir içi ortalama sıcaklığın (K) farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

Şekil 4.24'te oktan kütle oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi görülmektedir. Eşdeğerlik oranı azaldıkça yanma süresi artmaktadır. $\phi_1=0.967$ değerinde çok miktarda yakıt kısa sürede tükenirken, $\phi_6=0.75$ değerinde daha az miktarda yakıtın tükenmesi daha çok zaman almaktadır. Yanma süresi yaklaşık 1.5 katına çıkmaktadır.



Şekil 4. 24 Silindir içi oktan (C_8H_{18}) kütle oranının farklı eşdeğerlik oranlarında krank açısıyla değişimi

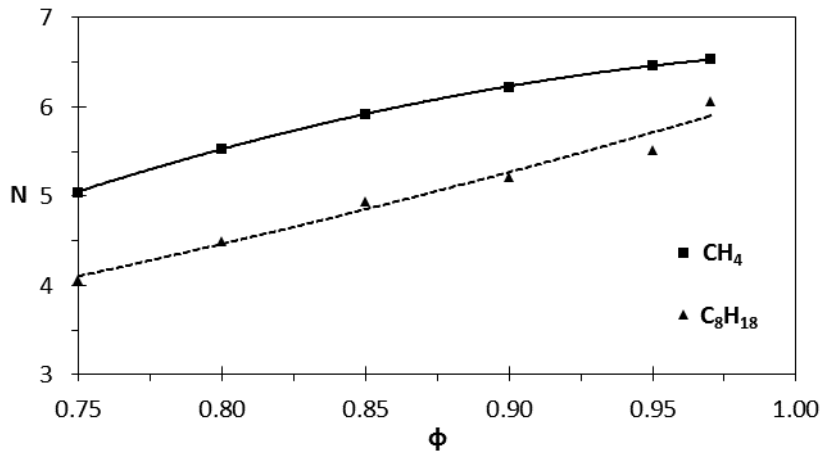
Gücün eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.25'te görülmektedir. Eşdeğerlik oranı arttıkça güç de artmaktadır. İndike motor gücü $\phi_6=0.75$ değerinde 5.07 kW iken $\phi_1=0.967$ değerinde 5.76 kW'tır.



Şekil 4. 25 Gücün (kW) eşdeğerlik oranı ile değişimi

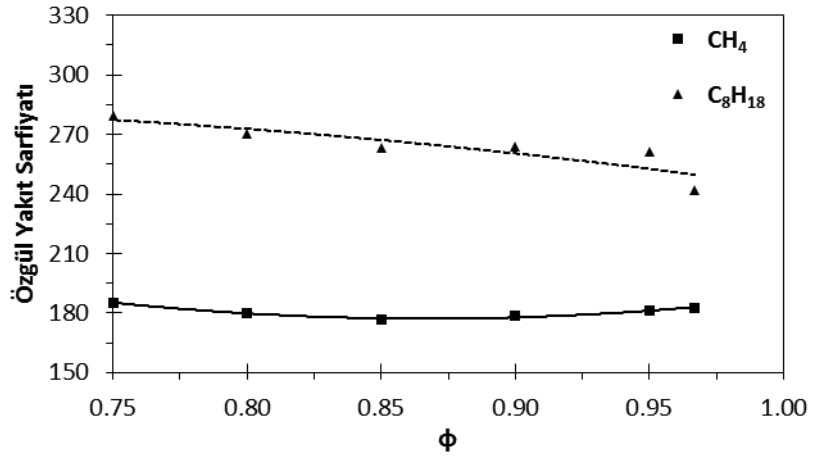
4.3.5 Bölünmüş Yanma Odasında Farklı Yakıtların Yakılması

Bölünmüş yanma odasında sıkıştırma oranı $r=10$ için farklı eşdeğerlik oranlarında metan ve oktan yakılarak elde edilen indike güç değerleri Şekil 4.26'da görülmektedir. Güç bakımından metanın bölünmüş yanma odası için ideal yakıt olduğu görülmektedir. Her iki yakıtta da eşdeğerlik oranı arttıkça elde edilen indike güç artmaktadır.



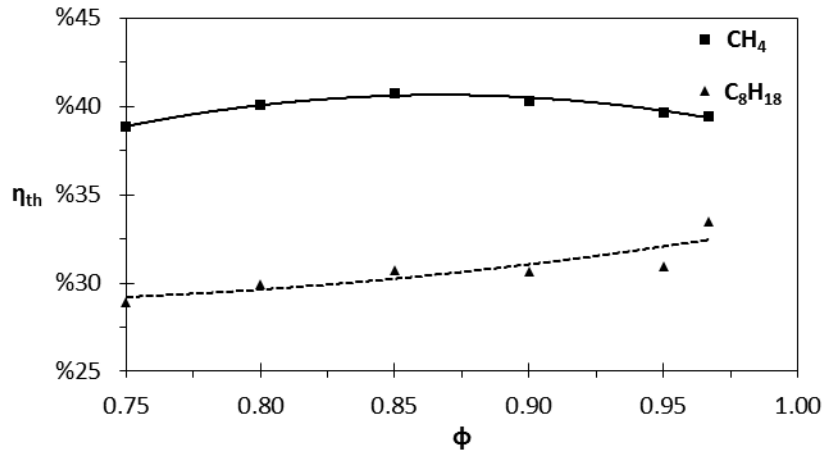
Şekil 4. 26 Gücün (kW) $r=10$ 'da bölünmüş yanma odasında farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi

Şekil 4.27'de bölünmüş yanma odasında sıkıştırma oranı $r=10$ 'da farklı yakıtlar için özgül yakıt sarfiyatının eşdeğerlik oranı ile değişimi görülmektedir. Bölünmüş yanma odasında, metanın yakıt sarfiyatı bakımından oktana göre daima üstün olduğu görülmektedir.



Şekil 4. 27 Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) $r=10$ 'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi

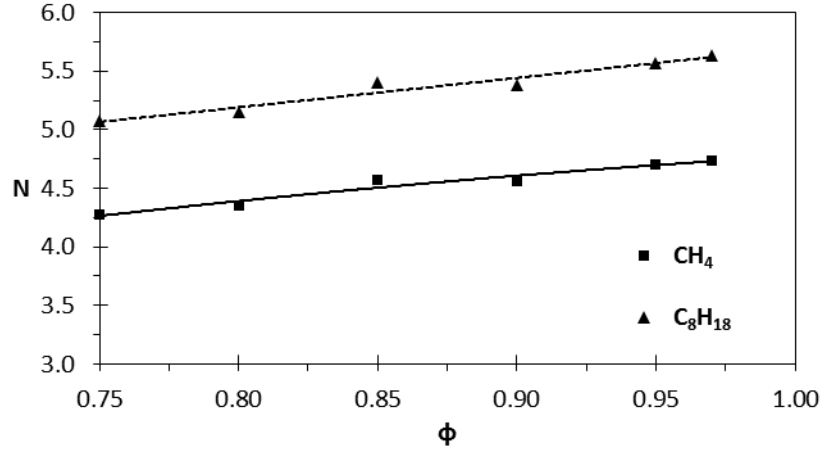
Şekil 4.28'de indike termik verimin farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi görülmektedir. Bölünmüş yanma odasında yakıt olarak metan kullanılması termik verimi yaklaşık %10 artırmaktadır. Bunda metanın ısıl değerinin yüksek olması ve yüksek sıkıştırma oranlarında yakmak için daha oktana göre daha uygun olması etkilidir.



Şekil 4. 28 İndike termik verimin $r=10$ 'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi

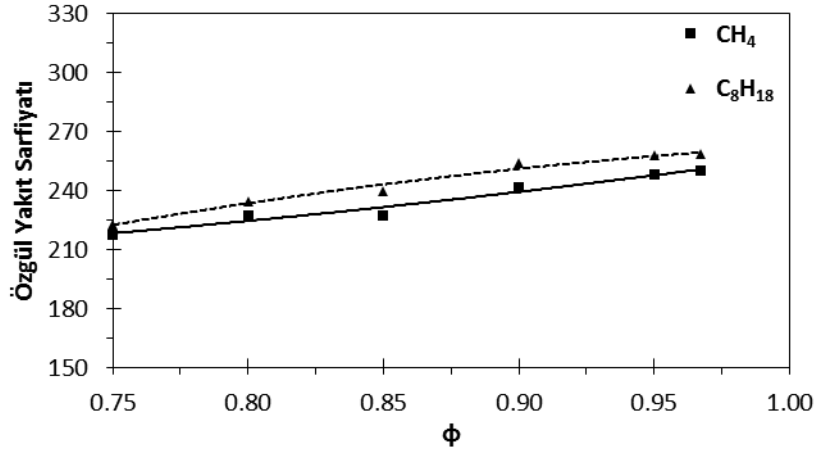
4.3.6 Normal Yanma Odasında Farklı Yakıtların Yakılması

Normal yanma odasında sıkıştırma oranı $r=10$ için farklı eşdeğerlik oranlarında metan ve oktan yakılarak elde edilen indike güç değerleri Şekil 4.29'da görülmektedir. Güç bakımından oktanın bölünmüş yanma odası için ideal yakıt olduğu görülmektedir. Her iki yakıtta da eşdeğerlik oranı arttıkça elde edilen indike güç artmaktadır.



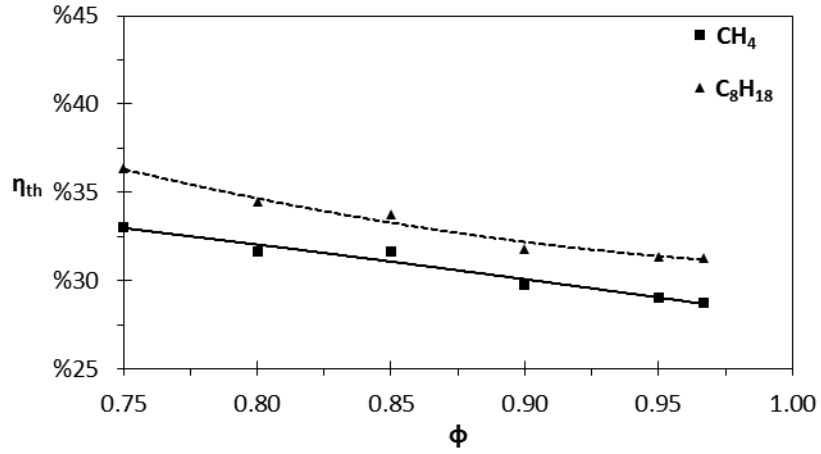
Şekil 4. 29 Gücün (kW) $r=10$ için normal yanma odasında farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi

Şekil 4.30'da normal yanma odasında sıkıştırma oranı $r=10$ 'da farklı yakıtlar için özgül yakıt sarfiyatının eşdeğerlik oranı ile değişimi görülmektedir. Normal yanma odasında, oktanın yakıt sarfiyatı bakımından metana göre üstün olduğu görülmektedir.



Şekil 4. 30 Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) $r=10$ 'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi

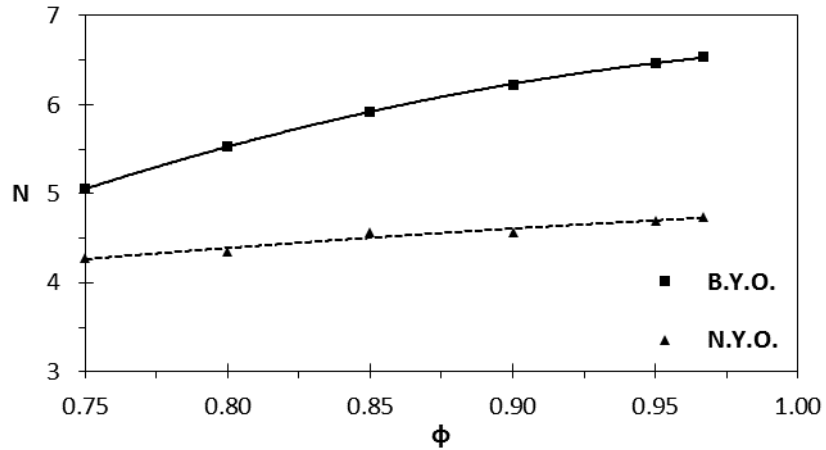
Şekil 4.31'de indike termik verimin farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi görülmektedir. Normal yanma odasında yakıt olarak oktan kullanılması termik verimi yaklaşık %4 artırmaktadır.



Şekil 4. 31 İndike termik verimin $r=10$ 'da farklı yakıtlar için eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.3.7 Bölünmüş ve Normal Yanma Odalarının Metan (CH_4) için Karşılaştırılması

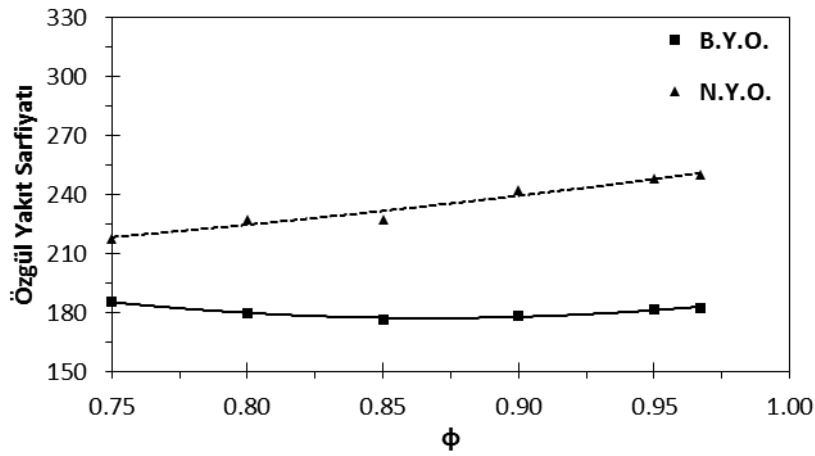
Bölünmüş ve normal yanma odasında sıkıştırma oranı $r=10$ için farklı eşdeğerlik oranlarında metan yakılarak yapılan çözümlerden elde edilen indike güç değerleri Şekil 4.32'de görülmektedir. Yakıt olarak metan kullanıldığında bölünmüş yanma odasının indike güç bakımından üstün olduğu görülmektedir. İndike güç eşdeğerlik oranının artması ile bölünmüş yanma odasında daha fazla artmaktadır. Her iki yanma odasında da aynı eşdeğerlik oranlarında aynı miktarda yakıt kullanıldığı dikkate alınırsa bölünmüş yanma odasının indike güç bakımından oldukça üstün olduğu anlaşılır.



Şekil 4. 32 Gücün (kW) $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi

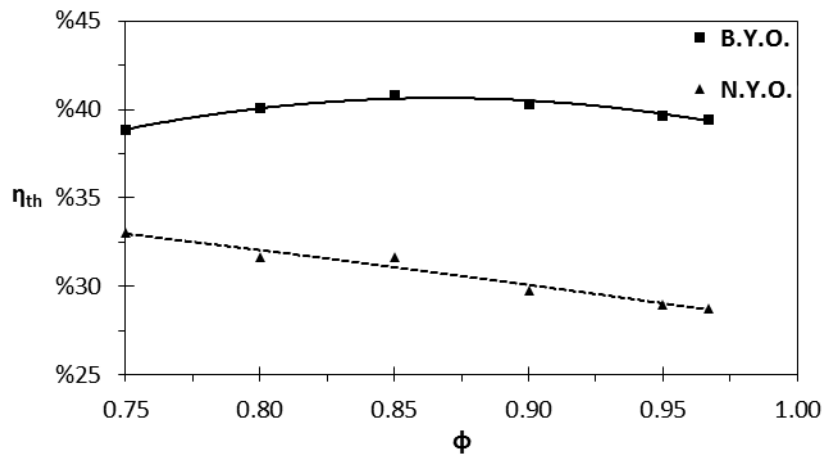
Şekil 4.33'te özgül yakıt sarfiyatının bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi görülmektedir. Bölünmüş yanma odasında özgül yakıt sarfiyatı eşdeğerlik oranının artması ile neredeyse lineer olarak seyrederken, normal yanma

odasında artmaktadır. Yakıt olarak metan kullanıldığında bölünmüş yanma odası özgül yakıt sarfiyatı bakımından üstündür.



Şekil 4. 33 Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi

İndike termik verimin bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.34'te verilmiştir. Metanı bölünmüş yanma odasında yakmanın indike termik verim bakımından avantaj sağlayacağı görülmektedir.

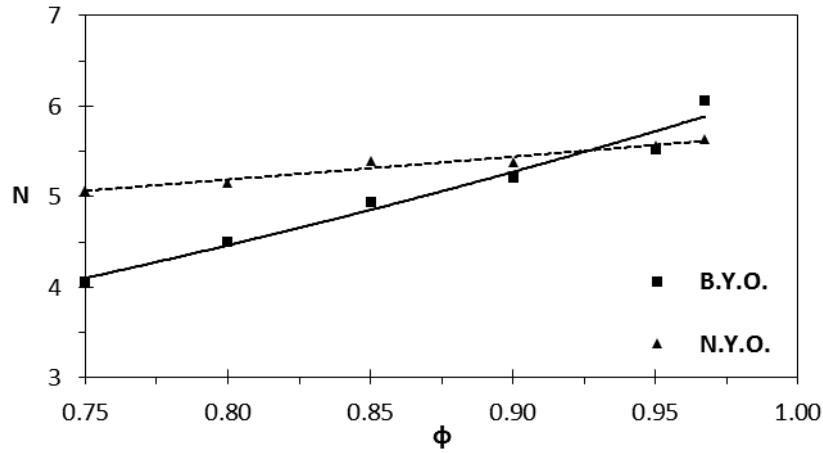


Şekil 4. 34 İndike termik verimin $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.3.8 Bölünmüş ve Normal Yanma Odalarının Oktan (C_8H_{18}) için Karşılaştırılması

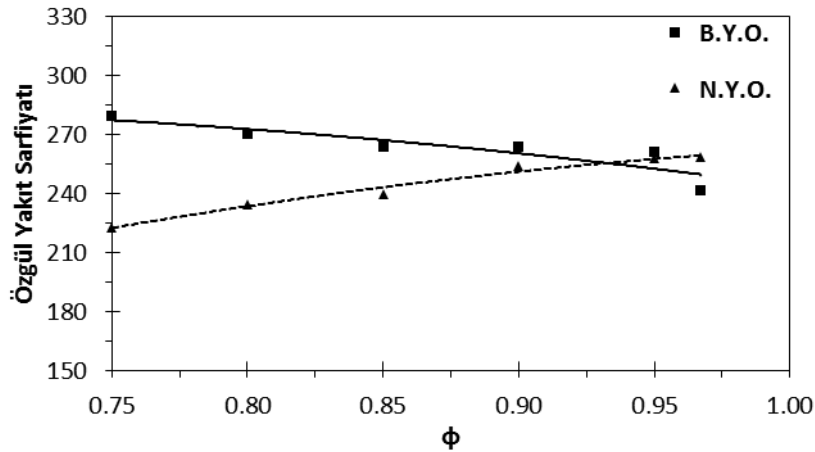
Bölünmüş ve normal yanma odasında sıkıştırma oranı $r=10$ için farklı eşdeğerlik oranlarında oktan yakılarak yapılan çözümlerden elde edilen indike güç değerleri Şekil 4.35'te görülmektedir. Yakıt olarak oktan kullanıldığında normal yanma odasının indike güç bakımından üstün olduğu görülmektedir. İndike güç eşdeğerlik oranının artması ile

bölünmüş yanma odasında daha fazla artmaktadır. Her iki yanma odasında da aynı eşdeğerlik oranlarında aynı miktarda yakıt kullanıldığı dikkate alınırsa oktanı normal yanma odasında yakmanın çok daha avantajlı olduğu anlaşılır.



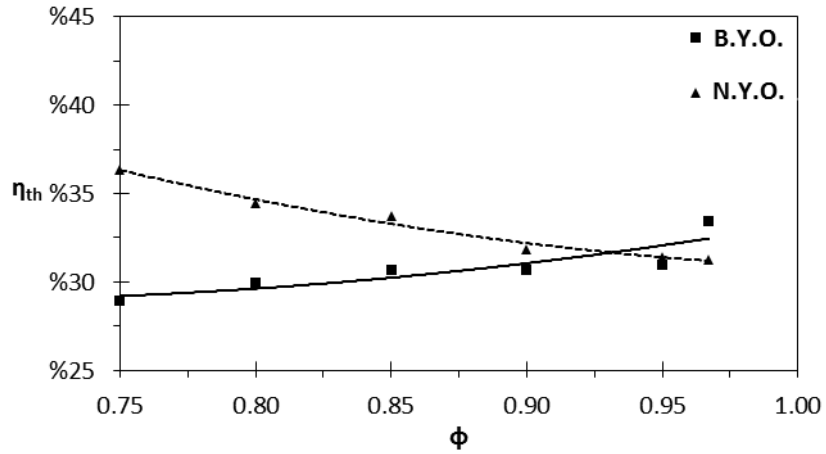
Şekil 4. 35 Gücün (kW) $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi

Normal yanma odasında oktan yakılması halinde, bölünmüş yanma odasına göre özgül yakıt sarfiyatı bakımından avantaj sağlanacağı Şekil 4.36'da görülmektedir. Bu şartlar için özellikle düşük eşdeğerlik oranlarında normal yanma odası tercih edilmelidir.



Şekil 4. 36 Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi

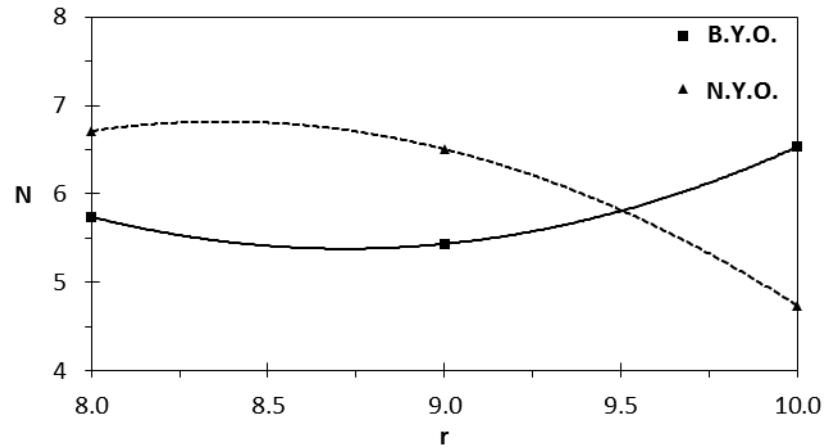
Yakıt olarak oktan kullanıldığında, eşdeğerlik oranının artması ile bölünmüş ve normal yanma odalarının verimleri arasındaki farkın azaldığı Şekil 4.37'de görülmektedir. Bu şartlarda eşdeğerlik oranının artması bölünmüş yanma odasında verimi yükseltirken normal yanma odasında düşürmektedir.



Şekil 4. 37 İndike termik verimin $r=10$ için bölünmüş ve normal yanma odalarında eşdeğerlik oranı ile değişimi

4.3.9 Bölünmüş ve Normal Yanma Odalarının Metan (CH_4) için Farklı Sıkıştırma Oranlarında Karşılaştırılması

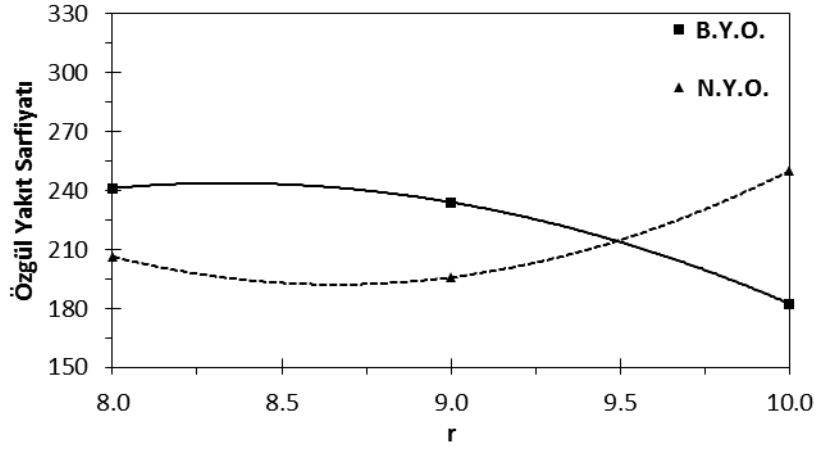
Şekil 4.38'de eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ 'de yakıt olarak metanın kullanıldığı durumda, bölünmüş ve normal yanma odaları indike güç bakımından sıkıştırma oranına göre kıyaslanmıştır. Sıkıştırma oranı $r=9$ 'dan sonra bölünmüş yanma odasında indike güç artmaktadır. Sıkıştırma oranı $r=9.5$ 'ten sonra ise bölünmüş yanma odası indike güç bakımından tercih edilebilir. Bölünmüş yanma odasında yakıt olarak metan kullanmak yüksek sıkıştırma oranlarında indike güç bakımından daha avantajlıdır.



Şekil 4. 38 Gücün (kW) sıkıştırma oranı ile değişimi

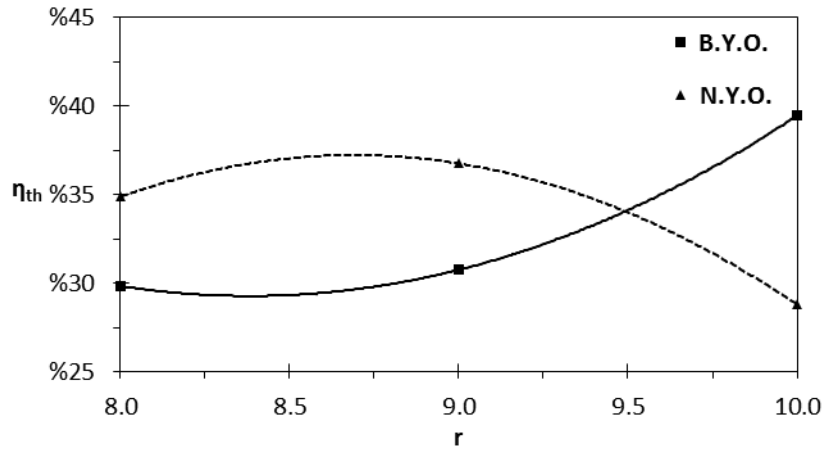
İndike özgül yakıt sarfiyatının bölünmüş ve normal yanma odalarında sıkıştırma oranı ile değişimi Şekil 4.39'da görülmektedir. Bölünmüş yanma odasında sıkıştırma oranı arttıkça indike özgül yakıt sarfiyatı azalırken, normal yanma odasında $r=9$ 'dan sonra sıkıştırma

oranı arttıkça indike özgül yakıt sarfiyatı artmaktadır. Yakıt olarak metan kullanıldığında, yüksek sıkıştırma oranlarında indike özgül yakıt sarfiyatı bakımından bölünmüş yanma odası tercih edilebilir. Sıkıştırma oranı $r=9.5$ değerini aştığında metan için bölünmüş yanma odasındaki indike özgül yakıt sarfiyatı, normal yanma odasındakine göre daha avantajlıdır.



Şekil 4.39 İndike özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) sıkıştırma oranı ile değişimi

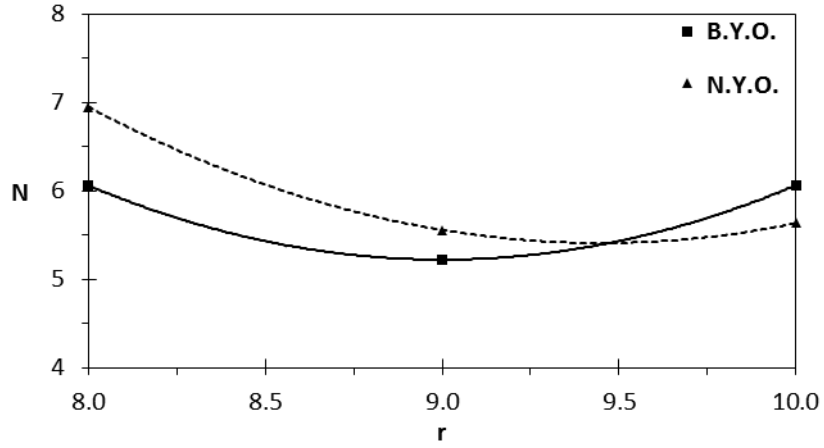
Şekil 4.40'da indike termik verimin bölünmüş ve normal yanma odalarında sıkıştırma oranı ile değişimi görülmektedir. İndike termik verim $r=9.5$ 'ten düşük değerlerdeki sıkıştırma oranlarında normal yanma odasında daha yüksektir. $r=8$ 'de normal yanma odasının indike termik verimi bölünmüş yanma odasınınkinden %5 fazla iken, $r=10$ 'da bölünmüş yanma odasının indike termik verimi normal yanma odasınınkinden %10 fazladır. İndike termik verim bakımından yüksek sıkıştırma oranlarında bölünmüş yanma odası tercih edilebilir.



Şekil 4.40 İndike termik verimin sıkıştırma oranı ile değişimi

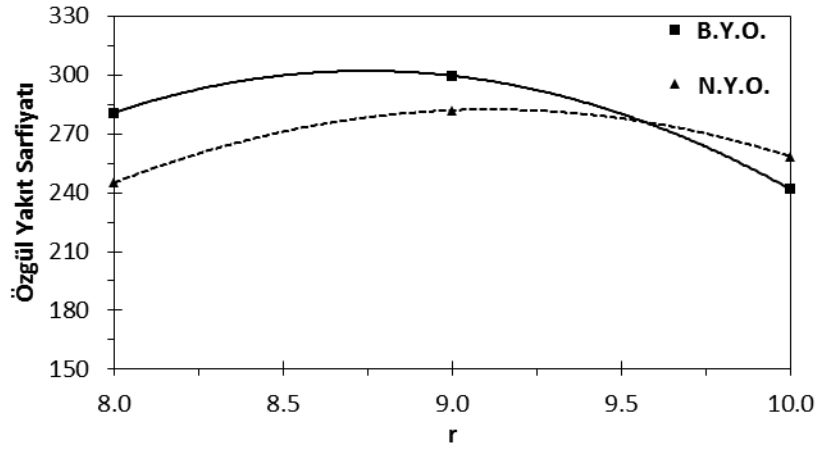
4.3.10 Bölünmüş ve Normal Yanma Odalarının Oktan (C_8H_{18}) için Farklı Sıkıştırma Oranlarında Karşılaştırılması

Şekil 4.41’de eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ ’de yakıt olarak oktanın kullanıldığı durumda, bölünmüş ve normal yanma odaları indike güç bakımından sıkıştırma oranına göre kıyaslanmıştır. Bölünmüş yanma odasında $r=9$ ’a kadar azalan indike güç daha sonra artmaktadır. Sıkıştırma oranı $r=9.5$ ’ten önceki tüm sıkıştırma oranlarında normal yanma odası indike güç bakımından tercih edilebilir. Özellikle $r=8$ ’e yakın sıkıştırma oranlarında normal yanma odası indike güç bakımından avantajlıdır.



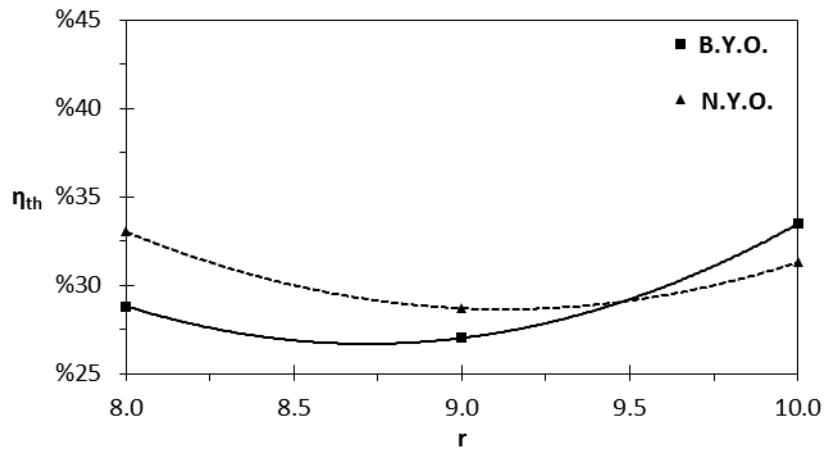
Şekil 4. 41 Gücün (kW) sıkıştırma oranı ile değişimi

İndike özgül yakıt sarfiyatının bölünmüş ve normal yanma odalarında sıkıştırma oranı ile değişimi Şekil 4.42’de görülmektedir. Bölünmüş ve normal yanma odalarında yakıt olarak oktan kullanıldığında $r=9$ ’a kadar artan indike özgül yakıt sarfiyatı daha sonra azalmaktadır. İndike özgül yakıt sarfiyatı bakımından normal yanma odası düşük sıkıştırma oranlarında daha avantajlıdır. Sıkıştırma oranı $r=9.5$ değerini aştığında oktan için bölünmüş yanma odasındaki indike özgül yakıt sarfiyatı, normal yanma odasındakine göre daha düşüktür. Yakıt olarak oktan seçildiğinde, ancak yüksek sıkıştırma oranlarında bölünmüş yanma odası tercih edilebilir.



Şekil 4. 42 İndike özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) sıkıştırma oranı ile değişimi

Şekil 4.43'te indike termik verimin bölünmüş ve normal yanma odalarında sıkıştırma oranı ile değişimi görülmektedir. İndike termik verim $r=9.5$ 'ten düşük değerlerdeki sıkıştırma oranlarında normal yanma odasında daha yüksektir. $r=8$ 'de normal yanma odasının indike termik verimi bölünmüş yanma odasınınkinden yaklaşık %5 fazladır. İndike termik verim bakımından $r=9.5$ 'ten düşük sıkıştırma oranlarında normal yanma odası tercih edilebilir.

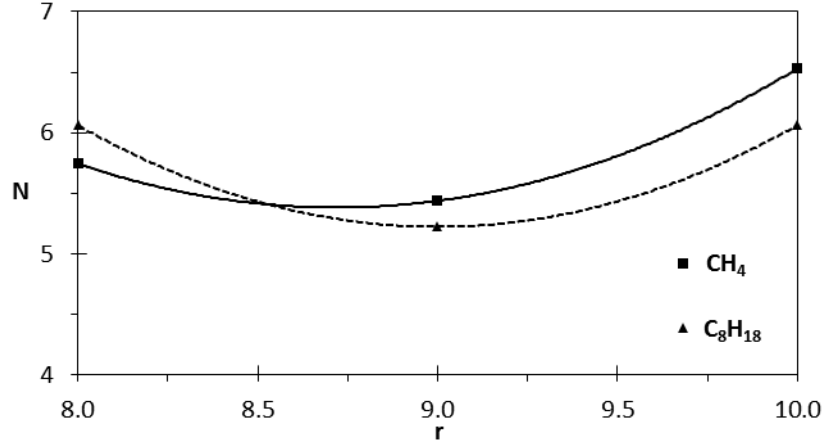


Şekil 4. 43 İndike termik verimin sıkıştırma oranı ile değişimi

4.3.11 Bölünmüş Yanma Odasının Sıkıştırma Oranına göre Farklı Yakıtlar için Karşılaştırılması

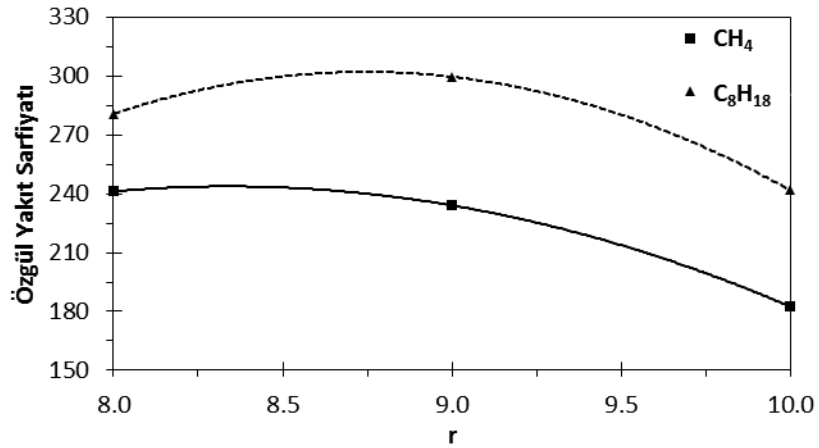
Bölünmüş yanma odasında eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ için farklı sıkıştırma oranlarında metan ve oktan yakılarak yapılan çözümler Şekil 4.44'de görülmektedir. Yakıt olarak metan kullanıldığında sıkıştırma oranı $r=8.5$ 'in üzerindeki değerlerde oktana göre üstün olduğu görülmektedir. $r=8.5$ 'in üzerindeki değerlerde metan yakıldığında daha fazla güç

elde edilmektedir. İndike güç, sıkıştırma oranının ($r=9$ 'dan sonra) artması ile yakıt olarak metan kullanıldığında daha fazla artmaktadır. Bölünmüş yanma odasında özellikle yüksek sıkıştırma oranlarında yakıt olarak metan kullanmanın daha avantajlı olduğu görülmektedir.



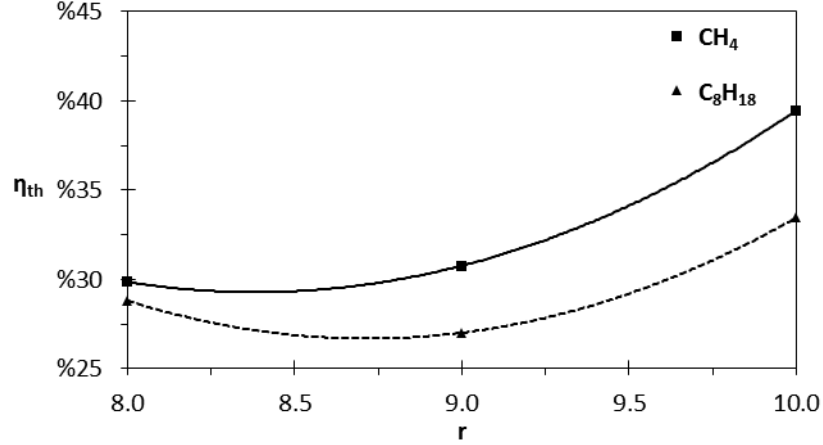
Şekil 4.44 Gücün (kW) bölünmüş yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi

Bölünmüş yanma odasında farklı yakıtlar için özgül yakıt sarfiyatının sıkıştırma oranı ile değişimi Şekil 4.45'te görülmektedir. Yakıt olarak metan seçildiğinde sıkıştırma oranının artması ile özgül yakıt sarfiyatı azalmaktadır. Oktanda ise $r=9$ 'a kadar artan özgül yakıt sarfiyatı daha sonra azalmaktadır. Özgül yakıt sarfiyatı bakımından metanın daima üstün olduğu görülmektedir. Sıkıştırma oranı arttıkça bu üstünlük daha da artmaktadır.



Şekil 4.45 Özgül yakıt sarfiyatının (g/kWh) bölünmüş yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi

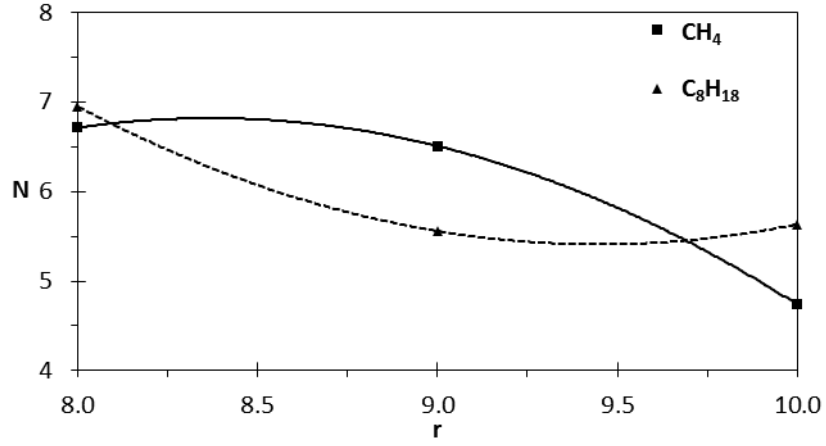
Bölünmüş yanma odasında farklı yakıtlar için indike termik verimin sıkıştırma oranı ile değişimi Şekil 4.46'da görülmektedir. Yakıt olarak metan kullanıldığında sıkıştırma oranı arttıkça termik verimde artmaktadır. Oktanda ise $r=9$ 'a kadar bir miktar azalır daha sonra artmaktadır. Metanın termik verim bakımından oktana göre üstün olduğu görülmektedir. Bunda metanın ısı değeri daha yüksek olması ve bölünmüş yanma odasının metan için daha avantajlı olması etkilidir.



Şekil 4. 46 İndike termik verimin bölünmüş yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi

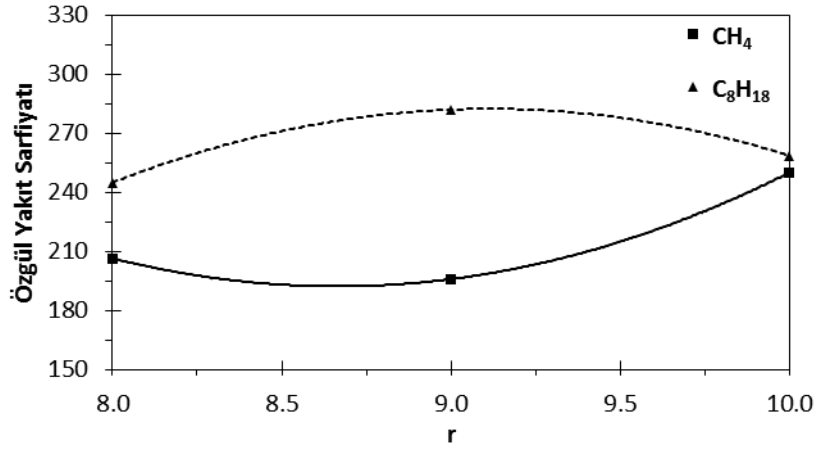
4.3.12 Normal Yanma Odasının Sıkıştırma Oranına göre Farklı Yakıtlar için Karşılaştırılması

Şekil 4.47'de eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ 'de metan ve oktan farklı sıkıştırma oranlarında indike güç bakımından kıyaslanmıştır. Normal yanma odasında yakıt olarak oktan kullanıldığında $r=8$ değeri civarında metana göre daha üstün olduğu görülmektedir. Benzer şekilde sıkıştırma oranı $r=9.5$ değerini aştığında da oktan normal yanma odasında ideal yakıt olarak görülmektedir. Sıkıştırma oranı azaldığında daha fazla hacim ve aynı zamanda daha fazla yakıt olacağından indike gücün artması normaldir. Yüksek sıkıştırma oranlarında daha az yakıtla oktanın metana karşı üstünlüğü görülmektedir.



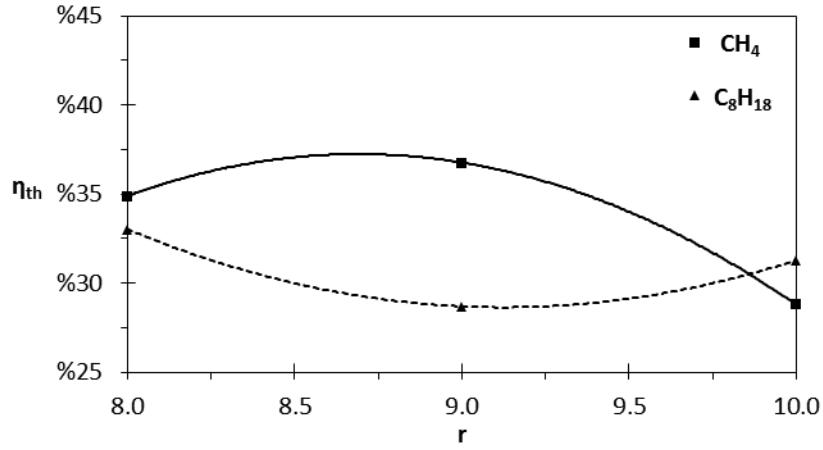
Şekil 4. 47 Gücün (kW) normal yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değışimi

Özgöl yakıt sarfiyatının normal yanma odasında oktan için $r=9$ 'a kadar artıp daha sonra azaldığı, metan içinse $r=9$ 'a kadar azaldığı daha sonra arttığı Şekil 4.48'de görülmektedir. Özgöl yakıt sarfiyatı bakımından metan her zaman daha avantajlıdır. Bunda metanın ısı değeri daha yüksek olması ve bu analizlerin stokiometrike yakın eşdeğerlik oranlarında yapılmasının etkisi vardır.



Şekil 4. 48 Özgöl yakıt sarfiyatının (g/kWh) normal yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değışimi

İndike termik verimin normal yanma odasında metan için sıkıştırma oranı $r=9$ 'a kadar arttığı daha sonra azalmaya başladığı, oktan için ise $r=9$ 'a kadar azaldığı daha sonra arttığı Şekil 4.49'de görülmektedir. İndike termik verim bakımından oktan, sıkıştırma oranı $r=10$ 'a yakın değerlerde daha avantajlıdır.



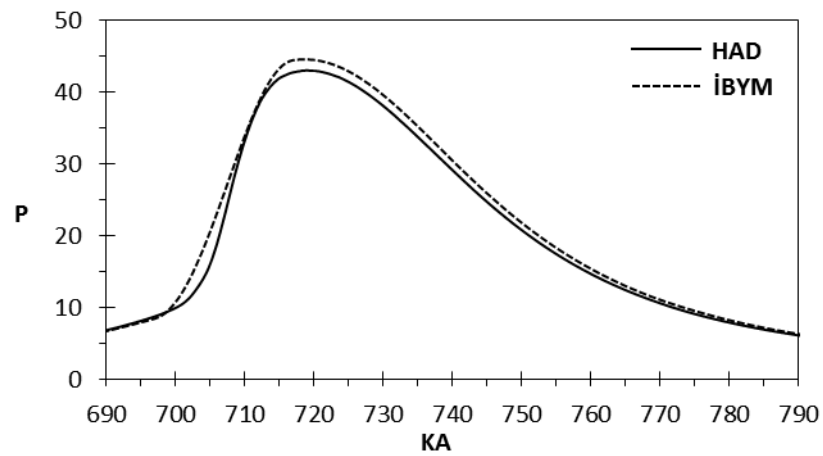
Şekil 4. 49 İndike termik verimin normal yanma odasında metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı ile değişimi

4.4 İki Bölge Yanma Modeli Çözümleri ile HAD Çözümlerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde iki bölge yanma modeli ve HAD çözümleri metan ve oktan yakıtları için sıkıştırma oranı $r=10$ 'da farklı eşdeğerlik oranlarına göre, eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ 'de farklı sıkıştırma oranlarına göre kıyaslanacaktır. Bu kıyaslama sadece normal yanma odası için yapılabilecektir. Çünkü iki bölge yanma modeli sadece normal yanma odasına uygulanabilmektedir.

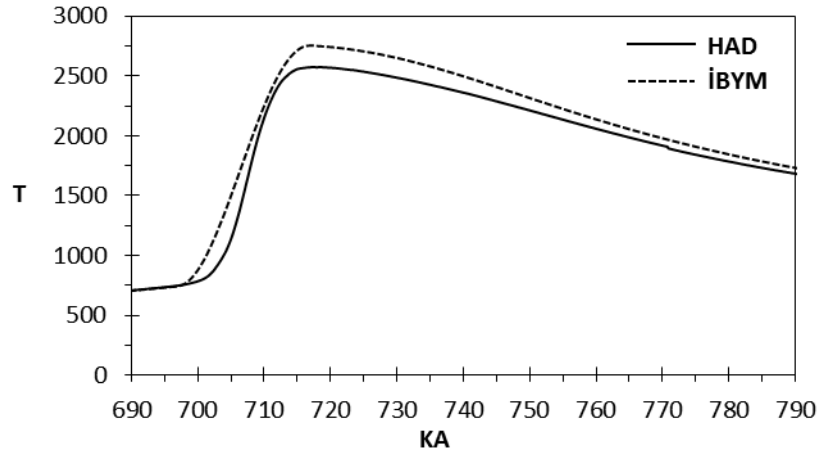
4.4.1 Metan için İki Bölge Yanma Modeli ve HAD Çözümlerinin Karşılaştırılması

Eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ 'de sıkıştırma oranı $r=10$ için iki bölge yanma modeli ve HAD çözümlerine ait silindir içi basınç değerlerinin krank açısıyla değişimi Şekil 4.50'de görülmektedir. İki çözümün birbirine çok yakın olduğu görülmektedir.



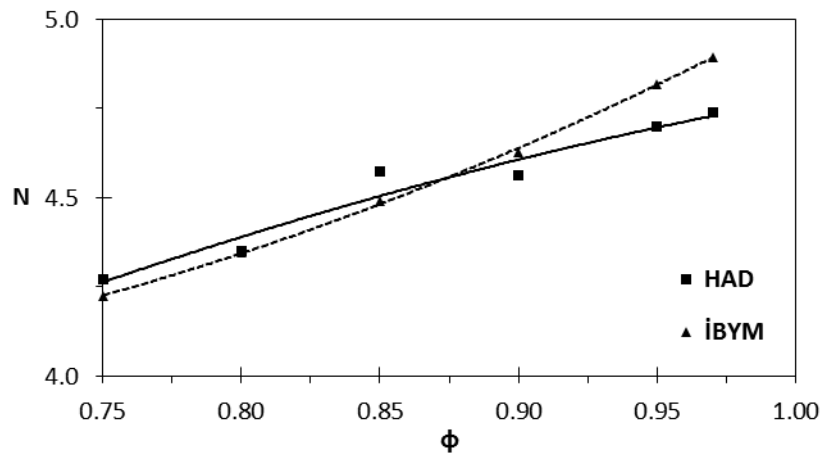
Şekil 4. 50 Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) krank açısı ile değişimi

Eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ 'de sıkıştırma oranı $r=10$ için iki bölgeli yanma modeli ve HAD çözümlerine ait silindir içi sıcaklık değerlerinin krank açısıyla değişimi Şekil 4.51'de görülmektedir. Sıcaklık hesabı bakımından iki bölgeli yanma modeli ve HAD çözümleri arasında bir miktar fark olduğu gözlenebilir de çözümler birbirine yakındır.



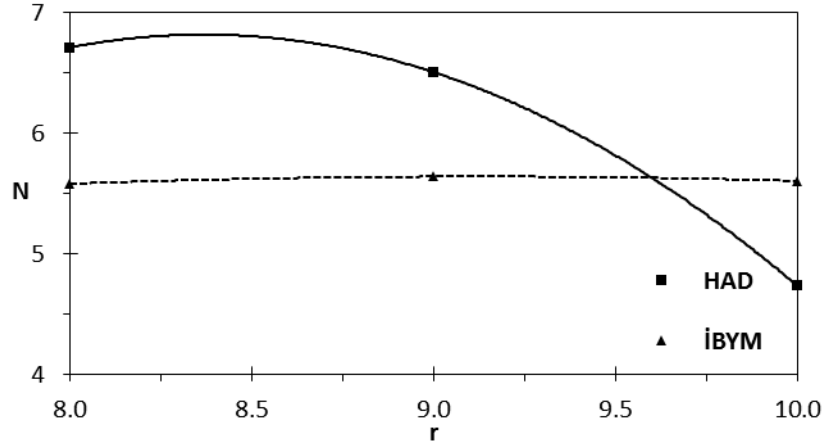
Şekil 4. 51 Silindir içi ortalama sıcaklığın krank açısı ile değişimi

İki bölgeli yanma modeli ve HAD çözümleri için $r=10$ 'da indike gücün eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.52'de görülmektedir. Eşdeğerlik oranının değişmesi ile sapmalar olsa da çözümlerin birbirine yakın olduğu gözlenmektedir.



Şekil 4. 52 Gücün (kW) $r=10$ 'da eşdeğerlik oranı ile değişimi

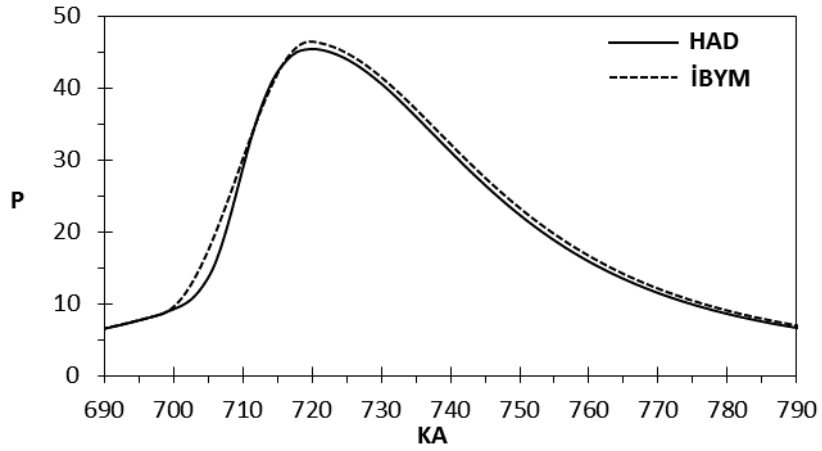
İki bölgeli yanma modeli ve HAD çözümleri için eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ 'de indike gücün sıkıştırma oranı ile değişimi Şekil 4.53'te görülmektedir. $r=9$ ile $r=9.5$ arasında çözümlerin yaklaştığı gözlenmektedir.



Şekil 4. 53 Gücün (kW) sıkıştırma oranlarına göre değişimi

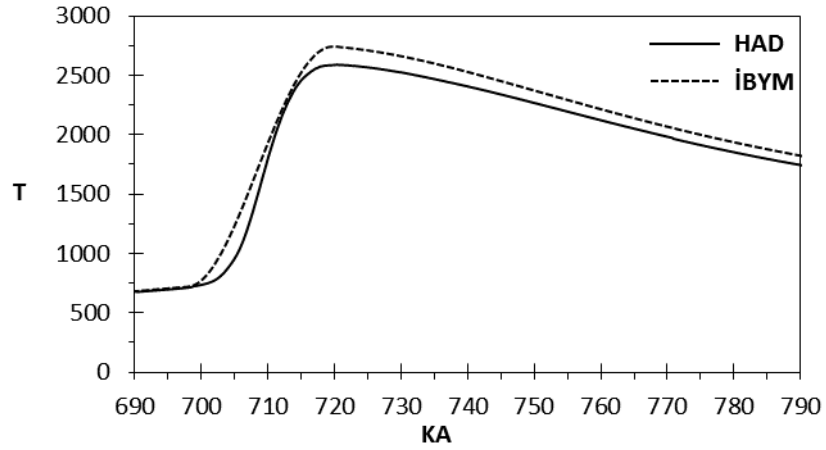
4.4.2 Oktan için İki Bölge Yanma Modeli ve HAD Çözümlerinin Karşılaştırılması

Eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ 'de ve sıkıştırma oranı $r=10$ 'da iki bölge yanma modeli ve HAD çözümlerine ait silindir içi basınç değerlerinin oktan için krank açısıyla değişimi Şekil 4.54'te görülmektedir. Bazı krank açısı değerlerinde çözümler birbirine eşit olmaktadır. İki çözümün oldukça yakın olduğu görülmektedir.



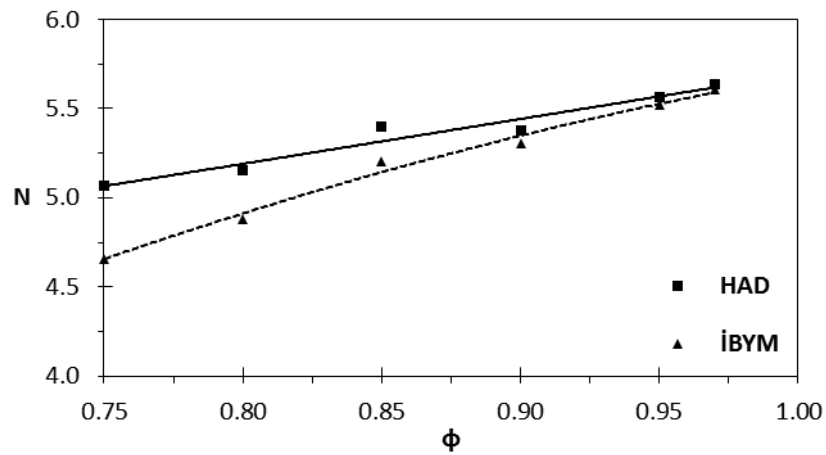
Şekil 4. 54 Silindir içi ortalama mutlak basıncın (bar) krank açısı ile değişimi

Şekil 4.55'te eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967$ ve sıkıştırma oranı $r=10$ için iki bölge yanma modeli ve HAD çözümlerine ait silindir içi sıcaklık değerlerinin krank açısıyla değişimi verilmiştir. Sıcaklık hesabı açısından iki çözüm arasında farklılıklar gözlene de çözümler birbirine yakındır.



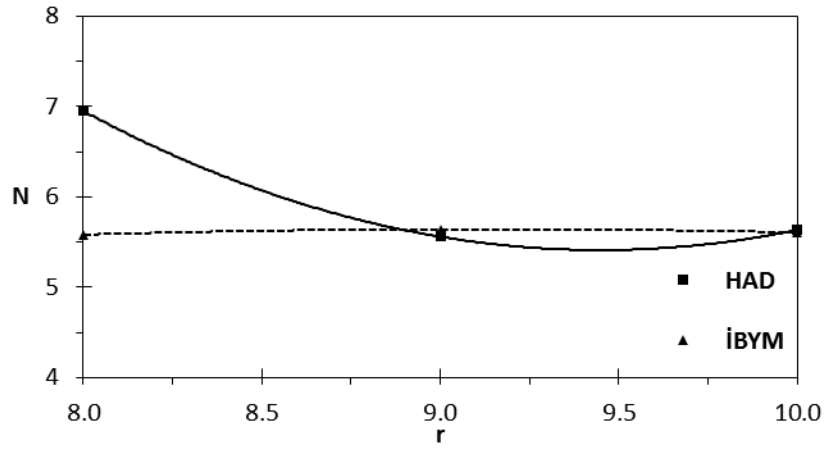
Şekil 4. 55 Silindir içi ortalama sıcaklığın krank açısı ile değişimi

İki bölgeli yanma modeli ve HAD çözümleri için $r=10'$ da indike gücün eşdeğerlik oranı ile değişimi Şekil 4.56'da görülmektedir. Eşdeğerlik oranının artması ile çözümler birbirlerine daha çok yaklaşmaktadır. Özellikle stokiyometrike yakın eşdeğerlik oranında ($\phi_1=0.967$) her iki çözümde hesaplanan indike güç değerleri neredeyse aynıdır.



Şekil 4. 56 Gücün (kW) $r=10'$ da eşdeğerlik oranı ile değişimi

İki bölgeli yanma modeli ve HAD çözümleri için eşdeğerlik oranı $\phi_1=0.967'$ de indike gücün sıkıştırma oranı ile değişimi Şekil 4.57'de görülmektedir. Sıkıştırma oranının artması ile çözümler daha da yaklaşmaktadır. $r=9'$ dan sonraki çözümlerin neredeyse aynı olduğu görülmektedir.



Şekil 4. 57 Gücün (kW) sıkıştırma oranlarına göre değişim

SONUÇ VE ÖNERİLER

İçten yanmalı motorlardan verimli olması, maksimum gücü üretmesi ve aynı zamanda çevreci olması beklenmektedir. Bu bağlamda yapılan çalışmalar yeni enjeksiyon teknolojileri, karışım oluşturma teknikleri, yakıtlar, supap açılış zamanlamaları, ateşleme mekanizmaları, yüksek basınçta püskürtme ve yanma odası teknolojileri üzerine yoğunlaşmıştır.

Mühendislik problemlerinin çözümünde deneysel uygulamaların yanı sıra HAD programlarının kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Bu amaçla içten yanmalı motorlarda soğuk akışın ve yanmanın HAD ile modellenmesi için kullanılan birçok yazılım bulunmaktadır. Bu yazılımların güvenilirliği yapılmış çalışmalarla doğrulanmıştır.

Bu bağlamda, tez çalışmasında tek silindri buji ateşlemeli bir motor için bölünmüş ve normal yanma odasında deneyleri gerçekleştirilecek TÜBİTAK projesinin yanma analizleri iki bölgeli yanma modeli ve HAD kullanılarak gerçekleştirilmiştir. İki bölgeli yanma modeline ait analizler normal yanma odası için gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri ise bölünmüş ve normal yanma odasında kısmi ön karışimli yanma için alev modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizler farklı eşdeğerlik ve sıkıştırma oranlarında yapılmıştır. Yapılan analizler birbirleri ile kıyaslamalı olarak çözümlerde verilmiştir.

- Metan ve oktan için iki bölgeli yanma modeline ait çözümler sıkıştırma oranı $r=10$ değerinde farklı eşdeğerlik oranlarında ve stokiyometrike yakın eşdeğerlik oranında ($\phi_1=0.967$) farklı sıkıştırma oranlarında karşılaştırılmıştır. İki bölgeli yanma modeline ait analizlerde indike güç bakımından yakıt olarak oktanın kullanılabileceği belirlenmiştir.

- Metan ve oktan için HAD çözümleri bölünmüş yanma odasında, sıkıştırma oranı $r=10$ değerinde farklı eşdeğerlik oranlarında ve stokiyometrike yakın eşdeğerlik oranında ($\phi_1=0.967$) farklı sıkıştırma oranlarında karşılaştırılmıştır. İndike güç bakımından $r=8.5$ 'ten sonra bölünmüş yanma odasında yakıt olarak metanın kullanılabileceği belirlenmiştir. İndike özgül yakıt sarfiyatı ve indike termik verim, tüm sıkıştırma ve eşdeğerlik oranlarında yakıt olarak metan kullanıldığında daha avantajlıdır. $r=10$ 'da yakıt olarak metan kullanmak indike termik verimi yaklaşık %10 artırmaktadır.
- Metan ve oktan için HAD çözümleri normal yanma odasında, sıkıştırma oranı $r=10$ değerinde farklı eşdeğerlik oranlarında ve stokiyometrike yakın eşdeğerlik oranında ($\phi_1=0.967$) farklı sıkıştırma oranlarında karşılaştırılmıştır. İndike güç bakımından $r=9.5$ 'ten sonra normal yanma odasında yakıt olarak oktanın kullanılabileceği belirlenmiştir. İndike özgül yakıt sarfiyatı bakımından metan avantajlıdır. $r=10$ 'da yakıt olarak oktan kullanmak indike termik verimi yaklaşık %3 artırmaktadır.
- Bölünmüş ve normal yanma odaları metan için $r=10$ 'da farklı eşdeğerlik oranlarında ve $\phi_1=0.967$ 'de farklı sıkıştırma oranlarında karşılaştırılmıştır. İndike güç, indike özgül yakıt sarfiyatı ve indike termik verim bakımından bölünmüş yanma odası $r=9.5$ 'ten sonra avantajlı hale gelmektedir.
- Bölünmüş ve normal yanma odaları oktan için $r=10$ 'da farklı eşdeğerlik oranlarında ve $\phi_1=0.967$ 'de farklı sıkıştırma oranlarında karşılaştırılmıştır. İndike güç, indike özgül yakıt sarfiyatı ve indike termik verim bakımından bölünmüş yanma odası $\phi_1=0.967$ 'de $r=9.5$ 'e kadar ve $r=10$ 'da $\phi_2=0.95$ 'e kadar avantajlıdır.

Bu çalışmada buji ateşlemeli tek silindri bir motora ilişkin performans parametreleri iki bölgesi yanma modeli ve HAD kullanılarak hesaplanmıştır. Yapılacak çalışmalarda aşağıdaki önerilerden faydalanılabilir;

- Silindir içerisindeki yanmanın görselleştirilmesi üzerine çalışmalar gerçekleştirilebilir.

- Daha fakir ve zengin karışımları da dikkate alacak şekilde eşdeğerlik oranı değiştirilerek çalışma genişletilebilir.
- Buji ateşlemeli motorlar $r=6-12$ sıkıştırma oranı aralığında çalışıklarından daha düşük ve daha yüksek sıkıştırma oranlarında; iki bölgeli yanma modeli çalışmaları, HAD çalışmaları ve deneysel çalışmalar yürütülebilir.
- Çalışmalarda motor performansının devir sayısı ile değişimi incelenilebilir.
- Farklı yakıtlar, yeni ateşleme teknikleri ve karışım oluşturma yöntemleri denenmelidir.
- Silindir içi akışkan hareketlerinin motor performansına etkileri incelenmelidir.
- Yeni yanma odası konseptleri üzerine çalışmalar yapılabilir.
- Buji ateşlemeli motor için yapılan çalışmalar sıkıştırma ateşlemeli motorlar için gerçekleştirilebilir.
- Bölünmüş ve normal yanma odası vuruntu açısından farklı parametrelere göre karşılaştırılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Shiga S., Ozone S., Machacon H. T. C., Karasawa T., Nakamura H., Ueda T., Jingu N., Huang Z., Tsue M. ve Kono M., (2002). "A Study of The Combustion and Emission Characteristics of Compressed Natural Gas Direct Injection Stratified Combustion Using A Rapid Compression Machine", *Combust. Flame*, 1–2:1–10.
- [2] Huang Z., Shiga S., Ueda T., Nakamura H., Ishima T., Obokata T., Tsue M. ve Kono M., (2003). "NO/NO₂; Concentration of Direct Injection Stratified Combustion Under Constant Volume Condition Fuelled by Compressed Natural Gas and Gasoline", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, 10:935–941.
- [3] Huang Z., Shiga S., Ueda T., Nakamura H., Ishima T., Obokata T., Tsue M. ve Kono M., (2003). "Visualization Study of Natural Gas Direct Injection Combustion", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, 8:667–676.
- [4] Chang Y. S. H., Yaacob Z. ve Mohsin R., (2007). "Computational Fluid Dynamics Simulation of Injection Mixer for CNG Engines", *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2007, San Francisco*.
- [5] Kurniawan W. H. ve Abdullah S., (2008). "Numerical Analysis of The Combustion Process in A Four-Stroke Compressed Natural Gas Engine with Direct Injection System", *J. Mech. Sci. Technol.*, 10:1937–1944.
- [6] Mitianiec W., Bogusławski A., Lacor C. ve Geurts B., (2009). "Combustion of CNG in Charged Spark Ignition Engines", *American Institute of Physics Conference Series 2009, Czestochowa*, 1190:98-113.
- [7] Abdullah S., Kurniawan W. H., Al-Rawi M. A., Ali Y. ve Mohamad T. I., (2009). "Computational Study of Homogeneous and Stratified Combustion in a Compressed Natural Gas Direct Injection Engine", *Proceedings of the 4th IASME/WSEAS International Conference on Energy & Environment (EE'09), 2009, Cambridge*, 377–382.
- [8] Wang Y., Zhang X., Li C. ve Wu J., (2010). "Experimental and Modeling Study of Performance and Emissions of SI Engine Fueled by Natural Gas–Hydrogen Mixtures", *Int. J. Hydrog. Energy*, 7:2680–2683.
- [9] Evans R. L., (2009). "Extending The Lean Limit of Natural-Gas Engines", *J. Eng. Gas Turbines Power, Illinois*, 1657:47-52.

- [10] Tiourad M. ve Mozafari A., (2009). "Prediction of Stratified Charge Divided Chamber Engine Performance", *Trans. B Mech. Eng.*, 1:92–100.
- [11] Liu Y. F., Liu B., Liu L., Zeng K. ve Huang Z. H., (2010). "Combustion Characteristics and Particulate Emission in A Natural-Gas Direct-Injection Engine: Effects of The Injection Timing and The Spark Timing", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, 8:1071–1080.
- [12] Mello P., Pelliza G., Cataluña R. ve da Silva R., (2006). "Evaluation of The Maximum Horsepower of Vehicles Converted for Use with Natural Gas Fuel", *Fuel*, 14-15:2180–2186.
- [13] Milton B. E., *Thermodynamics*, (1995). Combustion and Engines, 1st ed., Chapman & Hall, London.
- [14] Challen B. ve Baranescu R., (1999). Diesel Engine Reference Book, 2nd ed., Butterworth-Heinemann, Oxford.
- [15] Liberman M. A., (2008). Introduction to Physics and Chemistry of Combustion, Springer, Berlin Heidelberg.
- [16] Struchtrup H., (2014). Thermodynamics and Energy Conversion, Springer, Berlin Heidelberg.
- [17] Hilliard J. C. ve Springer G. S., (1984). Fuel Economy, Springer, Boston.
- [18] Vehicular Engine Design, (2006). Vienna.
- [19] Arcoumanis C. ve Kamimoto T., (2009). Flow and Combustion in Reciprocating Engines, Springer, Berlin Heidelberg.
- [20] Lenz H. P., (1992). Mixture Formation in Spark-Ignition Engines, Springer, Vienna.
- [21] Merker G. P., Schwarz C. ve Teichmann R., (2012). Combustion Engines Development. Springer, Berlin Heidelberg.
- [22] Weaving J. H., (1990). Internal Combustion Engineering: Science & Technology, Springer, Netherlands.
- [23] Gonca G., Sahin B., Ust Y., Parlak A. ve Safa A., (2015). "Comparison of Steam Injected Diesel Engine and Miller Cycled Diesel Engine by Using Two Zone Combustion Model", *J. Energy Inst.*, 1:43-52.
- [24] Gonca G., (2013). Miller Çevrimine Göre Çalışan Aşırı Doldurmalı Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun Performans ve Emisyonlar Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi, Doktora tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [25] Ferguson C. R. ve Kirkpatrick A., (2000). Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences, 2nd ed., John Wiley & Sons, New York.
- [26] Safa A., (2006). İçten Yanmalı Motorlarda Proses ve Emisyon Modellemesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [27] Hohenberg G. F., (1979). "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations".

- [28] Miyamoto N., Chikahisa T., Murayama T. ve Sawyer R., (1985). "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions".
- [29] Peters N., (1984). "Laminar Diffusion Flamelet Models in Non-Premixed Turbulent Combustion", Prog. Energy Combust. Sci., 3:319–339.
- [30] Deka M., (1998). "Numerische Simulation der Turbulenten Flammenausbreitung in Einem Direkt Einspritzenden Benzinmotor mit Einem Flamelet-Modell", Aachen.
- [31] Peters N., (1992). "A Spectral Closure for Premixed Turbulent Combustion in The Flamelet Regime", J. Fluid Mech., 1:611.
- [32] Ashurst W. T., (1990). "Geometry of Premixed Flames in Three-Dimensional Turbulence", Studying Turbulence Using Numerical Simulation Databases. Proceedings of the 1990 Summer Program.
- [33] Göttgens J., Mauss F. ve Peters N., (1992). "Analytic Approximations of Burning Velocities and Flame Thicknesses of Lean Hydrogen, Methane, Ethylene, Ethane, Acetylene, and Propane Flames", Symp. Int. Combust., 1:129–135.
- [34] Soylu S., (2001). Autoignition Modeling of Natural Gas for Engine Modeling Programs: An Experimental and Modeling Study, Doktora Tezi, Iowa State University, Ames, Iowa.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Feyyaz ARSLAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 27.01.1991 Sivas
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : arslanfeyyaz@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	Devam Ediyor
Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lise	Fen Bilimleri	Özel Yavuz Sultan Fen Lisesi	2009

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2014-Halen	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Proje

1. Enjeksiyonlu Bir CNG Motorunda Kademeli Dolgu Oluşumu için Bölünmüş Yanma Odası Tasarımı ve Yanma Optimizasyonu, Bursiyer, TÜBİTAK.