

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORLARDA YANMA OLAYININ İNCELENMESİ VE
OPTİMİZASYONU**

Selami MERCAN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Hanlar BAĞIROV
(Danışman)

Makine Mühendisliği, Doç Dr.
(Bölümü, Ünvanı)

(İmzası)

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne

Bu çalışma, jürimiz tarafından, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan

Üye

Üye

Üye

Üye

Onay

Yukarıda ki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylıyorum.

..../..../2007

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜ MÜDÜRÜ

Prof. Dr. H. Hüseyin BAŞIBÜYÜK

Bu tez Cumhuriyet Üniversitesi Senatosunun 05.01.1984 tarihli toplantısında kabul edilen ve daha sonra 30.12.1993 tarihinde Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğünce hazırlanan ve yayınlanan “Yüksek Lisans ve Doktora Tez Yazım Kılavuzu” adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

İÇİNDEKİLER

BÖLÜM I

1.1 Giriş	1
1.2 Son Yıllarda Yapılan Çalışmalar	2
1.3 Dizel Motorlarda Yanma Hızının Hesabına Ait Bağlıntılar	4
1.4 Yanma Hızının Moleküllerin Çarpışmalarından Tâyini	5
1.5 İtten Yanmalı Motorlarda Var Olan Yanma Olayı Analitik İfadelerinin Analizi	6
1.6 Motorlarda Yanma Hızının Zincir Reaksiyonunun Kanunlarına Uygunluğu	12
1.7 Yanma Hızının Yarı Ampirik Denklemleri	17

BÖLÜM II

İŞ ÇEVİRİMİNİN YANMA HIZI VE TUTUŞMA AVANSI AÇISI GÖZ ÖNÜNE ALINARAK HESABI

2.1 Giriş	20
2.2 Emme ve Sıkıştırma Olayının Hesabı	21
2.3 İş Karışımı Özgöl Isıları Oranının Hesabı	24
2.4 Dizel Yakıtı Yanma Ürünleri ve Hava İçin Formüller	25
2.5 Yanma Olayı Katsayıları ve Parametrelerin Seçimi	29
2.6 Yanma Olayının Hesabı	29
2.7 Yanma Olayı Katsayıları ve Yanma Isısı Kullanımı	30
2.8 Yanma Olayı Sıcaklığının Hesabı	37
2.9 Basınç Artış Hızının Hesabı	40
2.10 Genişleme Olayının Hesabı	41
2.11 İş Çevrimi İndike Parametrelerinin Hesabı	42

BÖLÜM III

YANMA OLAYININ İNDİKATÖR DİYAGRAMI ÜZERE ARAŞTIRILMASI

3.1 Giriş	45
3.2 İndikatör Diyagramının Tahlilinde Kullanılan Temel Denklemler ve Formüller	46
3.3 Yanma Olayının Araştırılması	48
3.4 Yanma Olayının İndikatör Diyagramı Üzere Araştırılmasının Bir Örneği	53

BÖLÜM IV
DİZELLERDE İŞ ÇEVİRİMİ ARAŞTIRMALARI

4.1 Giriş	59
4.2 Araştırma Yöntemi Üzere Genel Düşünceler ve Akış Verileri	59
4.3 Dizelerde Yakıtın Kendi Kendine Tutuşma Olayı	59
4.4 Başlangıç Verileri	61
4.5 Tutuşma Avansı Açısının İş Çevrimine Etkileri	62
4.6 Yanma Süresinin İş Çevrimine Etkileri	67
4.7 Yanma Karakteri Göstergesinin İş Çevrimine Etkileri	81
4.8 Sıkıştırma Oranının İş Çevrimine Etkileri	91
4.9 Hava Fazlalık Katsayısının İş Çevrimine Etkileri	95
4.10 Yanma Etkinlik Katsayısının İş Çevrimine Etkileri	99

BÖLÜM V

TARTIŞMA ve SONUÇ

103

BÖLÜM VI

KAYNAKLAR

107

BÖLÜM VII

ÖZGEÇMİŞ

109

BÖLÜM VIII

EKLER

8.1 EK 1 Çevrim Hesabı Yapan Basic Programı

110-113

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DİZEL MOTORLARDA YANMA OLAYININ İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Selami MERCAN

Cumhuriyet Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Hanlar BAĞIROV

Bu çalışma, bir dizel motorun optimal iş çevrimini elde etmek amacı ile yanma olayını etkileyen faktörlerin iş çevrimine etkilerini ve motorun optimal çalışma değerlerinin belirlenmesini içermektedir. Bu amaçla motorun tek boyutlu matematiksel modeli hazırlandıktan sonra Basic programı yardımı ile yanma olayını etkileyen faktörlerden birini değiştirip, geri kalanları sabit tutmak şartı ile bu faktörlerin iş çevrimine etkileri ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca motorun optimum çalışma modellerinin belirlenmesi için yanma süresi (φ_z), yanmada efektif merkezlerin göreceli yoğunluğunun zamana göre değişim karakterini gösteren (m)'in, yanma hızının (w_o), sıkıştırma oranının (ε), yanma etkinlik katsayısının (ξ) ve hava fazlalık katsayısının (λ) yanma olayına etkileri krank mili açısına (φ) bağlı olarak incelenmiştir. Belirlenen optimum çalışma değerleri motorun en uygun işletme koşulları olarak ortaya konulmuştur.

ANAHTAR KELİMELER: Dizel motor, Yanma, İçten Yanmalı Motorlar

SUMMARY

MsC Thesis

INVESTIGATION OF COMBUSTION AND OPTIMIZATION ON DIESEL ENGINE

Selami MERCAN

Cumhuriyet Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Supervisor: Doç. Dr. Hanlar BAĞIROV

In this study, in order to obtain optimal work cycle of a diesel engine, effects of combustion factors to work cycle are investigated. The study also contains determination of optimal operation values of engine. One dimensional model of combustion is used and solutions are obtained by a basic code. The effects of combustion time (ϕ_z), rate of relative density (m), compression ratio (ϵ), effective combustion coefficient (ξ), air/fuel ratio (λ) and combustion velocity (w_o) versus krankshaft angle are investigated to obtain optimal operation models.

Key Words: Diesel engine, Combustion, Internal Combustion Engine

TEŞEKKÜR

Çalışmalarında bana her zaman en büyük desteği vermiő olan danıőmanım Doç. Dr. Hanlar BAGIROV'a, değerli katkılarından dolayı Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine ve desteğini esirgemeyen arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Selami MERCAN

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1.1 : Otomobil dizelinde çeşitli yakıtların yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri.	18
Şekil 1.2 : Aşırı doldurmalı dizelde motorin yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri	19
Şekil 2.1 : Tipik yanma eğrileri	20
Şekil 2.2 : Dizel yakıtı yanma ürünleri ve hava için $k = \mu_{cp} / \mu_{cv}$ oranının çeşitli λ ve $1/T$ değerlerinde değişim diyagramları	27
Şekil 2.3 : Dizel yakıtı yanma ürünleri için $a_\lambda = f(1/\lambda)$ fonksiyonunun grafiği	28
Şekil 2.4 : Yanma olayının $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgelerine ayrılması	36
Şekil 2.5 : Yanma olayının $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgesine ayrılması	36
Şekil 2.6 : Gazların mutlak işinin tayin edilmesi	42
Şekil 3.1 : Yanma olayı tahliline ait diyagram	48
Şekil 3.2 : İndikatör diyagramının hesaplanmış verilerle karşılaştırılması	58
Şekil 4.1 : θ 'nın beş farklı değeri için diyagramlar $\varphi_z = 78^\circ$; $m = 0,3$; $\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$	63
Şekil 4.2 : İş Çevriminin Temel Parametrelerinin θ 'ya bağlı olarak değişim grafikleri $\varphi_z = 78^\circ$; $m = 0,3$; $\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$	67
Şekil 4.3 : Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği $\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$; ve $\varphi_z = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$	68
Şekil 4.4 : Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği $\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$; ve $\varphi_z = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$	69
Şekil 4.5 : x 'in krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği $\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$; ve $\varphi_z = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$	69
Şekil 4.6 : w_o 'n krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği $\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$; ve $\varphi_z = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$	70
Şekil 4.7 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $m = 0,3$; $\xi = 0,81$; $\varphi_z = 20^\circ$; $\theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	72
Şekil 4.8 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $m = 0,3$; $\xi = 0,81$; $\varphi_z = 20^\circ$; $\theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	72

Şekil 4.9 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 40^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	73
Şekil 4.10 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 40^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	73
Şekil 4.11 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 50^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	74
Şekil 4.12 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 50^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	74
Şekil 4.13 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 60^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	75
Şekil 4.14 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 60^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	75
Şekil 4.15 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 80^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	76
Şekil 4.16 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 80^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	76
Şekil 4.17 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 100^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	77
Şekil 4.18 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 100^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$	77
Şekil 4.19 : İş çevrimi temel parametrelerinin θ ve φ_z 'ye bağlı değişim grafiği	79
Şekil 4.20 : Optimal tutuşma avansı açısının φ_z 'ye ve m 'ye bağlı değişim grafikleri	80
Şekil 4.21 : Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \theta = 10^\circ$ ve $\xi = 0,81$	82
Şekil 4.22 : Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \theta = 10^\circ$ ve $\xi = 0,81$	82
Şekil 4.23 : x 'in krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \theta = 10^\circ$ ve $\xi = 0,81$	83
Şekil 4.24 : w_φ 'nin krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği	
$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \theta = 10^\circ$ ve $\xi = 0,81$	83

Şekil 4.25 : $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81$ ve $\theta = 10^\circ$ iken $m = 0; 0,3; 1,0;$ ve $2,0$ halleri için $P = f(v)$ diyagramı	84
Şekil 4.26 : $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81;$ $m = 0$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları	84
Şekil 4.27 : $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81;$ $m = 0,3$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları	85
Şekil 4.28 : $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81;$ $m = 1,0$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları	85
Şekil 4.29 : $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81;$ $m = 1,5$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları	86
Şekil 4.30 : $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81;$ $m = 2,0$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları	86
Şekil 4.31 : İş çevrimi temel parametrelerinin θ ve m 'ye bağlı değişim grafikleri $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81$	90
Şekil 4.32 : Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişimi $\varepsilon = 11, 14, 17, 20; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81$	91
Şekil 4.33 : Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişimi $\varepsilon = 11, 14, 17, 20; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81$	92
Şekil 4.34 : İş çevrimi temel parametrelerinin ε ve θ 'ya bağlı değişim grafikleri $\varepsilon = 11, 14, 17, 20; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81$	94
Şekil 4.35 : Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişimi $\lambda = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; \varepsilon = 17; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81; P_a = 0,092 \text{ MPa}$	95
Şekil 4.36 : Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişimi $\lambda = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; \varepsilon = 17; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81; P_a = 0,092 \text{ MPa}$	96
Şekil 4.37 : İş çevrimi temel parametrelerinin λ ve θ 'ya bağlı değişim grafikleri $\lambda = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; \varepsilon = 17; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81; P_a = 0,092 \text{ MPa}$	98
Şekil 4.38 : Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişimi $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,71; 0,81; 0,91$	99
Şekil 4.39 : Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişimi $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,71; 0,81; 0,91$	100
Şekil 4.40 : İş çevrimi temel parametrelerinin ξ ve θ 'ya bağlı değişim grafikleri $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,71; 0,81; 0,91$	102

TABLolar DİZİNİ

	Sayfa No
Tablo 1.1: İçten yanmalı bir motorun hesaplamalarında kullanılan matematik modeller	2
Tablo 2.1: Dizel yakıtı yanma ürünleri ve hava için (μ_{cv}) 'nin sıcaklığa ve hava fazlalık katsayısına bağlı ilk hesaplanmış değerleri [Kcal/(mol. der.)]	25
Tablo 2.2: Dizel yakıtı yanma ürünleri ve hava için k'nın sıcaklığa ve hava fazlalık katsayısına bağlı olarak hesaplanmış değerleri	26
Tablo 2.3: Dizelerde yanma odası biçimi ve karışımın oluşturulma yöntemine bağlı olarak yanma parametrelerinin tayini	29
Tablo 3.1: Gaz basıncının deneysel değerleri ile hesaplanmış değerlerin karşılaştırılması	57
Tablo 4.1: Dizel iş çevrimi temel parametrelerinin hesap adımına bağlı değişimi	62
Tablo 4.2: Yanma olayının hesap sonuçları $\theta = 10^\circ$; $\varphi_z = 78^\circ$; $\xi = 0,81$; $m = 0,3$	64
Tablo 4.3: Teorik iş çevriminin parametreleri	66
Tablo 4.4: Teorik iş çevriminin enerji ve ekonomiklik parametreleri	66
Tablo 4.5: Yama süresinin iş çevrimi parametrelerine etkisi $\theta = 10^\circ$; $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\xi = 0,81$; $m = 0,3$	70
Tablo 4.6 : φ_z ve m'e bağlı olan optimal tutuşma avansı açıları	78
Tablo 4.7 : İş çevrimi parametrelerinin optimal tutuşma avansı açılarında yanma süresi φ_z 'ye bağlı olarak değişimleri ($\varepsilon = 17$, $\lambda = 1,4$, $\xi = 0,81$, $m = 0,3$)	80
Tablo 4.8 : İş çevrimi parametrelerinin optimal tutuşma avansı açılarında yanma karakteri göstergesi m'ye bağımlılığı $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$ $\xi = 0,81$	88
Tablo 4.9 : İş çevrimi parametrelerinin hava fazlalık katsayısı λ 'a bağlı değişimi $\lambda = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8$; $\varepsilon = 17$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$	92
Tablo 4.10 : İş çevrimi parametrelerinin sıkıştırma oranı ε 'a bağlı değişimi $\varepsilon = 11, 14, 17, 20$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$	96
Tablo 4.11 : İş çevrimi parametrelerinin yanma etkinlik ξ 'e bağlı değişimi $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,71; 0,81; 0,91$	100

SİMGELER DİZİNİ

Simge	Açıklama	Birim
D	Silindir çapı	[mm]
$\xi_{\text{çev}}$	Çevrim başına silindire giren yakıt miktarı	[kg yakıt / çevrim]
g_i	İndike özgül yakıt tüketimi	[gr / (kW · h)]
$G_{i,k}$	İş karışımının 1 kg. yakıtta indirgenmiş ağırlığı	[kg i.k / kg yakıt]
$G_{t,k}$	Taze karışımın 1 kg. yakıtta indirgenmiş ağırlığı	[kg t.k / kg yakıt]
G_r	Artık gazların 1 kg. yakıtta indirgenmiş ağırlığı	[kg a.g / kg yakıt]
H_u	Yakıtın alt ısıl değeri	[kJ/kg , kJ/m ³]
$H_{i,k}$	İş karışımının ısıl değeri	[kJ/kmol]
k	İş karışımının özgül ısılar oranı	
ℓ_{min}	1 kg yakıtın yanması için gerekli minimum hava miktarı	[kg hava / kg yakıt]
L_{min}	Bir kg yakıtın yanması için gerekli min. havanın mol miktarı	[kmol hava /kg yakıt]
m	Yanma karakteri göstergesi	
$M_{i,k}$	İş karışımının mol miktarı	[kmol i.k / kg yakıt]
M_r	Artık gazların mol miktarı	[kmol a.g / kg yakıt]
$M_{t,k}$	Taze karışımın mol miktarı	[kmol t.k / kg yakıt]
n	Devir sayısı	[dev / dak]
n_1	Sıkıştırma olayı ortalama politropik üssü	
n_2	Genişleme olayı ortalama politropik üssü	
P	Silindir içindeki basınç	[MPa]
P_i	Ortalama indike basınç	[MPa]
P_{max}	Silindir içi maksimum basınç	[MPa]
P_r	Artık gaz basıncı	[MPa]
P_o	Çevre ortam basıncı	[MPa]
q	Yanmanın özgül ısı kullanımı	[Mj / (kW·h)]
q_z	1 kg. iş karışımının iç enerjisini yükseltmek ve mekanik iş yapmak için kullanılan toplam özgül ısı miktarı	[Mj / (kW·h)]
Q_z	Kullanılan toplam ısı miktarı	[Mj / (kW·h)]

Q_x	t süresince açığa çıkan ısı miktarı	[Mj / (kW·h)]
Q_{kay}	Isı kayıpları	[Mj / (kW·h)]
R_u	Üniversal gaz sabiti	[kj / (kmol K)]
S	Strok	[mm]
t	Tutuşma anından hesaplanan anlık zaman dilimi	
t_z	Tutuşma anından şartlı yanma sonuna kadar geçen zaman dilimi	
T	Silindir içindeki sıcaklık	[K]
T_{max}	Silindir içi maksimum sıcaklık	[K]
T_r	Artık gaz sıcaklığı	[K]
T_o	Çevre ortam sıcaklığı	[K]
V	Silindir hacmi	[lt , m ³]
w_p	Ortalama basınç artış hızı	[MPa/rad.]
w_o	Yanmanın soyut hızı	
x	Yanmış yakıt kütlesi oranı	
μ_h	Havanın mol kütlesi	[kg / kmol]
μ_{C_p}	Sabit basınçta özgül ısı	[kJ/(kmol °C)]
μ_{C_v}	Sabit hacimde özgül ısı	[kJ/(kmol °C)]
λ	Hava fazlalık katsayısı	
λ_b	Krank kolu dönme dairesi yarı çapının biyel kolu uzunluğuna oranı	
φ	Krank mili dönme açısı	[derece]
α	Krank milinin Ü.Ö.N'dan hesaplanan dönme açısı	[derece]
γ_r	Artık gaz katsayısı	
ε	Sıkıştırma oranı	
η_v	Volumetrik verim	
η_i	İndike verim	
θ	Tutuşma avansı açısı	[° KMA]
φ_z	Şartlı yanma süresi	[° KMA]
ξ	Yanma etkinlik katsayısı	
δ	Isı ayrılma katsayısı	
ϑ	Özgül hacim	

ΔM t zamanında mol miktarı değişimi

ΔT Emme kanalının sıcak parçalarında ve silindir çeperlerinden olan ısı iletimi nedeniyle sıcaklık artışı

[K]

BÖLÜM I

DİZEL MOTORLARDA YANMA OLAYINI AÇIKLAYAN BAĞINTILAR

1.1 Giriş

İçten yanmalı motorların daha uzun yıllar ekonomik olarak kullanılabilmesi için bu motorlarda yakıt olarak hidrokarbon ürünlerinin kullanımı, alternatif yakıtların beklentilere cevap verecek gelişim sürecini tamamlayana kadar zorunluluk olarak kalacaktır ve bu şartlarda en ekonomik seçenek olacaktır.

Dünya petrol rezervlerinin hızla azalması, bu tür yakıtların arz-talep dengesi içerisinde fiyatlarının artması ve fiyat istikrarsızlığı, özellikle bizim gibi gelişmekte olan ülke ekonomileri için ciddi yükler oluşturmaktadır. Bu gibi nedenlerle bu tür yakıtların daha ekonomik kullanılabilmesi için günümüze kadar bir çok çalışma yapılmıştır. Esasen tüm içten yanmalı motorlar konusundaki çalışmalar, ilerlemenin artık mekanik yönde değil, silindir içerisinde yakılan yakıttan elde edilen enerjinin daha iyi kullanılması amacı ile yanma olayının iyileştirilmesi yönünde olduğunu göstermektedir. Bu nedenle içten yanmalı motorlarda verimin artırılması ve yakıt tüketiminin azaltılması için yapılan çalışmaların çoğu yanma kalitesini artırmaya yönelik olmuştur.

Bilgisayar teknolojilerinin gelişmesi, motor çevrimlerinin teorik hesaplarının daha kolay ve daha hızlı yapılmasına imkan sağlamıştır. Bu amaçla son yıllarda motor çevrimini hesaplayan çeşitli bilgisayar modelleri ve sayısal yöntemleri geliştirilmektedir. İçten yanmalı motor çevrimlerinin sayısal hesaplamaları konusunda yapılan çalışmalar tarihsel gelişimine uygun şekilde tezimizin birinci kısmında verilmiştir. Aşağıdaki tabloda (Tablo 1.1) genel olarak içten yanmalı motorlarda geliştirilen modeller ve bu modellerde emeği geçen bilim adamları görülmektedir.

Tablo 1.1: İçten yanmalı bir motorun hesaplamalarında kullanılan matematik modeller

Modelin Uygulanma Alanı	Geliştirilen Matematik Model
Gazların termodinamik özellikleri	<ul style="list-style-type: none">• Olikara&Borman Kanunu• Newall&Starkman Kanunu• Kenan&Kayes Kanunu
Silindir İçinde Isı Transferi	<ul style="list-style-type: none">• Woschni Modeli• Hohenberg modeli• Eichelberg Modeli• Annand Modeli• Bargende Modeli
Akışkan Akımı	<ul style="list-style-type: none">• Karakteristikler Metodu• Barre de Saint Venant Modeli
Yanma	<ul style="list-style-type: none">• Vibe fonksiyonu• Whitehouse&Way Modeli
Sürtünme Kaybı	<ul style="list-style-type: none">• Chen& Flynn Modeli
Egzoz ve Emme devrelerinde Isı transferi	<ul style="list-style-type: none">• Zapf Eşitliği

Motor gücü, ekonomikliği, iş güvenliği, uzun ömürlülüğü ve egzoz gazı zehirliliği iş çevrimi mükemmelliğine bağlıdır. İş çevrimi gerçekleşmesinde ana rolü üstlenen yanma olayıdır. İş çevrimi mükemmelliği hem genel yanma dolgunluğu hem de yanma hızı ile değerlendirilir. Örneğin, diğer eşdeğer koşullarda maksimum çevrim işi, dolayısıyla maksimum motor gücü ve en iyi yakıt tasarrufuna optimum yanma hızında ulaşılabilir.[1]

Bu çalışmamızda yanma olayının matematiksel modelinin hazırlanmasında ünlü Rus bilim adamı İ.İ. Vibe'nin yanma fonksiyonlarından yararlanılmıştır. Yanma modelinin hazırlanmasında Vibe fonksiyonunun seçilmesinin temel nedenleri tezimizin birinci bölümünde açıklanmıştır.

Bu çalışmamızda referans olarak kullandığımız motora ait teknik özellikler tezimizin ikinci bölümünde açıklanmıştır. Referans motorumuza ait yanma olayının matematiksel modeli hazırlanmış ve bu model basic programlama dili kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Böylece motorda yanma olayına etki eden karakteristiklerde yapılacak değişikliklerin, basınç, sıcaklık, verim ve yakıt tüketimi üzerine etkilerinin incelenbilmesine imkan hazırlanmıştır.

Yanma olayına etki eden karakteristikler değiştirilerek ve programdan elde edilen sayısal verilerden istifade edilerek oluşturulan tablolar ile motorun yanma olayının optimizasyonunu sağlayacak değerler teorik olarak elde edilmiştir.

Bu çalışmada ortaya koyulan ampirik denklemlerden elde edilen sonuçlar ile, gerçek motor çevrimlerinden elde edilen indikatör diyagramı verilerinin bir birine yakınlıkları incelenmiştir. Bu ampirik denklemlerin %0,05...%0,15'lik bir yaklaşımla, gerçeğini aratmayacak ölçüde doğru ve yakın sonuçlar ortaya koyduğu görülmüştür. Böylece bu denklemlerden yararlanılarak, motorları oluşturan ana parçalara etkiyecek mekanik ve dinamik kuvvetler önceden bilinebilecektir.

1.2 Son Yıllarda Yapılan Çalışmalar

Dizel motorlarda yanma odasına yakıtın püskürtülmesi ile başlayan karışım oluşumu, tutuşma ve yanma süreçleri çok iyi tanımlanamayan karmaşık kimyasal ve fiziksel olayların sonucunda gerçekleşir. Dizel motorlar üzerinde araştırma ve geliştirme çalışmaları oldukça yüksek maliyetli laboratuvar imkanları dahilinde yapılabilmektedir. Bu tip deneysel çalışmaların sayısını azaltmak için günümüze kadar, tezimizin ilerleyen kısmında konunun tarihsel gelişim sırasına göre değinildiği gibi bir çok çalışma yapılmıştır. 1980'li yıllara doğru içten yanmalı motorlardaki yanma süreci için sayısal akışkanlar mekaniği modellerinin kullanımı başlamıştır.

Sonlu hacimler metodu kullanılarak elde edilen sayısal çözümler, bilgisayar teknolojisinin ilerlemesi ile daha kapsamlı hale getirilmiştir.

1990 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde Prof. Dr. Metin Ergeneman danışmanlığında "Dizel motorlarda yanma kanununun bilgisayar modellemesi" başlıklı bir yüksek lisans tez çalışması yapılmıştır. Çalışmada Vibe fonksiyonu kullanılarak dizel motorlardaki yanma olayı için bir simülasyon algoritmasına ulaşılmaya çalışılmıştır. Çalışmada sonlu farklar prensibinden farklı olarak küçük kareler metodunun Vibe fonksiyonuna uygulaması yapılmıştır.

Unix tabanlı işletim sistemlerine sahip süper bilgisayarlar olarak ta adlandırdığımız çok işlemcili bilgisayarlar olan PC, SGI ve SUN bilgisayarları kullanılarak Conchas-Spray ve KIVA programları günümüzde içten yanmalı motorlardaki yanma olayının tek ve çok boyutlu modellenen çalışmalarına hız kazandırmıştır.

1993 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde Prof. Dr. Cem Soruşbay danışmanlığında "İçten yanmalı motorlarda yanma fonksiyonunun incelenmesi" başlıklı bir yüksek lisans tez çalışması yapılmıştır. Çalışmada benzin motoru içerisinde sıkıştırma strokundan başlayarak yanma sonuna kadar gelişen fiziksel ve kimyasal olayları modelleyen Conchas-Spray bilgisayar programı kullanılarak yanma performansını etkileyen parametreler ayrı ayrı ele alınıp incelenmiştir.

KIVA programı ülkemizde İstanbul Teknik Üniversitesi'nde, Otomotiv Ana Bilim Dalında kullanılmaktadır. Programdan istifade edilerek "Gemi dizel motorlarında karışım oluşumunun çok boyutlu matematiksel modeli" başlığı altında 2004 yılında Özgür Oğuz Taşkiran tarafından yapılmış bir yüksek lisans çalışması bulunmaktadır.

New Mexico'daki Los Alamos Ulusal Laboratuvarlarında KIVA programının geliştirilme çalışmaları 1980'li yıllardan günümüze kadar devam etmiştir. Konuyla ilgili olarak 1990'da Amden A.A, O'Rourke, P.J ve Butler "KIVA II: A Computer Program for Chemical Reactive Flows with Spray" çalışmalarında bulunmuşlardır.

1997'de KIVA II'ye üç boyut özelliği kazandırılmış ve "KIVA 3V A Block Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves" programı Los Alamos Ulusal Laboratuvarlarında geliştirilmiştir. Bu program bir çok üniversitede ve motor AR-GE çalışmalarında firmalarca kullanılmaktadır.

KIVA 3V programı kimyasal reaksiyonlu akışkanlar dinamiği denklemlerini aynı zamanda buharlaşan sıvıların püskürtülmesi dinamiğini çözümleyen bir programdır. Bu program özellikle bilinen içten yanmalı motor uygulamaları ve benzer nitelikteki uygulamaları kolaylaştırmak için geliştirilmiştir. Formülasyonu tamimiyle üç boyutludur fakat basit ve iki boyutlu objeler içinde kullanılabilir. Özellikle hareketli sınırların çözümlenmesinde program son derece faydalıdır.

Conchas-Spray iki boyutlu modelleme programında basınç yenileme tekrarlanması kullanılırken KIVA 3V'de akustik alt çevrim metodunun alçak mach sayısına etkileri kullanılır.

Üç boyutlu bilgisayar modellemelerinin gelişmesine rağmen, mevcut programların kullanımı için gerekli donanımın pahalı olması, programların kullanım zorlukları ve programların kullanımı ile ilgili bilgi eksiklikleri mevcuttur. Bu gibi nedenlerden dolayı bu programların yerine tek boyutlu ve daha az bilgisayar zamanı gerektiren, fakat fiziksel bakımdan yanma prosesinin gidişini ve çeşitli faktörlerin bu prosese etkilerini çok boyutlu modellerden geri kalmayacak ölçüde gerçek prosese yakın bir şekilde veren tek boyutlu modellerin geliştirilmesi ve konuyla ilgili deneysel çalışmaların yapılmasına da devam edilmektedir.

2005 yılında Marmara Üniversitesi'nde Prof. Dr. Korhan Binerk danışmanlığında doktora tezi olarak Metin Gümüş'ün "Dizel motorlarda tutuşma gecikmesinin silindir basınç seviyesine etkisi" konulu deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneylerde İ.E.T.T'nin motor test atölyesi kullanılmıştır.

2006 yılında Hanyang üniversitesinden (Kore) Hyun Kyu Suh ve Chang Sik Lee, Wisconsin üniversitesinden (ABD) Sung Wook Park "Effect of piezo-driven injection system on the macroscopic and microscopic atomization characteristics of diesel fuel spray" başlıklı bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarında yakıt püskürtme ve atomizasyon karakteristiklerini Nd YAG lazer cihazı ve ICCD kamera kullanarak gerçekleştirmişlerdir.

Tezimizde de kullandığımız Vibe fonksiyonu ile içten yanmalı motorlarda tek boyutlu matematiksel model oluşturma çabaları, üç boyutlu modellerden daha az bilgisayar zamanı gerektirmesi nedeni ile Almanya'da da 1995'ten beri devam etmektedir. İçten yanmalı motor enstitüsünde Claus Bruer tarafından Vibe fonksiyonları kullanılarak, farklı viskoziteye ve setan sayısına sahip yakıt çeşitlerinin yanında alternatif yakıtlarla yapılmış iş çevrimi analizlerini içeren bir çalışma yapılmıştır.

Çukurova Üniversitesi'nde 2000 yılında Prof. Dr. Kadir Aydın danışmanlığında "Diesel engine combustion and emission modeling" başlıklı bir yüksek lisans tez çalışması yapılmıştır. Çalışmada içten yanmalı motorların tek boyutlu modellemesi için kullanılabilecek en uygun yanma denkleminin Vibe tarafından önerildiğine atıfta bulunulmuştur. Ayrıca üç boyutlu modellemenin uzun bilgisayar zamanı ve yüksek bilgisayar hafızası ihtiyacı nedeni ile tercih edilmediği ifade edilmiştir.

1.3 Dizel Motorlarda Yanma Hızının Hesabına Ait Bağlıntılar

Dizel motorlarında yanma hızının tayinine ait bağıntılar önceleri genellikle ampirik olarak verilmekle beraber, daha sonraları kimyasal kinetiğin kanunlarına dayanan yöntemler önem kazanmaya başlamıştır. Bu bölümde bağıntılar konunun tarihsel gelişimine uygun biçimde izah edilmeye çalışılacaktır.

Yanma hızı üzerindeki ilk çalışmalar Mallard ve le Chatelier'ye kadar uzanır (1883). Açık bir boruda tutuşturulan yanıcı bir gazın normal yanma hızını, yanmış bölge sıcaklığı T_y , yanmamış bölge sıcaklığı T_1 , ve tutuşma sıcaklığı T_z 'ye bağlı olarak;

$$v_a = \frac{k(T_y - T_z)}{c(T_z - T_1)} \quad (1.1)$$

formülüyle vermişlerdir. T_z sıcaklığının tespiti çok izafi olduğundan bu bağıntı pratik bakımdan önem taşımamaktadır. Daha sonra aynı formülün benzerlerini bazı etkileri de katmak suretiyle Nusselt [2] ve Eucken [3] de vermişlerdir.

1.4 Yanma Hızının Moleküllerin Çarpışmalarından Tâyini

F.A.F. Schmidt birim zamanda dönüŖen yakıt miktarı $d[B]/dt$ için moleküllerin çarpışma sayılarını göz önüne alarak bimoleküler ve homojen bir reaksiyonda

$$\frac{d[B]}{dt} = \pi(r_1 + r_2)^2 \sqrt{\omega_1^2 + \omega_2^2} \cdot N_L \cdot [O_2][B]e^{-E/RT} \quad (1.2)$$

bağıntısını vermiştir [4], [5].

Burada

$[B]$, $[O_2]$: Yakıtın ve oksijenin moleküler konsantrasyonlarını,

r_1 ve r_2 : Reaksiyona giren moleküllerin ortalama yarıçaplarını,

ω_1 ve ω_2 : Yakıt ve oksijen moleküllerinin ortalama hızlarını,

N_L : Losohmidt sayısını, yani gazın $1m^3$ undeki molekül sayısını göstermektedir.

Bu bağıntı moleküllerin çarpışma olasılığına dayanarak ve iki molekül arasındaki reaksiyonun ancak toplam $E_1 + E_2$ belirli bir E değerini aştıktan sonra başlayabileceği kabul edilerek bulunmaktadır. Bu durumda reaksiyonun doğmasına ait olasılık $e^{-E/RT}$ ile ifade edilebilmektedir.

Çarpışma sayısı;

$$\pi(r_1 + r_2)^2 \sqrt{\omega_1^2 + \omega_2^2} \cdot n_1 \cdot n_2 \quad (1.3)$$

olmaktadır. Burada n_1 ve n_2 yakıt ve oksijenin molekül sayılarıdır. Örneğin $n_{O_2} = [O_2] \cdot N_L$ 'dir.

Teorik olarak oluşabilecek reaksiyon doğurabilen çarpışmaların toplam sayısı

$$\pi(r_1 + r_2)^2 \sqrt{\omega_1^2 + \omega_2^2} \cdot N_L^2 \cdot [O_2][B]e^{-E/RT} \quad (1.4)$$

olarak elde edilmektedir.

Yapılan bazı basitleştirici kabullerde tutuşma gecikmesi için de

$$Z = \frac{e^{-E/RT} \cdot \sqrt{T_1}}{P_1} \cdot \alpha \cdot \beta \quad (1.5)$$

bağıntısı verilmiştir. Burada (1) indisi başlangıç durumunu karakterize etmektedir. α yakıtla bağılı bir sabit. β ise tutuşma gecikmesi sırasında ortaya çıkan sıcaklık yükselmesinden ötürü göz önüne alınan bir düzeltme faktörüdür:

$$\beta = \frac{\int_{T_1}^{T_z} \frac{e^{E/RT}}{\sqrt{T}} dT}{\frac{e^{E/RT_1}}{\sqrt{T}} (T_z - T_1)} \quad (1.6)$$

Burada T_z : tespit olunan tutuşma sıcaklığıdır.

Bu metod Arhenius'un hız sabitinin sıcaklığa bağlılığı için verdiği

$$\frac{d \ln k}{dT} = \frac{E}{R T^2} \quad (1.7)$$

formülüne dayandırılmıştır. Oysa bu bağıntının hemen hemen bütün reaksiyonlarda gerçeğe uygun değerler vermediği gösterilmektedir [6]. Üstelik dizel motorlarında hidrokarbonların yanması bimoleküler olarak da gelişmemektedir.

1.5 İçten Yanmalı Motorlarda Var Olan Yanma Olayı Analitik İfadelerinin Analizi

Motor iş çevrimi modellemesinde temel görevlerden biri yanma olayı için analitik bağıntı seçimidir.

Motor yakıtlarını da oluşturan karmaşık hidrokarbonların oksitleşme reaksiyonlarının kinetik mekanizması şimdiye kadar açığa çıkarılmamıştır. Bu nedenle yanma olayının fiziko-kimyasal kanunlara dayanan hesap bağıntılarını hazırlamak mümkün değildir.

Yanma olayı hesabı için bir sıra matematik model var olmaktadır. Bu modellerin tümünde prensip olarak iki farklı yön yer almaktadır.

Birinci yönde hacimsel geometri metodu uygulanmıştır. Bu metodun mahiyeti yanma eğrisinin herhangi bir veya birkaç matematik denklemlerle yaklaşık ifade edilmesinden ibaret olmaktadır (K.İ.Gensin, B.Y. Çernyak ve diğerleri). Bu veya diğer fiziko-kimyasal bir faktörün yanma olayına etkisi hakkında herhangi bir net fikir elde edilmesi mümkün değildir. Demek münferit yanma parametrelerinin önemli iş çevrimi parametrelerine olan etkilerinin teorik araştırılması imkânsızdır.

Yanma olayı hesabı ikinci yönünün temelini termodinamik denklemler ve ısı ayrılma hızı denklemi oluşturmaktadır. Gazların anlık durumunu ifade etmek için aşağıdaki diferansiyel bağıntı yazılabilir. [7]

$$\frac{dq}{d\vartheta} = \frac{\vartheta}{k-1} \left(\frac{dP}{d\vartheta} + k \frac{P}{\vartheta} \right) \quad (1.8)$$

Burada q -dış özgül ısı; P -anlık gaz basıncı; ϑ -anlık özgül gaz hacmi; k -özgül ısılar oranı.

(1.8) denklemindeki $dq/d\vartheta$ türevi, motor koşullarında hacme göre ısı kullanım hızı diye tanımlanmaktadır. Bunun krank mili dönme açısı α 'ya göre, yani $dq/d\varphi$ şeklinde ifade edilmesi amaca daha uygundur.

(1.8) bağıntısının motorlardaki yanma olayına uygulanabilir şekilde entegre edilmesi, ısı ayrılma kanuna uygunluğunu bilmeyi gerektirmektedir.

Bilindiği gibi yanma süresinde yakıtın kimyasal enerjisi sürekli olarak ısı enerjisine dönüşür. Bu ısı enerjisinin bir kısmı gazların iç enerjisini yükseltmek ve mekanik iş yapmak için kullanılır, bir kısmı da gazlardan silindir çeperlerine olan ısı iletimi ve yanma ürünleri disosiyasyonu nedeniyle kayıp olur. Açıklanan durumda ısı kullanım hızı aşağıdaki gibi yazılır [8]:

$$\frac{dq}{d\varphi} = q_{\text{çık}} \frac{dx}{d\varphi} - \left(\frac{dq_w}{d\varphi} + \frac{dq_{\text{dis}}}{d\varphi} \right) \quad (1.9)$$

Burada $q_{\text{çık}} \frac{dx}{d\varphi}$ - izafi ısı çıkışı hızı;

$q_{\text{çık}}$ - yanma süresinde toplam ısı çıkışı;

$\frac{dx}{d\varphi}$ - yanmanın izafi hızı;

x - krank milinin φ açısı kadar dönmesinde yanmış yakıtın kütleli oranı;

$\frac{dq_w}{d\varphi}$ - silindir duvarlarına olan ısı iletiminin izafi hızı;

$\frac{dq_{\text{dis}}}{d\varphi}$ - gaz disosiyasyonuna harcanan ısının izafi hızı.

Böylece yanma olayının ikinci yön üzere hesap metodu bu süreçte izafi yanma hızı $dx/d\varphi$ veya yanmış yakıtın kütleli oranı x 'in değişim kanununa uygunluğunu tespit etmeyi öngörmektedir. Bunun için bir sıra ampirik formüller, yine kimyasal kinetiğin teorik ilkelerine dayanan denklemler var olmaktadır. Prof. K.Neuman 1930 yıllarında yanma hızının zamanla fonksiyonunu aşağıdaki iki ampirik formülle vermiştir.[9]

$$x = \left(2 - \frac{t}{t_z} \right) \left(\frac{t}{t_z} \right) \quad (1.10)$$

$$x = \left(3 - 2 \cdot \frac{t}{t_z} \right) \left(\frac{t}{t_z} \right)^2 \quad (1.11)$$

B.M. Gonçar da yanma gidişatını

$$x = 1 - \left(1 + \frac{t}{t_m} \right) e^{-t/t_m} \quad (1.12)$$

ampirik bağıntısıyla vermiştir [10]. Bu denklemlerde t -ani zaman dilimi; t_z -yanma süresi; t_m -yanma hızının maksimuma ulaştığı zamandır.

Prof. İ.İ. Vibe (1.10) ve (1.12) denklemlerinin eleştirili analizini yaparak şunları tespit etmiştir [8]:

- Bu tahmini yanma kanunları dizellerdeki yanma hızı değişimini yalnız özel haller için tatmin edici ifade edebilir;
- Bunlar şu önemli eksikliği içermektedir; $\tau = t_m / t_z$ olan soyut zamanın dar bir aralıkta (1.12 denklemi için $\tau_m = 0,1-0,5$ ve 1.3 denklemi için $\tau_m = 0$) mecburi sınırlanması, τ_m değerinin sabit alınması anlamına götürür. Çeşitli tip dizelerde bu parametre 0-0,2 gibi geniş bir aralıkta fiilen değişmektedir. İleride $\tau_m = 0,4$ değeri beklenebilir.

K.Neuman bimoleküler reaksiyonlar mekanizmasından hareketle dizelerde yanma hızı hesabı için şu bağıntıyı önermiştir [11]:

$$-\frac{dC_T}{dt} = KC_T C_{O_2} \quad (1.13)$$

Burada $-\frac{dC_T}{dt}$ - yakıt yoğunluğunun azalma hızı;

C_T, C_{O_2} -sırasıyla silindirdeki yakıt ve oksijen yoğunluklarının ani değerleri;

K -reaksiyon hız sabitinin ani değeridir.

Yakıt ve oksijenin ani mol yoğunlukları hesaplanır, ayrıca reaksiyon akışı, yanmanın izafi hızı $dx / d\varphi$ 'ye bağlı ifade edilir ve bu değerler (1.13) denkleminde yerine konursa,

$$\frac{dx}{dt} = 0,21M_0B \frac{K(\sigma - x)(\lambda - x)}{V} \quad (1.14)$$

bulunur.

Burada;

M_0 -teorik hava ihtiyacı,

B - çevrim başına silindire püskürtülen yakıt miktarı,

σ - t süresinde püskürtülmüş yakıt oranı,

λ - hava fazlalık katsayısı,

V - silindir hacminin ani değeridir.

K. Neuman (1.14) denklemini K, V ve σ 'nin yaklaşık sabit olduğu kabul edilebilir küçük Δt zaman diliminde entegre ederek şu formülü elde etmiştir:

$$x = \left[\sigma \frac{\lambda - x_H}{\sigma - x_H} - \lambda e^{-\Phi \Delta t} \right] \left[\frac{\lambda - x_H}{\sigma - x_H} - e^{-\Phi \Delta t} \right]^{-1} \quad (1.15)$$

Burada $\Phi = -0,21M_0B \frac{K}{V} (\sigma - \alpha)$ 'dır.

Müellifin getirdiği bu yanma olayı hesap metodunun mahiyeti şundan ibaret olmaktadır; $\sigma = f(t)$ püskürtme kanunu ve x, dx/dt dâhil parametrelerin deneysel değerleri bilindiğinde, reaksiyon hız sabiti K (1.14) denkleminde tayin edilir. Sonra $K = ae^{b\sigma}$ eşitliğinden a ve b ampirik sabitleri belirtilir. Bundan sonra x değeri (1.15) denklemiyle hesaplanır. Sonuçta x'in deneysel ve hesaplanmış değerleri arasında iyi bir çakışma elde edilmiştir.

İ.İ. Vibe, önerilen metot hakkında şunu söylemiştir: "Tüm metotlara kıyasla K. Neuman'ın önerdiği araştırma ve hesap metodu dizelerde yanma olayının esaslı taraflarını ortaya çıkarmak bakımından en önemli bir girişim olduğu kabul edilmelidir" .[8]

Dizelerde yanmanın kinetik hesabı düşüncesini I.V. İnozemsev geliştirerek bunu yüksek hızlı dizelerde yanma olayı araştırmaları için kullanmıştır. [12]

N.M. Glagolyev de dizelerde yanma olayı hesabı için klasik bimoleküler reaksiyonlar kanununa uygunluklarını esas almıştır. Ama o, $K = f(t)$ bağıntısı yerine $K = f(x, T)$ bağıntısı kullanılmasını önermiştir. N.M. Glagolyev örnek olarak önerdiği iki ampirik formülde K'yı x'e bağlı ifade etmiştir. Fakat bu formüller özel karakterli olduğu için diğer hallerde kullanılamaz.

Anılan bu metotların temel eksikliği, yanmanın bimoleküler reaksiyon gibi basit bir fikre dayanmasından ibaret olmaktadır. Bugünkü çok sayıda deneyler hidrokarbonların yanmasının tipik bir zincir reaksiyonu olduğunu göstermektedir. [13,14]

Yanma olayının bimoleküler hesap şemasının N.R. Briling, M.M. Vihert, İ.İ. Guterman, A.S. Orlin, G.G. Kamin ve diğerleri tarafından eleştirili analizi yapılmıştır.

Dizelerde yanma olayının zincir reaksiyonlar teorisi esasında kinetik hesap metodu, gelişimini V.K. Koşkin [12], A.İ. Tolstov [15] ve diğerlerinin bilimsel çalışmalarında bulmuştur.

A.İ. Tolstov, dizelerde yanma olayının hesabı için N.S. Akulov'un otogenesis denklemini esas alarak şu formülü önermiştir:

$$\frac{dx}{dt} = k(1-x)^v x^v \quad (1.16)$$

V.K. Koşkin ise N.S. Akulov denkleminin şu şekilde kullanılmasını önermiştir. [16]

$$\frac{t}{\tau} = -\frac{\ln(1-x)}{x + ax^2 + bx^3} \quad (1.17)$$

Bu denklemlerde, v -yanma göstergesi; τ -otogenesis süresi; a ve b motor tipine ve yakıt cinsine bağlı sabitlerdir.

Ancak bu teori N.N. Semyonov [17] ve L.N. Hitrin [18] tarafından etraflı eleştiriye uğramıştır. Yapılan ayrıntılı denetlemelere göre dizelerde yakıt yanması olayının zamanla gelişimini yeterli ifade etmek için N.S. Akulov'un otogenesis fonksiyonu kullanılamaz [11].

Şilov'un otokataliz denklemini esas alan V.K. Koşkin dizelerde yanma olayını ifade etmek için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir [12]:

$$\frac{dx}{d\tau} = (1-x)xe^{B/T} \quad (1.18)$$

Böyle bir kanuna uygunluk N.N. Semyonov denklemindeki kimyasal reaksiyon hızı sabitinin sıcaklığa bağlı bağıntısının tam tersidir. [14]

$$\frac{dx}{d\tau} = k(1-x)xe^{-E/RT} \quad (1.19)$$

Dizelerde yanma dinamiği karakteri, N.V. İnozemsev ve V.K. Koşkin verilerinden hareketle (1.18) denklemini yardımıyla ifade edilebilir. (1.18) ve (1.19) ifadelerinde sıcaklığın zıt etkili olduğunu göz önüne alan İ.İ. Vibe, (1.19) ifadesinin dizelerde yanma dinamiği tarifi için kullanılamaz olduğu sonucuna gelmiştir [8].

Bazı araştırmacılar [18, 12, 19, 20, 21] mecburi ateşlemeli motorlarda yanma hızı hesabı için alev cephesi hızı kullanmaktadır. Bu araştırmacıların önerdiği tüm hesap metodlarının temelinde V.A. Michelson tarafından ispatlanmış [22] M. Gui postulatı yer almıştır. Buna göre,

$$\frac{V}{F} = \text{sabit} \quad (1.20)$$

olur. Burada V - yakıt-hava karışımının hacimsel debisi; F -alev cephesi alanıdır.

Çok sayıda deneyler, türbülanssız hidrokarbon-hava karışımının bombada bile yakılmasında yanmanın dar bir alev cephesi bölgesinde [23], üstelik de motorlarda, sona ermediğini göstermiştir. İ.V. İnozemssev ve V.K. Koşkin [12], A.S. Sokolik [21], L.N. Hittin'e [22] göre türbülanslı yanmada alev cephesi önemli bir kalınlığa sahip olur ve yanma ilerlemesiyle büyür. Bu nedenle alev cephesi alanı kavramı belirsiz hal alır, Gui postulatı ise geçerliliğini kaybeder.

İ.V. İnozemssev ve V.K. Koşkin [12], G. Damkeler [24] ve K.İ. Şelkin [25] hipotezini kabul ederek ısı ayrılma hızı hesabı için şu formülü önermişler:

$$\frac{dQ}{dt} = u_{m_r} F H_{cm} \quad (1.21)$$

Burada F ve u_{m_r} -sırasıyla türbülanslı akışta toplam alev cephesi yüzeyi ve kütleli yanma hızının ani değerleri; H_{cm} , karışımın ısı değeri.

Yanmanın kütleli hızı ile normal hızı arasındaki bağıntı,

$$u_{m_r} = \gamma u_{0_r} \quad (1.22)$$

şeklinde yazılır.

Burada γ - yanmamış karışımın özgül kütle sinin ani değeri; u_{0_r} - türbülanslı akışta alev cephesi gelişiminin normal hızıdır.

Bu çalışma müellifleri yanma kanunu için aşağıdaki formülü önerirler:

$$x = \frac{Q}{B_{cm} H_{cm}} = \frac{1}{B_{cm}} \int_0^t u_{m_r} F dt \quad (1.23)$$

Burada B_{cm} -çevrim başına silindire gönderilen taze karışım miktarıdır.

Görüldüğü gibi integralin çözümü için u_{m_r} ve F 'nin zamanla değişim kanununa uygunluğunun bilinmesi gerekir. Fakat bugüne kadar bu kanuna uygunluklar bulunmamaktadır ve bunların ortaya çıkarılması oldukça zor bir görevdir. Müellifler alev cephesi yüzeyi F 'nin ortalama değerini fotoğraf çekilişi yolu ile tayin etmeyi önerirler. Bu ise büyük zorluklar çıkarabilir.

Çalışma [26]'da mecburi ateşlemeli bir motorun ana yanma fazı için aşağıdaki yanma kanunu denklemi önerilmektedir:

$$x = 0,5 \left[1 - \cos \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z} \pi \right) \right] \quad (1.24)$$

Burada φ_0 ve φ_z , sırasıyla ana yanma fazının krank mili dönme açısı olarak başlangıcı ve süresidir.

Bu bağıntı Milaar, Uehar ve Muer (1954), yine Daniel [1970] tarafından yapılan deneyler sonucu elde edilmiş karışım yanma eğrisinin yaklaşık matematiksel ifadesinden başka bir şey değildir. Ayrıca, tutuşma gecikmesi süresi sıkıştırma olayının esas kısmı gibi kabul edilir. Prensip olarak bu doğru değildir. Çünkü buji elektrotları yakınlığında hemen yanma merkezleri oluşur ve bu sürede belirli bir miktar yakıt yanar.

Çalışma [21]'de yakıt yanmasında açığa çıkan ısıyı belirtmek için aşağıdaki ısı ayrılma kanununa uygunluğu önerilir:

$$q = 1 - \left[1 - \left(\frac{\theta + \alpha}{\tau} \right)^\beta \right]^n \quad (1.25)$$

Burada $q = Q/Q_m$ - izafi ısı ayrılması olup, açığa çıkan anlık ısı miktarının (Q) ısı ayrılma sürecinde ortaya çıkan toplam ısı miktarına (Q_m) oranıdır; α - üst ölü noktadan hesaplanan krank mili dönme açısı; θ - yakıt püskürtme avansı açısı; τ - ısı açığa çıkma süresi; n ve β - ısı ayrılma göstergeleridir.

Görüldüğü gibi izafi ısı ayrılmayı belirleyen başlangıç verileri θ , τ , β ve n değerleridir. Müelliflerin belirttiği gibi θ ve τ bilindiğinde, n ve β çeşitlendirilerek gerek dizelerde gerekse mecburi ateşlemeli motorlarda ortaya çıkan herhangi bir gerçek ısı ayrılma olayı tarif edilebilir. Ancak önerilen formülü kullanmak için deneysel yöntemle elde edilmiş gerçek ısı ayrılma eğrisiyle bunun matematiksel formülü arasında bir bağlantı oluşturulmalıdır.

1.6 Motorlarda Yanma Hızının Zincir Reaksiyonunun Kanunlarına Uygunluğu

Motorda yanma hâdisesi, sıcaklık, basınç, ısı iletimi koşulları, çevrim, diffüzyon gibi fiziksel etkilerin yanı sıra pek çok kimyasal iç nedenlerle oldukça karışık hale gelmiş bir olaydır. Bütün bu faktörlerin komplike ve aynı andaki etkileri bazı araştırmacıları yanma olaylarının her bir molekülle ilgili olarak tesadüfi bir biçimde meydana getirildiği düşüncesine götürmüştür. Fakat devam eden incelemeler göstermektedir ki bu elemanter olayların pek çoğu müşterek olarak genel istatistik ve makroskopik kanunlara uygun formda ortaya çıkmaktadırlar. Bugünkü bilimsel düşünce artık, kimyasal dinamik sahasında hiçbir genel kanunun olmadığı ve bunların araştırılmasının gereksiz olduğu fikrine itibar göstermemektedir.

Kimyasal dönüşümlerin hızı ve mekanizması kimyasal kinetiğin inceleme konusudur. Birinci, ikinci, üçüncü mertebeden reaksiyonlara ait klâsik kinetik bağıntılar, toplam hızları ancak bazı basit kimyasal dönüşümler için doğru olarak verirler. Bu bağıntılar içinde reaksiyon güçleştirici koşullar bulunmayan basit homojen sistemler için kullanılabilir. Bu tip reaksiyonların hızı reaksiyona giren maddelerin konsantrasyonlarıyla verilir [28].

Motordaki kimyasal dönüşümler böyle basit reaksiyonlarla ilgili değildir. Uzun zamandan beri yapılan araştırmalar göstermektedir ki hidrokarbonların yanması zincir formunda cereyan etmektedir.

Problemin incelenmesinde birinci plânda yakıt ısıısının serbest hale geçmesi hızıyla ilgilenilir. Bu hızın her andaki değeri, reaksiyona giren sistemdeki elemanter kimyasal molekül dönüşümlerinin toplam sayısına bağlıdır. Pratik için bu dönüşümlerin toplam hızları ve makroskopik yapıları önemlidir. Zincir teorisi bilhassa her bir molekül ve atomla ilgili olarak cereyan eden elemanter prosesleri göz önüne alır. Bu problem çok karışıktır ve bir motorun silindirinde cereyan eden bütün elemanter prosesler bizce malûm değildir. Eğer bunların hepsi malûm olsaydı, makroskopik kanunlar, yalnız elemanter dönüşümlerle ilgili olarak istatistik bir tasvirin yapılması suretiyle elde edilebilirdi. Gerçekte zincir reaksiyonlarının teorisi yanma hızlarının genel makroskopik kanunlarını da vermektedir. Ne var ki bu kanunlara uygunluğu tasvir eden diferansiyel bağıntıların çözümü her defasında deneysel tâyin edilen önemli sayıda dinamik karakteristiğin bilinmesini gerektirmektedir. Üstelik bu bağıntılar düşük basınçta homojen maddelerin kimyasal reaksiyonları için ve ancak basit reaksiyon koşulları altında tahkik edilmiştir.

Zincir reaksiyonları motorda karışık şartlar altında cereyan etmektedir. Motorda yüksek basınçta homojen hidrokarbonlar değil, aksine farklı terkipli muhtelif hidrokarbonlardan meydana gelen yakıtlar yanarlar. Yanma prosesi sırasında yanan karışımın basıncı, hacmi ve sıcaklığı değişir. Sıcaklık alanı yanma odasında hiçbir anda sabit olmaz. Yakıt hava karışımı motor silindiri içinde hiçbir halde, bilhassa, dizel motorunda homojen kabul edilemez. Dizel motorunda yanma üzerinde hava sirkülasyonunun kuvvetli etkisi vardır. Yüksek sıcaklıklarda yanma ürünlerinin kısmen disosiyasyonu vuku bulur, su buharının katalitik bir etkisi olur. Bu etkiler müştereken, motordaki kimyasal dönüşümlerde komplike sorunlara ve büyük güçlüklerle sebebiyet verirler.

Motorda yanma sırasında oluşan bütün elemanter mikro proseslerin tasvirinde, bugüne kadar aşılamayan güçlüklerle karşılaşılr. Ancak yanma prosesinin zamana göre inkişafına tâbi olan genel makroskopik kanunlara uygunluğun gösterilmesi için, gerçek reaksiyon mekanizmasının tanınmasına mutlak surette ihtiyaç yoktur.

Kimyasal zincir dönüşümlerinin karakteri, reaksiyon gidişatında hasıl olan aktif ara ürünler (aktif merkezler, aktif zerreler) ile tayin edilir. Aktif merkezler moleküllerin kimyasal olarak doymamış kısımlarıdır, bu serbest atomlar veya radikaller asıl maddenin molekülleri ile reaksiyona girerler, böylece kimyasal zincir reaksiyonuna katılırlar. Reaksiyon başlangıcı için aktif zerrelerin belirli bir miktarı gereklidir. Bunlar ortamda muhtelif surette ve karakterde hasıl olurlar, örneğin, ısıyla, elektriki kıvılcımla v.s. kimyasal dönüşümler sırasında aktif merkezler zincirlerin dallanmasına ve

uygun reaksiyon mekanizmasına yol açarlar fakat aktif merkezler de cidarlarda zincirlerin kesilmesi veya odada karşılıklı etkiler yüzünden reaksiyon sırasında kaybolmaktadır. Bu düşüncelerden hareket ederek, reaksiyon hızının her anki değerinin aktif merkezlerin izafi sayısına bağlı olduğu fikri kabul edilebilir.

Reaksiyon hızı üzerinde etkin olan başka bir şart daha vardır: Her reaksiyon inkişafına göre reaksiyona giren asıl maddenin konsantrasyonu düşer. Buna uygun olarak reaksiyon hızı da yavaş yavaş düşer. Elemanter reaksiyon ameliyeleri için aktif merkezlerin, reaksiyona giren maddenin moleküllerine yaklaşımları, birbirleriyle buluşmaları bakımından gereklidir. Asıl maddenin belirli bir kısmı sarf edildikten sonra, aktif merkezlerin asıl maddenin moleküllerine çarpışmaları sayısının daha küçük olmaya başlayacağı, yani reaksiyon hızının düşeceği aşikârdır. Bu, reaksiyon hızı bir maksimum değerini aştıktan sonra ortaya çıkar.

Zincir reaksiyonunda elemanter prosesler birbirini gerektirir ve beraberce bir reaksiyon devresi (sistemi) teşkil ederler. Bu devre kimyasal reaksiyon zincirinin inkişafı sırasında daima tekrar eder. Elemanter proseslerin belirli bir sayısı beraberce reaksiyon ürününün bir molekülünü ve zincire devam eden ve dallanan belirli sayıda aktif merkezleri verirler. Bunların hepsini “basit elemanter reaksiyon devresi” diye isimlendireceğiz.

Kimyasal dönüşüm sırasında, elemanter reaksiyon devresi, zincirin bir halkası gibi sürekli ve periyodik olarak gelişmeye devam eder. Elemanter reaksiyon devresi küçük, fakat sonlu bir zaman aralığı gerektirir. Reaksiyon sisteminde aynı anda çok sayıda ve paralel hasıl olan zincirler göz önüne alınırsa, zaman intervalinde pek çok elemanter kimyasal prosesler cereyan eder. Bunlar için gerekli zaman, reaksiyon devresinin inkişafı için gerekli zamandan nispeten sonsuz küçüktür. Bir t ve $t + dt$ zaman aralığında vuku bulan elemanter reaksiyon prosesleri gruplara ayrılabilir. Biz bunlara “efektif reaksiyon ameliyeleri” diyeceğiz. Böylece efektif reaksiyon ameliyesi, en basit, kapalı, tamamen aynı anda cereyan eden, asıl maddenin elemanter dönüşüm prosesleridir. Burada ürünlerin bir veya daha fazla molekülleri ve zincir kesilmesinin efektif ameliyeleri istisna olmak üzere bir aktif merkez veya merkezler hasıl olur. Bunlar daha sonraki reaksiyon ameliyesini hazırlarlar. Aktif reaksiyon ameliyesini hazırlayan böyle bir aktif merkeze “efektif merkez” denilmektedir.

”Efektif reaksiyon ameliyesinden” anlaşılır ki, esas maddenin reaksiyonu oluşturan molekülleri sayıları ve efektif merkezler arasında direkt bir orantı bağıllığı mevcuttur.

Bir t , $t + dt$ zaman aralığında dN sayıdaki asıl maddenin molekülleri, dN_e sayıda efektif merkez sayısı ile birlikte, efektif reaksiyon ameliyesinde görünürler.

Demek ki;

$$-dN = n \cdot dN_e \quad (1.26)$$

yazılabilir. Bu bağıntının iki yanı dt ile bölünürse;

$$\frac{-dN}{dt} = n \cdot \frac{dN_e}{dt} \quad (1.27)$$

bulunur. Buna göre zincir reaksiyonunun hızı efektif merkezlerin oluşma hızı ile orantılıdır. Bu bağıntıda n orantı faktörüdür. Şimdi

$$\rho = \frac{dN_e / dt}{N} \quad (1.28)$$

oranını belirli bir anda “efektif merkezlerin izafi yoğunluğu” olarak tarif edebiliriz. Bu bağıntıyı kullanarak

$$-\frac{dN}{dt} = \rho \cdot n \cdot N \quad (1.29)$$

bulunur.

“Efektif merkezlerin izafi yoğunluğu” çok sayıda faktöre bağlıdır. Bütün bu faktörler kimyasal dönüşümlerin toplam gidişleri sırasında ρ 'nun değişimine sebep olurlar. Genel karakteri itibariyle orantı faktöründe bir değişkendir. Demek ki $n\rho$ çarpımı zamana bağlı bir değişkendir. (1.29) bağıntısı integre edilerek

$$N = N_0 e^{-\int_0^t n \cdot \rho \cdot dt} \quad (1.30)$$

bulunur. Burada N_0 asıl maddenin reaksiyon başlangıcındaki molekül sayısıdır. Eğer x ile yakıtın t zamanına kadar reaksiyona girmiş olan kısmı gösterilirse, reaksiyona girmemiş olan yakıt kısmı;

$$1 - x = \frac{N}{N_0} \quad (1.31)$$

olacaktır. Bu bağıntı (1.30) ile birlikte formüle edilirse;

$$x = 1 - e^{-\int_0^t n \cdot \rho \cdot dt} \quad (1.32)$$

bulunur. Bu bağıntı, B.V. Jerofejew'in olasılık teorisine dayanarak bulduğu

$$x = 1 - e^{-\int p dt} \quad (1.33)$$

formundaki kimyasal kinetiğin genelleştirilmiş bağıntısına çok benzemektedir. Burada $p dt$ büyüklüğü her bir molekülün $t, t + dt$ zaman aralığında reaksiyona girmesi için ortalama ihtimaliyettir.

Ancak bu bağıntının kullanılabilmesi için (1.32) deki integralin hesap edilmesi gerekir.

İ.İ. Vibe yanma sonuna ($x = 1$) ancak $t = \infty$ ile ulaşmak mümkün olduğunu analitik olarak ifade etmiştir.[8] Buna göre bir kimyasal dönüşümün gerçek sonuna kesin olarak erişilemez. Bunu “kimyasal dönüşüm derecesi” olarak nitelemek mümkündür. O halde yanma süresini, aşağı yukarı reaksiyonda toplam yakıtın yanmış kabul edilebileceği bir zaman olarak düşünebiliriz. Genel olarak bir “reaksiyon süresinden” bahsetmek pek uygun olmamakla beraber bunu bir yaklaşım vasıtası olarak kullanmamızda da sakınca yoktur.

Motora sevk edilen yakıtın ne miktarının bu yanma süresi içinde yanmış olduğunu kabul etmek bize bağlıdır. Hesapları istendiği ölçüde hassaslaştırmamız mümkündür. x değerine “kimyasal dönüşüm derecesi” diyebiliriz ve η_u ile de gösterebiliriz. Örneğin: $\eta_u = 0.9999$ kabul etmişsek 10000 yakıt zerresinden 9999 unun pratik yanma süresi φ_z içinde reaksiyona girmiş olduğunu kabul etmişiz demektir ki bu çok iyi bir yaklaşımdır.

İ.İ. Vibe gerekli kabullerini yaparak, yakıt yanmasında açığa çıkan ısı hesabı için en elverişli analitik ifadeyi vermiştir [4]. İ.İ. Vibe yanma hızı denklemini şu şekilde ifade etmiştir:

$$\frac{dx}{dt} = n\rho(1-x) \quad (1.34)$$

Burada n -orantı katsayısı; $\rho = kt^m$ - belirli bir t anında efektif merkezlerin izafi yoğunluğu; k - orantı faktörü; m - yanma karakteri göstergesidir.

(1.34) bağıntısının çözümünde $\rho = f(t)$ fonksiyonunu kullanarak ve t zamanını krank mili dönme açısı φ ile ifade ederek basit dönüştürmeler yapan müellif yanmış yakıtın kütleli oranı için aşağıdaki yarı ampirik denklemi elde etmiştir:

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (1.35)$$

Burada φ_z -şartlandırılmış yanma süresidir.

Görüldüğü gibi bu denklem yalnız iki m ve φ_z parametrelerini içermektedir. Bu parametrelerden biri yanma dinamiğini miktar bakımından, diğeri ise kalite bakımından karakterize etmektedir.

Ünlü araştırıcılar (G. Woschni [29], V. Jante [30], K. Pattas [31] ve diğerleri) arasında şöyle bir düşünce oluşmuştur. Gerek dizel ve mecburi ateşlemeli motorlarda gerekse gaz akımında yanma olayının zamanla gerçek gelişimi diğer bilinen bağıntılardan farklı olarak İ.İ. Vibe denklemiyle daha hassas ifade edilebilir.

1.7 Yanma Hızının Yarı Ampirik Denklemleri

İlk önce bazı tanımları ele alalım. Sıkı bir deyimle, kimyasal reaksiyonların gerçek sonuna ulaşılmaz. Çünkü yakıtın büyük bir kısmının yanmasından sonra reaksiyon hızı sürekli olarak azalır veya sonlu zaman diliminde sifıra eşitlenmez. Yakıtın tam olarak yanması yalnız $t = \infty$ iken olur, yani reaksiyonun tam olarak sona ermesi için gereken zaman teorik olarak sonsuza eşitir. Bu nedenle şartlı yanma süresi tanımı kullanılmaktadır. Bu tanıma göre yanmış yakıt kütlesi oranı $x = 0,999$ olduğunda yanmanın pratik olarak tamamlandığı kabul edilir. Böylece yanma başından şartlı yanma sonuna kadar geçen zaman dilimine veya krank mili dönme açısına şartlı yanma süresi denir.

Herhangi bir zaman diliminde yanmış olan yakıt miktarının silindir içi toplam yakıt miktarına oranına yanmış yakıt kütlesi oranı denir ve bu oranın yanma olayı boyunca zamana göre değişim kanunu, yani $x = F(t)$ fonksiyonel bağıntısı yanma olayının karakteristik denklemleri olarak kabul edilmektedir. Ünlü rus bilim adamı İ. İ. Vibe bu denklemleri şöyle ifade etmiştir [8].

$$x = 1 - \exp[-6,908(t/t_z)^{m+1}] \quad (1.36)$$

Burada m ; yanmada efektif merkezlerin görelı yoğunluğunun zamana göre değişim karakterini gösteren boyutsuz bir parametre olup, yanma karakteri göstergesi şeklinde tanımlanmaktadır.

t_z ; Tutuşma anından şartlı yanma sonuna kadar geçen zaman dilimi

t ; Tutuşma anından hesaplanan anlık zaman dilimi

(1.36) denkleminin zamana göre türevi alınırsa, yanmanın özgöl hız ifadesi elde edilir.

$$w = \frac{dx}{dt} = \frac{6,908(m+1)}{t_z} (t/t_z)^m \exp[-6,908(t/t_z)^{m+1}]; 1/sn \quad (1.37)$$

Yanma olayının gelişim karakteri meydana çıkarmak için yanmanın soyut hızı tanımını kullanmak daha elverişlidir:

$$w_o = \frac{dx}{d(t/t_z)} = 6,908(m+1)(t/t_z)^m \exp[-6,908(t/t_z)^{m+1}]; 1/sn \quad (1.38)$$

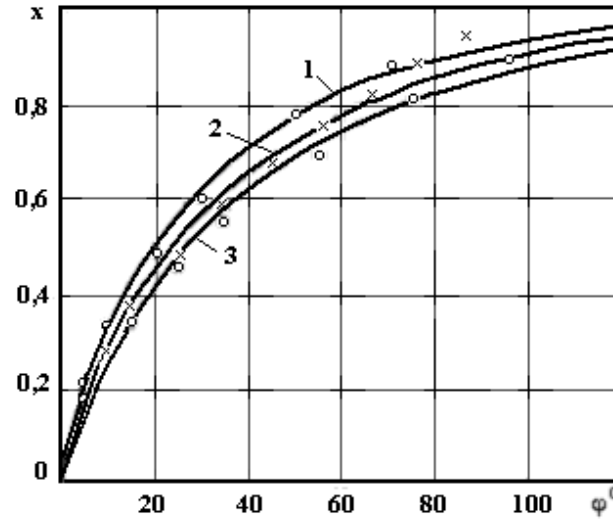
$t = \frac{\varphi}{6n}$ ve $t_z = \frac{\varphi_z}{6n}$ olduğundan (1.36), (1.37) ve (1.38) denklemler şu şekilde de yazılabilir:

$$x = 1 - \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}] \quad (1.39)$$

$$w = \frac{6,908(m+1)}{\varphi_z/6n} (\varphi/\varphi_z)^m \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}], \quad 1/sn \quad (1.40)$$

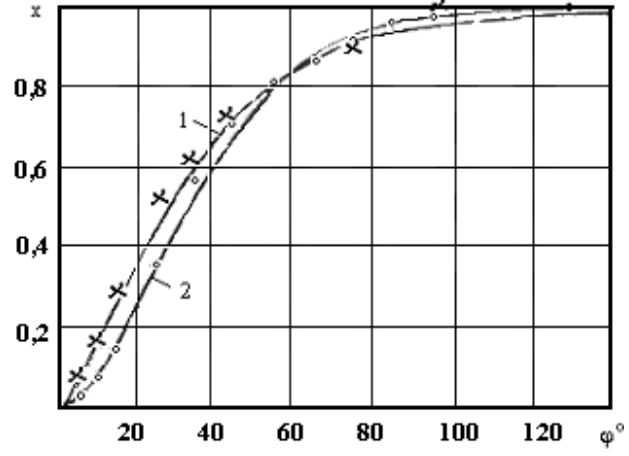
$$w_o = 6,908(m+1)(\varphi/\varphi_z)^m \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}] \quad (1.41)$$

(1.36) ve (1.39) denklemlerinin işe yararlılığı 35 adet yanma ve ısı ayrılma karakteristiklerini içeren deneysel karakteristiklere göre kontrol edilmiştir [8]. Bu karakteristikler bir birinden bağımsız olarak çalışan deneyciler tarafından gazyağı, ağır dizel yakıtı, benzin, izoktan gibi çeşitli yakıtların farklı motorlarda yakılmasından elde edilmiştir. Yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri, yük karakteristiği üzere sabit devir sayısında ve değişik yakıtlarla çalışan otomobil dizeli için Şekil 1.1'de, aşırı doldurmalı dizelin iki aşırı doldurma basıncı değeri için Şekil 1.2'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1: Otomobil dizelinde çeşitli yakıtların yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri.

- 1-Gazyağı
- 2-Motorin
- 3-Ağır dizel yakıtı



Şekil 1.2: Aşırı doldurulmalı dizelde motorin yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri

1- $P_k = 0.2$ MPa

2- $P_k = 0.25$ MPa

Bütün hallerde (1.36) veya (1.39) yanma denklemi yanma olayının fiili akışını iyi bir şekilde yansıtmaktadır. Deneysel karakteristiklerin böyle bir çeşitliliği yanında deneysel verilerin teorik eğrilerle çakışmasının bir rastlantı olmadığı anlaşılmaktadır. Demek ki yanma denkleminin içten yanmalı motorlarda hidrokarbon yakıtların yanma olayına özgü olan gerçek kanuna uygunluğu tasvir ettiği kabul edilebilir.

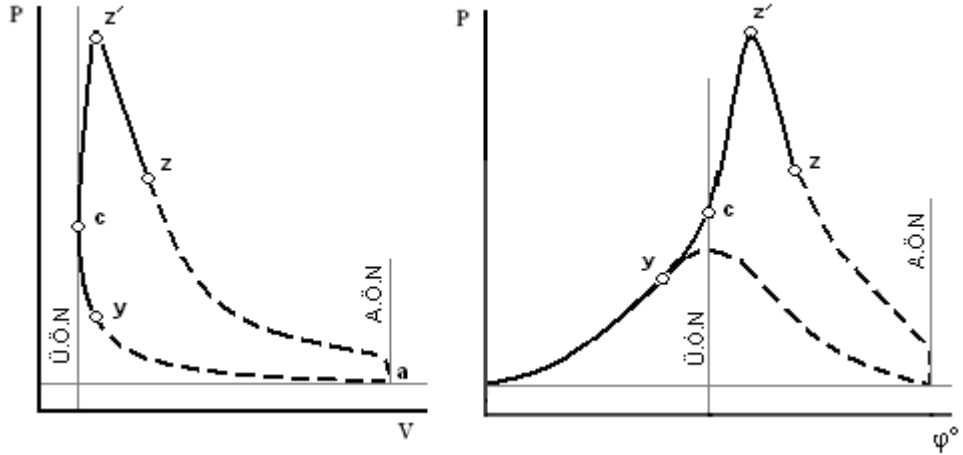
BÖLÜM II

İŞ ÇEVİRİMİNİN YANMA HIZI VE TUTUŞMA AVANSI AÇISI GÖZ ÖNÜNE ALINARAK HESABI

2.1 Giriş

İçten yanmalı motorların iş çevrimi teorisinin bir sonraki gelişimi, yanma olayı boyunca sürekli değişen gaz basıncının, tutuşma avansı açısı ve yanma hızı göz önüne alınarak hesaplanması ile mümkün olabilir. Gaz basıncının silindir içi hacmi V 'ye veya krank mili dönme açısı ϕ 'ye bağlı olarak tüm yanma boyunca değişim karakteri genellikle termodinamik ve kimyasal kinetiğin kanuna uygunlukları ile belirlenmektedir.

P-V ve P- ϕ koordinat takımlarında elde edilmiş olan ycz'z tipik yanma eğrisi Şekil 2.1'de görülmektedir.



Şekil 2.1 : Tipik yanma eğrileri

y noktasında yakıt tutuşur. z noktasında ise yanma sona erer. yc bölgesinde bir taraftan hacim küçülmesi diğer taraftan başlamış olan yanma nedeniyle gaz basıncı yükselmektedir. Birinci sebep fiziksel, ikinci ise kimyasaldır. Her iki faktör cz/z bölgesinde de etkimektedir. Üstelik cz' bölgesinde yanma hızı, dolayısıyla açığa çıkan ısı miktarı artışının pozitif etkisi hacmin düşük büyüme hızının negatif etkisinden üstün olduğu için basınç artışı devam eder. Bu pozitif ve negatif etkiler z' noktasında ani olarak eşitlendiği için gaz basıncı bu noktalarda maksimuma ulaşır. z/z bölgesinde yanma hızının küçülmesi, hacim büyüme hızının ise yükselmesinden dolayı fiziksel faktör daha etkin olur ve gaz basıncı hızla düşmeye başlar.

Yanma olayı sırasında meydana gelen iş gazları ile silindir çeperleri arasında ısı alış veriş ve yanma ürünlerinin büyük yada küçük ölçüde disosiasyonu da yz yanma eğrisini etkilemektedir. Fakat yapılan deneyler, yz hattı biçiminin temel olarak yanma hızı ve hacim değişiminin anlık

değerleri ile belirlendiğini göstermiştir. Bu nedenle yanma hattı hesabında öncelikle termodinamik ve kimyasal kinetik kanuna uygunluklarının göz önüne alınması gerekmektedir. Isı alış verişi ve disosiasyonun yanma hattına olan ikinci dereceli etkileri ortalama bir düzeltme katsayıları ile hesaba katılabilir.

Bu bölümde yapılacak olan iş çevriminin hesabında tutuşma avansı açısı, yanma olayının zamana göre gelişme karakteri ve süresi göz önüne alınacaktır.

2.2 Emme ve Sıkıştırma Olayının Hesabı

İş karışımının emme sonu veya sıkıştırma başlangıcı hacmi, mükemmel gaz hal denkleminde çıkarılabilir.

$$P_a V_a = R_u M_{i,k} T_a \quad (2.1)$$

Burada; P_a ; İş karışımının emme sonu basıncı, Pa

V_a ; İş karışımının emme sonu hacmi, m³/kg yakıt

R_u ; Evrensel gaz sabiti, kJ / (kmol K)

T_a ; İş karışımının emme sonu sıcaklığı, K

$M_{i,k}$; İş karışımının mol miktarı, kmol / kg yakıt

İş karışımının mol miktarı

$$M_{i,k} = (1 + \gamma_r) M_{t,k} \quad (2.2)$$

bağıntısından bulunur. Burada γ_r artık gaz katsayısı; $M_{t,k}$ taze karışımın mol miktarıdır.

Dizel motorlar için:

$$M_{t,k} = \lambda \cdot L_{\min} \quad (2.3)$$

olur.

Burada λ , hava fazlalık katsayısı, L_{\min} bir kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli minimum havanın mol miktarı (kmol hava / kg yakıt).

İş karışımının emme sonu özgül hacmi, V_a hacminin iş karışımı ağırlığına oranı olarak belirtilebilir:

$$g_a = \frac{V_a}{G_{t,k} + G_r} \approx \frac{V_a}{(1 + \gamma_r)G_{t,k}} \quad (2.4)$$

Burada $G_{t,k}$ ve G_r sırası ile taze karışımın ve artık gazların ağırlıklarındır, (kg t.k / kg yakıt ve kg a.g / kg yakıt).

(2.1), (2.2) ve (2.3) denklemleri göz önüne alındığında, (2.4) ifadesi dizel motorları için

$$g_a = R_u \cdot \frac{(1 + \gamma_r)M_{t,k}}{(1 + \gamma_r)G_{t,k}} \cdot \frac{T_a}{P_a} = R_u \frac{M_{t,k}}{G_{t,k}} \cdot \frac{T_a}{P_a} = R_u \frac{\lambda \cdot L_{\min}}{\lambda \cdot \ell_{\min}} \cdot \frac{T_a}{P_a} = \frac{R_u}{\mu_h} \cdot \frac{T_a}{P_a} \quad (2.5)$$

şeklinde yazılabilir. Burada μ_h , havanın mol kütlesi (kg / kmol); ℓ_{\min} , 1 kg yakıtın yanması için gerekli minimum hava miktarı (kg hava / kg yakıt).

İş karışımının emme sonu sıcaklığı şu bağıntıdan tayin edilebilir:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.6)$$

Burada; T_o ; Çevre ortamın sıcaklığı (K)

T_r ; Artık gaz sıcaklığı (K)

ΔT ; Emme kanalının sıcak parçalarından ve silindir çeperlerinden olan ısı iletimi nedeniyle sıcaklık artışı.

Artık gaz katsayısı (Dört zamanlı motorlar için) aşağıdaki bağıntıdan bulunabilir.

$$\gamma_r = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \cdot \frac{P_r}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_r} \quad (2.7)$$

Burada ; ε ; Sıkıştırma oranı, η_v ; Volumetrik verim,

P_o ; Çevre ortam basıncı, P_r ; Artık gaz basıncıdır.

Volumetrik verim (Dört zamanlı motorlar için):

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_o} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r) \quad (2.8)$$

eşitliğinden hesaplanabilir.

Sıkıştırma olayının tamamının (Ü.Ö.N.'ya kadar) genellikle politropik durum değişimine göre gerçekleştiği kabul edilir. Böyle bir varsayım özellikle tutuşma anına kadar olan sıkıştırma için yani net sıkıştırma için haklı kılınabilir. Bundan başka sıkıştırma olayı boyunca politropik üs her an değişmektedir. Ancak hesap kolaylığı açısından politropik üs n_1 'in sıkıştırma süresince sabit kaldığı kabul edilir. Bu varsayımına göre sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı:

$$P_c = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta} \right)^{n_1} \cdot P_a \quad (2.9)$$

$$T_c = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta} \right)^{n_1-1} \cdot T_a \quad (2.10)$$

yazılabilir. Burada iş karışımının tutuşma anına tekabül eden basıncı ve sıcaklığı şu formüllerden belirtilebilir.

$$P_y = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta_y} \right)^{n_1} \cdot P_a \quad (2.11)$$

$$T_y = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta_y} \right)^{n_1-1} \cdot T_a \quad (2.12)$$

Burada; n_1 ; Net sıkıştırmanın ortalama politropik üssü,
 ϑ_y ; İş karışımının tutuşma anında özgül hacmidir.

İş karışımının anlık hacmi V veya, anlık özgül hacmi ϑ şu denklemlerden bulunabilir.

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \left[1 + \frac{1}{\lambda_b} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \right\} \text{ veya}$$

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \sigma \right) \text{ ve} \quad (2.13)$$

$$\vartheta = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \sigma \right) \quad (2.14)$$

Burada α ; Krank milinin Ü.Ö.N'dan hesaplanan dönme açısı,
 λ_b ; Krank kolu dönme dairesi yarı çapının biyel kolu uzunluğuna oranı ile
bilinen birimsiz sabit,
 σ ; Köşeli parantez içi fonksiyonun kısaltılmış işaretidir.

İş karışımının tutuşma anındaki özgül hacmi aşağıdaki gibi belirtilebilir:

$$\vartheta_y = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[1 + \frac{1}{\lambda_b} - \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \theta} \right) \right] \right\}$$

$$\vartheta_y = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma_y \right\} \quad (2.15)$$

Burada θ ; tutuşma avansı açısıdır.

2.3 İş Karışımı Özgül Isıları Oranının Hesabı

Yanma olayının yüksek hassasiyetle hesabı için iş karışımı özgül ısılarının hem sıcaklığa hem de kimyasal terkibe bağlılığını göz önüne almak gerekmektedir. Eski yıllara kıyasla günümüzde gazların özgül ısılarına ait çok daha hassas bilgiler var olmaktadır. Buna spektroskopik deneyler ve kuvantum mekaniği ile statistik termodinamiğin kullanılması sonucu hazırlanmış olan özgül ısıların hassas hesap yöntemleri yardımcı olmuştur. [8] Bu tür bilgiler termik makinelerin iş karışımı özgül ısıları oranını belirtmek için daha hassas formülleri elde etmeyi mümkün kılmaktadır.

İş karışımının yanma olayının istenen bir anı için özgül ısıları oranı sıcaklığa, hava fazlalık katsayısına ve bu ana kadar yanmış olan yakıtın kütleli oranına bağlı olmaktadır. Yanma olayı süresinde iş karışımı terkibi yanma başındaki temiz havadan (artık gazlar ihmal edilir) yanma sonundaki verilen hava fazlalık katsayısına tekabül eden yanma ürünlerine kadar değişmektedir. Demek ki iş karışımının özgül ısılar oranı k , havanın özgül ısıları oranı k_h 'dan yanma ürünlerinin özgül ısıları oranı $k_{y,u}$ 'ye kadar değişmektedir. $k_h - k_{y,u}$ farkının yanmış yakıtın kütleli oranına orantılı olarak değiştiği kabul edilirse, iş karışımının istenen aralık durumu için k 'nın formülü genel olarak şu şekilde yazılabilir:

$$k = k_h - (k_h - k_{y,u})x \quad (2.16)$$

2.4 Dizel Yakıtı Yanma Ürünleri ve Hava İçin Formüller

Dizel yakıtı yanma ürünleri ve havanın sabit hacimde gerçek özgül ısılarının (μ_{cv}) hava fazlalık katsayısı λ 'nın beş değeri ve çeşitli sıcaklıklarda (T) hesaplanmış olan değerleri Tablo 2.1'de özetlenmiştir.[8] Bu tablo değerlerine göre $k = 1 + \frac{1,9858}{\mu_{cv}}$ formülü ile hesaplanan k değerleri ise

Tablo 2.2'ye aktarılmıştır.

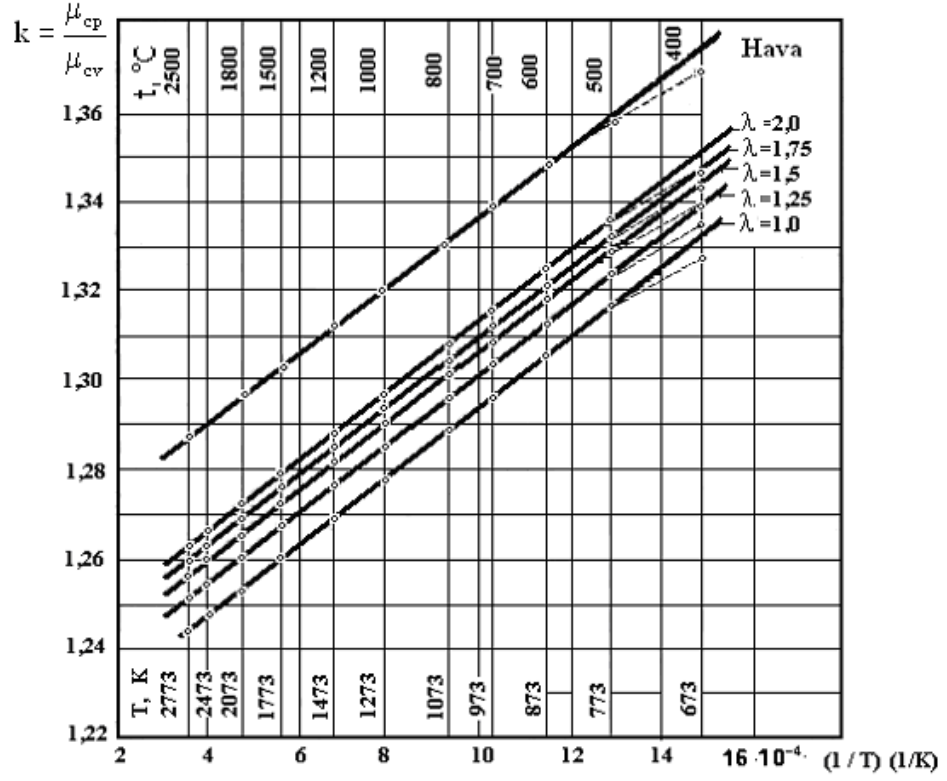
$k = f(1/T)$ fonksiyonun çeşitli λ değerleri için çizilmiş olan diyagramları Şekil 2.2'de görülmektedir. $k = f(1/T)$ fonksiyonun hesaplanmış değerleri şekilde küçük dairelerle işaretlenmiştir. Görüldüğü gibi bu küçük daireler geniş bir sıcaklık aralığında bir birine paralel doğrular çizmeyi mümkün kılmaktadır.

Tablo 2.1 : Dizel yakıtı yanma ürünleri ve hava için (μ_{cv})'nin sıcaklığa ve hava fazlalık katsayısına bağlı ilk hesaplanmış değerleri [Kcal/(mol. der)]

T, K	λ					$\lambda = \infty$
	1	1,25	1,5	1,75	2	Hava
273	5,298	5,233	5,189	5,158	5,134	4,958
373	5,470	5,382	5,321	5,278	5,245	5,004
473	5,658	5,553	5,481	5,429	5,389	5,102
573	5,866	5,748	5,667	5,609	5,565	5,243
673	6,085	5,956	5,868	5,805	5,756	5,406
773	6,302	6,163	6,064	6,000	5,946	5,571
873	6,509	6,361	6,259	6,187	6,132	5,729
973	6,700	6,543	6,436	6,359	6,300	5,872
1073	6,874	6,708	6,595	6,513	6,451	5,999
1173	7,030	6,855	6,737	6,651	6,586	6,112
1273	7,169	6,987	6,863	6,774	6,706	6,21
1373	7,293	7,103	6,975	6,882	6,811	6,297
1473	7,403	7,207	7,074	6,978	6,905	6,374
1573	7,500	7,299	7,162	7,064	6,989	6,443
1673	7,586	7,38	7,240	7,140	7,063	6,504
1773	7,663	7,453	7,310	7,208	7,129	6,558
1873	7,731	7,518	7,372	7,268	7,188	6,607
1973	7,794	7,577	7,428	7,323	7,242	6,653
2073	7,849	7,630	7,480	7,373	7,291	6,695
2173	7,899	7,678	7,527	7,418	7,336	6,734
2273	7,943	7,720	7,568	7,459	7,375	6,769
2373	7,984	7,760	7,607	7,497	7,413	6,803
2473	8,021	7,796	7,642	7,532	7,447	6,918
2573	8,054	7,828	7,674	7,563	7,479	6,864
2673	8,084	7,858	7,704	7,592	7,508	6,892
2773	8,111	7,884	7,730	7,619	7,534	6,918

Tablo 2.2 : Dizel yakıtı yanma ürünleri ve hava için k'nın sıcaklığa ve hava fazlalık katsayısına bağlı olarak hesaplanmış değerleri

T, K	λ					Hava $\lambda = \infty$
	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	
273	1,3748	1,3794	1,3827	1,3850	1,3868	1,1006
373	1,3630	1,3690	1,3732	1,3762	1,3786	1,3969
473	1,3510	1,3576	1,3623	1,3658	1,3685	1,3893
573	1,3385	1,3455	1,3504	1,3540	1,3568	1,3788
673	1,3263	1,3334	1,3384	1,3421	1,3450	1,3674
773	1,3151	1,3222	1,3275	1,3309	1,3339	1,3565
873	1,3051	1,3122	1,3173	1,3210	1,3239	1,3467
973	1,2964	1,3035	1,3085	1,3123	1,3152	1,3382
1073	1,2889	1,2961	1,3011	1,3049	1,3078	1,3311
1173	1,2825	1,2897	1,2948	1,2986	1,3015	1,3249
1273	1,2770	1,2842	1,2893	1,2932	1,2961	1,3198
1373	1,2723	1,2796	1,2847	1,2885	1,2915	1,3154
1473	1,2683	1,2755	1,2807	1,2846	1,2876	1,3116
1573	1,2648	1,2721	1,2773	1,2811	1,2341	1,3082
1673	1,2618	1,2691	1,2743	1,2781	1,2812	1,3053
1773	1,2592	1,2664	1,2716	1,2755	1,2786	1,3028
1873	1,2569	1,2642	1,2694	1,2732	1,2763	1,3006
1973	1,2548	1,2621	1,2673	1,2712	1,2742	1,2985
2073	1,2530	1,2603	1,2655	1,2693	1,2724	1,2966
2173	1,2514	1,2586	1,2638	1,2677	1,2707	1,2949
2273	1,2500	1,2572	1,2624	1,2662	1,2692	1,2934
2373	1,2487	1,2559	1,2611	1,2649	1,2679	1,9190
2473	1,2476	1,2547	1,2598	1,2637	1,2666	1,2906
2573	1,2466	1,2537	1,2588	1,2626	1,2655	1,2893
2673	1,2456	1,2527	1,2578	1,2616	1,2645	1,2882
2773	1,2448	1,2519	1,2569	1,2606	1,2636	1,2871



Şekil 2.2 : Dizel yakıtı yanma ürünleri ve hava için $k = \mu_{cp} / \mu_{cv}$ oranının çeşitli λ ve $1/T$ değerlerinde değişim diyagramları

$k = f(T, \lambda, x)$ genel denklemi Prof. İ. İ. Vibe tarafından şu şekilde elde edilmiştir. Şekil2.2'deki doğruların bir birine paralelliği göz önüne alındığında, (2.16) ifadesi şu şekilde yazılabilir.

$$k = a + \frac{b}{T} - (a - a_\lambda) x \quad (2.17)$$

Burada a ve b ; hava için çizilmiş doğru sabitleri;

a_λ ; verilmiş bir λ 'ya tekabül eden doğrunun ordinat eksenini kestiği noktanın ordinatıdır.

a_λ ordinatı hava fazlalık katsayısının fonksiyonudur. a_λ 'nın $1/\lambda$ 'ya bağlı olarak bulunmuş değerleri Şekil 2.3'de küçük dairelerle işaretlenmiştir. Bu daireler bir doğru üzerinde yerleştiği için:

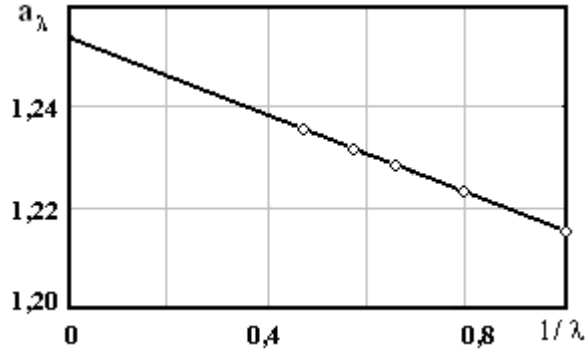
$$a_\lambda = a_1 - \frac{b_1}{\lambda} \quad (2.18)$$

olduğu kabul edilebilir.

Bu ifade (2.17) denkleminde yerine konulduğunda:

$$k = a + \frac{b}{T} - \left(a - a_1 \frac{b_1}{\lambda} \right) x \quad (2.19)$$

şeklinde yazılabilir.



Şekil 2.3 : Dizel yakıtı yanma ürünleri için $a_\lambda = f(1/\lambda)$ fonksiyonunun grafiği

Büyük ölçüde çizilmiş olan grafiklere göre $a = 1,259$; $b = 76,7$; $a_1 = 1,254$ ve $b_1 = 0,0372$ olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler (2.19) ifadesinde yerine konulursa, dizel yakıtı yanma ürünleri için aranan ampirik denklemin son şekli elde edilir.

$$k = 1,259 + \frac{76,7}{T} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\lambda} \right) x \quad (2.20)$$

Dizel yakıtının tam yanması sonucu oluşan yanma ürünleri için, yani $x=1$ 'iken (2.20) denklemini şu şekli alır.

$$k = 1,254 - \frac{0,0372}{\lambda} + \frac{76,7}{T} \quad (2.21)$$

k'nın (2.21) denklemini ile hesaplanmış değerleri Tablo 2.2 değerleri ile karşılaştırıldığında, 850-2800 K sıcaklık aralığında $\pm \%0,05$, 750-850K sıcaklık aralığında ise $\pm \%0,2$ gibi küçük bir farkın ortaya çıktığı görülmüştür. Anlaşıyor ki, dizel yakıtı yanma ürünlerinin k değeri sunulan ampirik denklemden yeterli bir hassasiyetle bulunabiliyor.

2.5 Yanma Olayı Katsayıları ve Parametrelerinin Seçimi

Yanma olayı hesabı için gerekli olan temel başlangıç verilerinin değerlendirilmesi ve seçimi ne kadar doğru yapılırsa, bu olayın hesap sonuçları da bir o kadar sağlam olacaktır. Ayrıca teorik yanma eğrisi, indikatör diyagramının gerçek yanma eğrisine daha iyi uyacaktır. Ne yazık ki günümüzde şartlı yanma süresi φ_z , yanma karakteri göstergesi m ve yanma etkinlik katsayısı ξ 'in seçimi ile ilgili aşağıda verilen değerler sırf tavsiye edilebilir niteliklerdedir. Çünkü bu parametreleri karakterize edecek deneysel veriler çok azdır. Çeşitli tip motorlar ve bu motorların çeşitli işletme koşulları için adı geçen veriler biriktikçe, φ_z , m ve ξ değerlerinin seçimi ile ilgili olan tavsiyeler daha kesin, daha farklıdır olacaktır.

Dizel motorlar için φ_z , m ve ξ değerleri yanma odası biçimine ve karışımın oluşturulması yöntemine bağlı olarak Tablo 2.3'den seçilebilir.

Tablo 2.3: Dizelerde yanma odası biçimi ve karışımın oluşturulma yöntemine bağlı olarak yanma parametrelerinin tayini

Yanma Odası Tipi ve Karışımın Oluşturulması Yöntemi	φ_z	m	ξ
Bölünmüş yanma odalı ve direkt püskürtmeli			
Hava hareketi düşük dönme hızı ise	90-150	0-0,15	0,80-0,90
Havanın dönme hareketi emmede oluşuyorsa	60-75	0,35-0,50	0,75-0,88
Havanın dönme hareketi sıkıştırmada veya emme ve sıkıştırmada ikili olarak oluşuyorsa	50-75*	0,4-1*	0,75-0,85*
Havanın dönme hareketi sıkıştırmada veya emme ve sıkıştırmada ikili olarak oluşuyor ve MAN M sistemi uygulanıyorsa	50-75*	0,8-1,2*	0,75-0,85*
Bölünmüş yanma odalı			
Türbülanslı yanma odalı	60-100	0,4-0,6	0,7-0,8
Ön yanma odalı	60-100	0,4-0,6	0,65-0,75

Not: * - Tercih edilmelidir.

Bu veya diğer bir değer seçilmesinde şunların göz önüne alınması gerekir:

- Dizelin dönme hızı arttıkça φ_z büyümektedir.
- Aşırı doldurma m değerini 0,2-0,4 kadar artırır.
- Karışım oluşturulması ve yanma iyileştikçe ξ değeri de artar.

2.6 Yanma Olayının Hesabı

Yanma olayının hesabı sonucunda ilk önce gazların silindir içi basıncı ve sıcaklığının yanma olayının her anı için sayısal değerleri tayin edilmelidir. Yanma olayının hesabı tutuşma avansı açısı, yanma karakteri ve ortalama yanma hızına bağlı olarak yapılmaktadır. Basınç ve sıcaklık değişiminin böyle bir yöntemle hesabı yanma olayında maksimum basınç, maksimum sıcaklık ve

bunlara denk gelen krank mili dönme açıları, gazların maksimum basınç artış hızı ve gaz işini belirtmeyi mümkün kılar. Yanma olayının detaylı hesabı sonucunda genişleme sonu basıncı ve sıcaklığı, ortalama indike basıncı , indike verimi vb. çevrim büyüklükleri gerçek koşullara en büyük yaklaşımla hesaplanabilir.

Basınç ve sıcaklığın yanma olayı boyunca gerçek değişimi hesapsal $P = f(\theta)$ ve $T = f(\theta)$ eğrileri ile en büyük hassaslıkla yansıtmak için termodinamik kanuna uygunlukları ısı ayrılma kanununa uygunluğu ile bağlamak gerekmektedir.

2.7 Yanma Olayı Katsayıları ve Yanma Isısı Kullanımı

Yanma sırasında açığa çıkan ısı miktarının reaksiyona girmiş yakıt miktarı ile doğru orantılı olduğu düşünülürse;

$$Q_x = \delta \cdot H_u \cdot g_{\text{çev}} \cdot x \quad (2.22)$$

yazılabilir.

Burada Q_x ; t süresince açığa çıkan ısı miktarı

$g_{\text{çev}}$; Çevrim başına silindire giren yakıt miktarı

x ; t süresince yanmış olan yakıtın kütleli oranı

H_u ; Yakıtın alt ısı değeri

δ ; Eksik yanma, hava yetersizliği ve mükemmel olmayan yanma gibi nedenlerle kaybolan ısıyı göz önüne alan ısı ayrılma katsayısıdır.

Anlaşılan;

$$Q = Q_x - Q_{\text{kay}} \quad (2.23)$$

olur.

Burada Q ; Yanma başından, yanma olayının herhangi bir anına kadar gazların iç enerjisini yükseltme ve mekanik iş yapmak için kullanılan ısı miktarı olup, kullanılan yanma ısı diye adlandırılır.

Q_{kay} ; t süresince silindir çeperlerine ısı veriş, yanma ürünlerinin parçalanması (disosiyasyonu) ve akış daralması (bölünmüş yanma odalı dizelerde) nedeni ile ortaya çıkan ısı kayıplarıdır.

Yanma olayı süresince oluşan ısı kaybı Q_{kay} , ısı alış veriş, hidrodinamik ve disosiyasyon kanunlarına göre değişir. Ama Q_{kay} 'ın Q_x 'e kıyasla küçük değere sahip olduğu göz önüne alınırsa, Q_{kay} 'ın Q_x 'in $(1 - \psi)$ katı kadar sabit bir pay oluşturduğu kabul edilebilir. Yani:

$$Q_{\text{kay}} \approx (1 - \psi) Q_x \quad (2.24)$$

alınabilir. Bu ifade (2.23)'te yerine konulursa:

$$Q = \psi \cdot Q_x \quad (2.25)$$

olur. Burada ψ ısı kullanım katsayısıdır. (2.22) eşitliği göz önüne alındığında:

$$Q = \psi \cdot \delta \cdot H_u \cdot g_{\text{cev}} \cdot x = \xi \cdot H_u \cdot g_{\text{cev}} \cdot x \quad (2.26)$$

yazılabilir. Burada g_{cev} ; çevrim başına yakıt tüketimidir ve $\xi = \psi \cdot \delta$; yanmanın etkinlik katsayısıdır.

(2.26) ifadesini 1 kg iş karışımı için yazarak yanmanın özgül ısı kullanımı denklemini elde edebiliriz:

$$q = \frac{Q}{g_{\text{cev}} \cdot G_{i,k}} \quad (2.27)$$

dizel motorlar için:

$$q = \frac{Q}{g_{\text{cev}} (G_{t,k} + G_r + 1)} = \frac{Q}{g_{\text{cev}} [(1 + \gamma_r) \lambda \cdot \ell_{\text{min}} + 1]} = \frac{\xi \cdot H_u \cdot x}{(1 + \gamma_r) \lambda \cdot \ell_{\text{min}} + 1} \quad (2.28)$$

Burada $G_{t,k}$; Taze karışımının 1 kg. yakıt indirgenmiş ağırlığı

G_r ; Artık gazların 1 kg. yakıt indirgenmiş ağırlığı

γ_r ; Artık gaz katsayısı

ℓ_{min} ; 1 kg. yakıtın tam olarak yanması için teorik olarak gereken min. hava miktarı

1 kg. iş karışımının iç enerjisini yükseltmek ve mekanik iş yapmak için kullanılan toplam özgül ısı miktarı şu eşitlikten belirtilebilir:

$$q_z = \frac{Q_z}{g_{\text{cev}} \cdot G_{i,k}} \quad (2.29)$$

Dizel motorlar için:

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma_r) \lambda \cdot \ell_{\min} + 1} \quad (2.30)$$

olur.

Burada Q_z ; kullanılan toplam ısı miktarıdır.

(2.27) ve (2.29) denklemlerine göre:

$$q = q_z \cdot x \quad (2.31)$$

veya diferansiyel olarak:

$$dq = q_z \cdot dx$$

yazılabilir.

Burada dq ; sonsuz küçük dt zaman sürecinde iç enerjiyi yükseltmek ve mekanik iş yapmak için kullanılan sonsuz küçük ısı miktarı, $dx - dt$ süresince yanmış olan yakıtın sonsuz küçük kütleli oranıdır.

Yanma basıncının anlık değişimi için termodinamiğin 1. yasası şu şekilde yazılabilir.

$$dq = c_v dT + P d\theta \quad (2.32)$$

Bizim amaç için bu denklem:

$$q_z dx = c_v dT + P d\theta \quad (2.33)$$

şeklinde de ifade edilebilir.

Burada c_v ; iş karışımının sabit hacimde özgül ısısı,

dT ; iş karışımı sıcaklığının dt zamanında sonsuz küçük değişimi,

P ; silindir içi gaz basıncı,

$d\theta$; iş karışımının özgül hacminin dt zamanında sonsuz küçük değişimidir.

dT ve c_v 'yi yok etmek amacı ile (2.33) denklemini dönüştürelim. Bunun için termodinamiğin bilinen şu denklemleri kullanılabilir;

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP}{P} + \frac{d\vartheta}{\vartheta} &= \frac{dT}{T} \\ P \cdot \vartheta &= R \cdot T \\ c_p - c_v &= R \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

Basit matematik dönüştürmelerden sonra yanma olayının şu diferansiyel denklemi elde edilir.

$$\frac{dP}{d\vartheta} + \frac{k}{\vartheta} P = \frac{(k-1)q_z}{\vartheta} \cdot \frac{dx}{d\vartheta} \quad (2.35)$$

Burada $k = c_p / c_v$; adyabatik üs,

$dx / d\vartheta$; özgül hacme göre yanma hızıdır.

Eğer k =sabit kabul edilirse. (2.35) denklemi 1. mertebeden diferansiyel denkleme dönüşür ve bunun çözümü şu şekilde yazılır.

$$P \cdot e^{k \int \frac{d\vartheta}{\vartheta}} = (k-1)q_z \int \left(\frac{1}{\vartheta} \cdot \frac{dx}{d\vartheta} e^{k \int \frac{d\vartheta}{\vartheta}} \right) d\vartheta + c$$

$e^{k \int \frac{d\vartheta}{\vartheta}} = \vartheta^k$, olduğundan bu son ifade

$$P = \frac{(k-1)q_z}{\vartheta^k} \int \left(\vartheta^{k-1} \cdot \frac{dx}{d\vartheta} \right) d\vartheta + c \quad (2.36)$$

şeklini almaktadır.

Hesap kolaylığı açısından özgül hacmi, krank mili dönme açısının fonksiyonu olarak ifade edelim.

$$\vartheta = f(\alpha) = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_b} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \right\} \quad (2.37)$$

Hacmin krank mili açısına bağlı değişim hızı, (2.37) fonksiyonunun α 'ya göre alınmış olan türevine eşit olacağı anlaşılabilir.

$$\frac{d\vartheta}{d\alpha} = f'(\alpha)$$

Krank mili dönme açısı, yakıtın tutuşma anından hesaplanan φ açısı ile ifade edilirse;

$$\frac{d\vartheta}{d\varphi} = \frac{d\vartheta}{d\alpha} = f'(\alpha) \Rightarrow d\vartheta = f'(\alpha) d\varphi$$

olur. Bu durumda,

$$d\vartheta = \varphi_z f'(\alpha) d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)$$

biçiminde de yazılabilir. Burada φ_z ; Krank mili dönme açısı olarak tam yanma süresidir.

(2.35) denkleminde uygun yerine koymalardan ve sağ ve sol tarafları $f'(\alpha)$ 'ya çarpmadan sonra yanma olayı için şu diferansiyel denklem elde edilir;

$$\frac{dP}{d\varphi} + k \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} P = \frac{(k-1)q_z}{\varphi_z \cdot f(\alpha)} \cdot \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)} \quad (2.38)$$

Eğer k sabit kabul edilirse, (2.38) denklemini 1. Mertebeden doğrusal diferansiyel denkleme dönüştür ve bu integre edilirse;

$$\frac{dy}{dx} + A(x)y = B(x) \quad \rightarrow$$

$$y = e^{-\int A(x)dx} \left\{ \int_0^{\varphi} e^{\int A(x)dx} \cdot B(x) dx \right\} \quad \rightarrow$$

$$P = e^{-k \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} \int_0^{\varphi} d\varphi} \left\{ \int_0^{\varphi} e^{\int k \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} \int_0^{\varphi} d\varphi} \cdot \frac{(k-1)q_z}{\varphi_z f(\alpha)} \cdot \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)} dy \right\} + c \quad \rightarrow$$

$$P = e^{-k \frac{f(\alpha)}{f(\alpha)} \varphi} \cdot \frac{(k-1)q_z}{\varphi_z f(\alpha)} \int_0^\varphi \left\{ e^{\int_0^\varphi k \frac{f(\alpha)}{f(\alpha)} \varphi} \cdot \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)} d\varphi \right\} + c \quad \rightarrow$$

$$e^{k \frac{f(\alpha)}{f(\alpha)} \varphi} = [f(\alpha)]^{k-1} \quad \text{kabul edildiğinde,}$$

$$P = \frac{1}{[f(\alpha)]^k} \frac{(k-1)q_z}{\varphi_z f(\alpha)} \int_0^\varphi \left\{ [f(\alpha)]^{k-1} \cdot \frac{dx}{d(\varphi/\varphi_z)} \right\} d\varphi + c \quad (2.39)$$

Bilinmeyen integrasyon sabiti c başlangıç şartlarından bulunur. $\alpha = \theta$, $\vartheta = \vartheta_y$ ve $P = P_y$ iken yanmanın soyut hızı;

$$w_o = \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} = \frac{dx}{d(\varphi/\varphi_z)} = 0$$

olduğundan;

$$c = P_y [f(\theta)]^k \quad \text{olur.}$$

(2.37) denklemindeki kaşlı ayraç içi fonksiyonu $\psi(\alpha)$ olarak işaretleyelim.

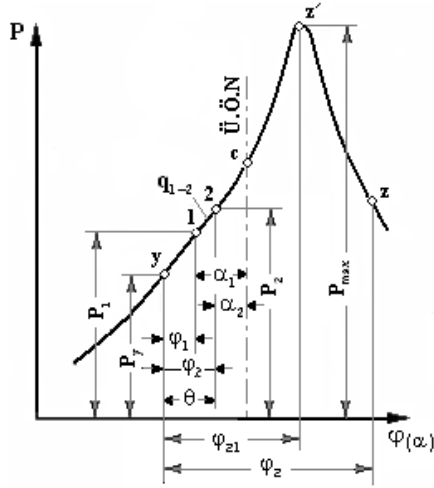
$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_b}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha}\right) \right] = 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \cdot \sigma \quad (2.40)$$

(2.39) denklemini uygun yerine koymalardan sonra şu biçime dönüşür:

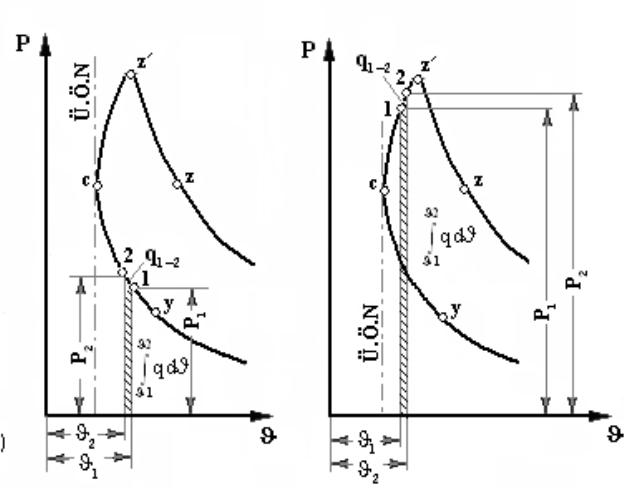
$$P = \frac{1}{[\varphi(\alpha)]^k} \cdot \left\{ \frac{(k-1)\varepsilon q_z}{\vartheta_a \varphi_z} \int_0^\varphi [\psi(\alpha)]^{k-1} \cdot w_o d\varphi + P_y [\psi(0)]^k \right\} \quad (2.41)$$

Bu denklem, yanma boyunca değişen gaz basıncının hesabı için bir hesaplama formülü görevini yapabilir.

(2.38) denklemi integre edilirken özgül ısılar oranı k =sabit kabul edilmiştir. Gerçekte ise yanma sırasında sıcaklık yükseldikçe ve iş karışımının kimyasal terkihi değiştiğçe k biraz küçülür. Bu durum bulunan basınç değerlerini etkiler.



Şekil 2.4 : Yanma olayının $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgelerine ayrılması



Şekil 2.5 : Yanma olayının $\theta_1 - \theta_2$ bölgelerine ayrılması

k değeri değişimlerini hesaba katmak için tüm yanma olayını tutuşma anından (y noktası) yanma sonuna kadar (z noktası) elemanter 1-2 bölgelerine ayırılım ve $k_{1-2} = \text{sabit}$, fakat bölgeden bölgeye farklı olduğunu kabul edelim. O halde (2.38) denklemi $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgesi üzere integre edilerek;

$$P_2 = \frac{1}{[\psi(\alpha_2)]^{k_{1-2}}} \cdot \left\{ \frac{(k_{1-2} - 1) \varepsilon q_z}{\vartheta_a \varphi_z} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} [\psi(\alpha)]^{k-1} \cdot w_o d\varphi + P_1 [\psi(\alpha_1)]^{k_{1-2}} \right\} \quad (2.42)$$

elde edilir.

Özgül ısılar oranının ortalama değeri her bölge için aşağıdaki gibi belirtilebilir.

Dizel yakıtı yanma ürünleri için (Denklem 2.20)

$$k_{1-2} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{1-2}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\lambda} \right) x_{1-2} \quad (2.43)$$

(2.42) denklemine ve (2.43) denklemine, yine yanma sıcaklığını belirtmek için (2.58) denklemine göre tüm yanma prosesinin hesabı yüksek hassasiyetle adım adım yapılabilir.

2.8 Yanma Olayı Sıcaklığının Hesabı

Yanma olayında değişken sıcaklık hesabı basınç hesabı ile aynı zamanda yapılır. Sıcaklık değerinin daha hassas tayin edilmesi için gaz molekülü sayısının yanma boyunca sürekli değiştiği göz önüne alınmalıdır. İş karışımının moleküler değişimi göz önüne alınmak şartı ile yanma olayının her hangi bir anı için hal denklemi şu şekilde yazılabilir;

$$P V = R_u (M_{t,k} + M_r + \Delta M) T \quad (2.44)$$

Burada $M_{t,k}$; Taze karışımın mol miktarı

M_r ; Artık gazların mol miktarı

ΔM ; t zamanında mol miktarı değişimidir, üstelik t=0 iken $\Delta M = 0$ ve t = t_z iken

$$\Delta M = \Delta M_{\max} \text{ olur.}$$

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (2.45)$$

denklemi ile ifade edilen yanma kanunu, yalnız ısının açığa çıkma karakterini değil, aynı zamanda iş karışımı kimyasal terkinin zamana bağlı olarak değişim karakterini de belirtmektedir. Çünkü ısı ayrılması tamamlanmış elementer kimyasal reaksiyonların bir sonucudur. Bu nedenle:

$$\Delta M = \Delta M_{\max} \cdot x = \Delta M_{\max} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (2.46)$$

alınabilir.

ΔM 'in bu değeri (2.44) denklemine yerine konulursa:

$$T = \frac{P V}{R_u \left\{ M_{t,k} + M_r + \Delta M_{\max} \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \right\} \right\}} \quad (2.47)$$

elde edilir. (2.47) formülünün moleküler değişim katsayısı ve artık gaz katsayısı ile ifade edilmesi daha kullanışlı olurdu.

Taze karışımın kimyasal moleküler değişim katsayısı:

$$\mu_o = \frac{M_{t,k} + \Delta M}{M_{t,k}} = 1 + \frac{\Delta M}{M_{t,k}} = 1 + \frac{\Delta M_{\max} \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right\}}{M_{t,k}} \quad (2.48)$$

olup, yanma sırasında 1'den

$$\mu_{o \max} = 1 + \frac{\Delta M_{\max}}{M_{t,k}}$$

kadar değişir. Buradan:

$$\Delta M_{\max} = (\mu_{o \max} - 1) M_{t,k} \quad (2.49)$$

bağıntısı elde edilir.

(2.49) ifadesi (2.48) denkleminde yerine konulursa:

$$\mu_o = 1 + (\mu_{o \max} - 1) \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (2.50)$$

olur.

Kimyasal moleküler değişim katsayısının maksimum değeri yakıtın mol kütlesi ve elementer terkinine yine hava fazlalık katsayısına bağlı olup, aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir.

Dizel motorlar için:

$$\mu_{o \max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\lambda L_{\min}} \quad (2.51)$$

Burada H ve O; 1 kg sıvı yakıtta hidrojen ve oksijenin kütle oranlarıdır.

Artık gaz katsayısı $\gamma_r = \frac{M_r}{M_{t,k}}$ olduğu göz önüne alınırsa, iş karışımının moleküler değişim

katsayısı formülü şu şekilde yazılabilir:

$$\mu = \frac{M_{t,k} + M_r + \Delta M}{M_{t,k} + M_r} = \frac{1 + \gamma_r + \Delta M / M_{t,k}}{1 + \gamma_r} = 1 + \frac{\Delta M}{(1 + \gamma_r) M_{t,k}} \quad (2.52)$$

(2.46) ve (2.49) eşitlikleri (2.52) denkleminde yerine konulursa;

$$\mu = 1 + \frac{(\mu_{o,max} - 1) \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right\}}{1 + \gamma_r} \quad (2.53)$$

elde edilir. (2.53) ve (2.50) formülleri karşılaştırıldığında μ_o ve μ arasındaki bağıntı kolaylıkla tespit edilebilir.

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.54)$$

Özel halde , yani yanma olayı sonu için (2.54) ifadesi şu şekilde yazılabilir.

$$\mu_{max} = \frac{\mu_{o,max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.55)$$

(2.53) ve (2.55) denklemleri birlikte çözümlerse:

$$\mu = 1 + (\mu_{max} - 1) \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (2.56)$$

elde edilir. İş gazları tüm bileşenlerinin mol sayısının ön hesabına başvurmaksızın yanma olayının istenen anındaki sıcaklığın hesabını mümkün kılan denklemi çıkaralım.

(2.44) hal denklemi tutuşma anı için aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$P_y \cdot V_y = R_u (M_{t,k} + M_r) T_y \quad (2.44b)$$

Burada P_y , T_y ve V_y ; iş karışımının tutuşma anındaki basıncı, sıcaklığı ve hacmidir.

(2.52) denklemi göz önüne alınır ve (2.44) ile (2.44b) denklemleri birlikte çözümlerse:

$$T = \frac{P\vartheta}{P_y \vartheta_y} \left(\frac{M_{t,k} + M_r}{M_{t,k} + M_r + \Delta M} \right) T_y = \frac{T_y}{P_y \vartheta_y} \cdot \frac{P\vartheta}{\mu} = \frac{T_y}{P_y \psi(\alpha_y)} \cdot \frac{P\psi(\alpha)}{\mu} \quad (2.57)$$

elde edilir. (2.57) denklemi elemanter bölge sonu için şu şekilde yazılabilir;

$$T_2 = \frac{T_y}{P_y \psi(\alpha_y)} \cdot \frac{P_2 \psi(\alpha_2)}{\mu_{1-2}} \quad (2.58)$$

Burada μ_{1-2} ; İş karışımı moleküler değişim katsayısının $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgesindeki ortalama değeridir.

2.9 Basınç Artış Hızının Hesabı

Krank biyel mekanizması parçalarına etkiyen yükler dinamik karakterde olup, şiddet ve işareti periyodik olarak değişmektedir. Bu ise motorda aşırı gerilimlere yol açar. Yüklerin dinamiklik derecesi ilk önce yanma basıncının artış hızına bağlıdır. Böylelikle basınç artış hızı iş çevriminin önemli bir göstergesidir.

Yanma basıncının yukarıda açıklanan hesap yöntemi basınç artış hızını da tayin etmeye müsaade etmektedir.

Yanma olayı için çıkarılmış olan diferansiyel denklem (2.38) şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{1}{\vartheta} \left[\frac{(k-1)q_z}{\varphi_z} w_o - k \frac{d\vartheta}{d\varphi} P \right] \quad (2.59)$$

Yanmanın soyut hızının $w_o = 6,908(m+1)(\varphi/\varphi_z)^m \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}]$ denklemi, özgül hacmin (2.37) ve (2.40) denklemlerine göre $\vartheta = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \psi(\alpha)$ ve $\frac{d\vartheta}{d\varphi} = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \psi'(\alpha)$ eşitlikleri (2.59)'de yerine konur ve basit matematiksel dönüştürmeler yapılırsa:

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{1}{\psi(\alpha)} \left\{ \frac{6,908\varepsilon \cdot q_z \cdot (k-1) \cdot (m+1) (\varphi/\varphi_z)^m}{\varphi_z \cdot \vartheta_a \cdot \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}]} - kP\psi'(\alpha) \right\} \quad (2.60)$$

elde edilir.

$\psi(\alpha)$ fonksiyonu denklem (2.40)'den $\psi'(\alpha)$ fonksiyonu ise aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\psi'(\alpha) \approx \frac{\varepsilon-1}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_b}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (2.61)$$

Ortalama basınç artış hızı şu bağıntı ile belirtilebilir:

$$w_{\text{ort}} = \frac{P_{\text{max}} - P_y}{\varphi_z'} \quad (2.62)$$

Burada φ_z' ; Krank milinin tutuşma anından maksimum basınç anına kadar olan dönme açısıdır.

2.10 Genişleme Olayının Hesabı

Genişleme olayının genellikle politropik durum değişimine göre gerçekleştiği kabul edilir. Böyle bir varsayım, özellikle yanmadan (z noktasından) sonra oluşan genişleme için, yani net genişleme için haklı kılınabilir. Bundan başka genişleme olayı boyunca politropik üs her an değişmektedir. Ancak hesap kolaylığı açısından politropik üs n_2 'nin genişleme süresince sabit kaldığı kabul edilir. Bu varsayıma göre genişleme sonu basıncı ve sıcaklığı,

$$P = \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta} \right)^{n_2} P_z \quad (2.63)$$

$$T = T_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta} \right)^{n_2-1} \quad (2.64)$$

olur.

Burada n_2 ; Net genişleme olayının ortalama politropik üssüdür.

ϑ_z ; İş karışımının z noktasına tekabül eden özgül hacmidir.

Egzoz açılma avansı fazının iş çevrimine olan etkileri hesaba katılmaksızın, genişleme olayının şartlı olarak A.Ö.N'ya kadar devam ettiği kabul edilsin, öyleyse iş karışımının şartlı genişleme sonu basıncı ve sıcaklığı aşağıdaki gibi belirtilebilir:

$$P_b = P_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta_b} \right)^{n_2} = P_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta_a} \right)^{n_2} \quad (2.65)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta_b} \right)^{n_2-1} = T_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta_a} \right)^{n_2-1} \quad (2.66)$$

Burada ϑ_b ; şartlı genişleme sonuna tekabül eden özgül hacmidir.

2.11 İş Çevrimi İndike Parametrelerinin Hesabı

Gazların net polotropik sıkıştırma olayında yaptığı iş şu şekilde belirtilebilir:

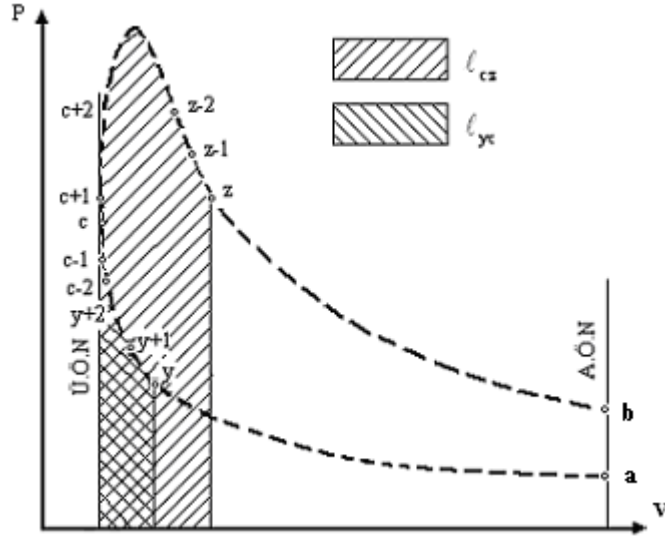
$$\ell_{ay} = \frac{1}{n_1 - 1} (P_y \vartheta_y - P_a \vartheta_a) \quad (2.67)$$

Gazların sıkıştırılmalı yanma olayında yaptığı mutlak iş:

$$\ell_{yc} = \int_{\vartheta_y}^{\vartheta_c} P d\vartheta$$

olur.

İş karışımının özgül hacimleri ve bu hacimlere denk gelen basınçlar hesaplanmış olduğundan, ℓ_{yc} işini hesaplamak için trapez yöntemi ile sayısal integrasyon uygulanacaktır (Şekil 2.6).



Şekil 2.6: Gazların mutlak işinin tayin edilmesi

$$\ell_{yc} \approx \frac{1}{2} \left[(P_y + P_{y+1})(\vartheta_y - \vartheta_{y+1}) + (P_{y+1} + P_{y+2})(\vartheta_{y+1} - \vartheta_{y+2}) + \dots + (P_{c-1} + P_c)(\vartheta_{c-1} - \vartheta_c) \right]$$

Basit matematik dönüştürmeler yapırsa:

$$\ell_{yc} = \frac{1}{2} \left[(P_y + P_{y+1})\vartheta_y + \sum_{i=y}^{i=c-2} (P_{i+2} - P_i)\vartheta_{i+1} - (P_c + P_{c-1})\vartheta_c \right] \quad (2.68)$$

elde edilir. Özgül hacimler (2.14) denklemine uygun olarak değiştirilirse:

$$\ell_{yc} = \frac{(\varepsilon - 1)\vartheta_a}{4\varepsilon} \left[(\sigma_y - \sigma_{y+1})P_y + \sum_{i=y}^{i=c-2} (\sigma_i - \sigma_{i+2})P_{i+1} + \sigma_{c-1}P_c \right] \quad (2.69)$$

olur. Gazların yanma-genişleme olayında yaptığı mutlak iş:

$$\ell_{cz} = \int_{\vartheta_c}^{\vartheta_z} P d\vartheta$$

Trapez yöntemi ile sayısal integrasyon uygulanırsa (Şekil 2.6).

$$\ell_{cz} \approx \frac{1}{2} \left[(P_c + P_{c+1})(\vartheta_c - \vartheta_{c+1}) + (P_{c+1} + P_{c+2})(\vartheta_{c+1} - \vartheta_{c+2}) + \dots + (P_{z-1} + P_z)(\vartheta_{z-1} - \vartheta_z) \right]$$

elde edilir. Basit matematiksel dönüştürmeler yapılırsa:

$$\ell_{cz} = \frac{1}{2} \left[-(P_c + P_{c+1})\vartheta_c + \sum_{i=c}^{i=z-2} (P_i - P_{i+2})\vartheta_{i+1} + (P_{z-1} + P_z)\vartheta_z \right] \quad (2.70)$$

olur.

Özgül hacimler (2.14) denklemine uygun olarak değiştirilir ve matematiksel dönüştürmeler yapılırsa:

$$\ell_{yc} = \frac{(\varepsilon - 1)\vartheta_a}{4\varepsilon} \left[\sigma_{c+1} \cdot P_c + \sum_{i=c}^{i=z-2} (\sigma_{i+2} - \sigma_i)P_{i+1} + (\sigma_z - \sigma_{z-1})P_z \right] \quad (2.71)$$

elde edilir.

Net politropik genişlemede gazların mutlak işi:

$$\ell_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (P_z \vartheta_z - P_b \vartheta_b) \quad (2.72)$$

denkleminde bulunabilir.

Teorik iş çevriminin işi:

$$l_i = l_{cz} + l_{zb} - l_{ay} - l_{yc} \quad (2.73)$$

olacağı anlaşılabilir.

İş çevriminin ortalama indike basıncı:

$$P_i = \frac{l_i}{\mathfrak{G}_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{l_i}{\mathfrak{G}_a} \quad (2.74)$$

İş çevriminin indike verimi:

$$\eta_i = \frac{l_i}{h_u} = \frac{\xi \cdot l_i}{q_z} \quad (2.75)$$

Burada h_u ; 1 kg. iş karışımının ısı değeri olup, (2.29) ve (2.30) denklemlerine göre

$$h_u = \frac{q_z}{\xi} \text{ 'dir.}$$

İş çevriminin indike özgül yakıt tüketimi:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (2.76)$$

BÖLÜM III

YANMA OLAYININ İNDİKATÖR DİYAGRAMI ÜZERE ARAŞTIRILMASI

3.1 Giriş

Motor performansının geliştirilme yollarından biri de iş çevrimini oluşturan olayların düzenli olarak iyileştirilmesi yoludur.

Gerçek yanma olayının teorisinin önceden kestirdiği optimale ne derecede yakın olduğunu ortaya çıkara bilmek için bir önceki bölümde açıklanmış olan teorik temeller esasında motor deneyi sonuçlarını tahlil metodu hazırlanmalıdır. Modern indikatör cihazları (Basınç ve ölü noktaları yüksek hassaslık ve büyük ölçekle kayıt edebilen) yardımı ile çıkarılan indikatör diyagramları böyle araştırmaların yapılmasında istisnai önem taşımaktadır.

Anlaşılan, indikatör diyagramlarının aynı teorik ön koşullara dayanan bir işlem metodu hazırlanmalıdır. O halde farklı deneyiciler tarafından yapılan araştırma sonuçları kendi aralarında daha kolay karşılaştırılabilir. Ayrıca, deneysel gerçeklerin birikmesi daha faydalı olur ve motorlarda yanma olayının doğru yönde gelişmesi sağlanabilir. Öte yandan teorisinin gelişmesi teşvik edilir.

Çalışan motordan çıkarılan indikatör diyagramı hem araştırma mühendisine hem de proje mühendisine çok önemli bilgiler vermektedir. Örneğin maksimum gaz basıncı (P_{max}), basınç artış hızının (w_p) ortalama ve maksimum değerleri direkt indikatör diyagramından bulunabilir. P_{max} ve w_p büyüklükleri ise krank-biyel mekanizmasının ana parçalarına etkiyen mekanik ve dinamik gerilmeleri değerlendirmeyi mümkün kılar.

Gaz basıncı değerini özellikle pistonu silindir duvarına bastıran normal kuvvetin değerini koşullandıran P_{max} 'ın bilinmesi sürtünme faktörünün etkisini, dolayısıyla da motorun aşınma derecesini değerlendirme olasılığını verir.

İndikatör diyagramının $P-\alpha$ koordinat takımından $P-V$ koordinat takımına taşınması indike iş, indike verim, ortalama indike basınç ve indike özgül yakıt tüketimi gibi önemli parametreleri bulmak iznini verir. Üstelik, efektif güç bilindiğinde, motorun mekanik kayıpları da tayin edilebilir. İndikatör diyagramının tahlili esasında elde edilebilecek bilgiler yalnız bununla bitmiyor. İndikatör diyagramının özel işlenmesi ile ısı ayrılma karakteristiği diye tanımlanan bir karakteristik ortaya çıkarılabilir. Buna göre yanma olayının dinamikası, yani yanma olayının zamanla genişlemesi ve yanma olayı boyunca gerçekleşen ısı kayıpları hakkında bir hüküm verilebilir. Isı ayrılma karakteristiği yanma olayının en önemli taraflarından biridir. Fakat bu karakteristik indikatör diyagramından direk elde edilemez.

Isı ayrılma karakteristiği termodinamik ve mekaniğin temel kanunları kullanılmakla diyagram verilerinin matematiksel işlenmesi sonucu tespit edilebilir. Demek ısı ayrılma karakteristiği zor tayin edilebilir bir göstergedir. Ama böyle bir karakteristiğin ortaya çıkarılması daha derin

araştırma basamağı anlamına gelir ve iş çevriminin iyileştirilmesi bakımından tümüyle gerekmektedir.

Isı ayrılma karakteristiğine göre yanmanın etkinlik katsayısı belirtilebilir. Silindir çeperlerine olan ısı kaybının, yakıt ısıl değerinin yanma boyunca değişmeyen bir kısmını oluşturduğu varsayılırsa (yaklaşık olarak deneysel verilere tekabül etmektedir), yanma karakteristiği elde edilebilir.

Yanma olayının bulunmuş olan zamanla gelişim kanununa uygunluğu yanma karakteristiğini tahlil metodu hazırlamayı mümkün kılar. Bu metod yardımıyla yanma olayının iki önemli parametresi olan şartlı yanma süresi ϕ_z ve yanma karakteri göstergesi m belirtilebilir.

Yanma olayına ait verilerin birikmesi ve bu veriler ile yapı ve işletme faktörleri ayrıca yakıt türü ve çeşitleri arasındaki ilişkilerin ortaya çıkarılması, ısı ayrılma karakteristiğine doğru yönde tesir etmeyi, demek ki motorda optimal iş çevrimi uygulamayı mümkün kılar.

Isı ayrılma ve yanma karakteristiklerini önceden bulmaksızın, yanma olayı parametrelerinin indikatör diyagramına göre hesaplanmasının metodu aşağıda açıklanmaktadır.

3.2 İndikatör Diyagramının Tahlilinde Kullanılan Temel Denklemler ve Formüller

Yanma olayı için termodinamiğin 1. yasası denklemi ve termodinamiğin diğer denklemleri esasında İ.İ. Vibe tarafından çıkarılmış olan şu denklemler kullanılabilir.

$$\frac{dP}{d\phi} = \frac{1}{\vartheta} \left[\frac{(k-1)q_z}{\phi_z} w_o - k \frac{d\vartheta}{d\phi} P \right] \quad (3.1)$$

$$P_2 = \frac{q_z \Delta x_{1-2} + P_1 \left(\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \vartheta_1 - \vartheta_2 \right)}{\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \vartheta_2 - \vartheta_1} \quad (3.2)$$

Bu iki denklemde ϕ açısı radian olarak kullanılmaktadır.

(3.1) nolu denklemde yanmanın soyut hızı w_o yerine (1.41) nolu ifadesi, özgül hacimin ϑ ve bunun türevi $d\vartheta/d\phi$ yerine (2.37) ve (2.40) nolu denklemler gereğince:

$$\vartheta = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \psi(\alpha) \quad (3.3)$$

$$\frac{d\vartheta}{d\phi} = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \psi'(\alpha) \quad (3.4)$$

ifadeleri konur ve basit matematiksel dönüştürmeler yapılırsa, şu denklemler elde edilir:

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{1}{\psi(\alpha)} \left\{ \frac{6,908 \varepsilon q'_z (k-1)(m+1)(\varphi/\varphi_z)^m}{\varphi_z \exp[6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}]} - k P \psi'(\alpha) \right\} \quad (3.5)$$

Burada $q'_z = q_z / \vartheta_a$; basıncı P_a ve sıcaklığı T_a olan (emme olayı sonunda) iş karışımının 1 m^3 'e indirgenmiş kullanılan toplam özgül ısı miktarıdır.

$\psi(\alpha)$ ve $\psi'(\alpha)$ fonksiyonları şu formüllerden belirtilir:

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_b} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]$$

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \sigma \quad \text{veya}$$

$$\psi(\alpha) \approx 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda_b}{2} \sin^2 \alpha \right] \quad (3.6)$$

$$\psi'(\alpha) = \frac{\varepsilon-1}{2} \left[\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos \beta} \right] \quad \text{veya}$$

$$\psi'(\alpha) \approx \frac{\varepsilon-1}{2} \left[\sin \alpha + \frac{\lambda_b}{2} \sin 2\alpha \right] \quad (3.7)$$

(3.2) nolu denklemdeki Δx_{1-2} , 1-2 bölgesinde yanmış olan yakıtın kütleli oranı olup, (1.39) nolu denklem gereğince şu şekilde ifade edilebilir.

$$\Delta x_{1-2} = x_2 - x_1 = \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (3.8)$$

k_{1-2} ise iş karışımının 1-2 bölgesinde ortalama özgül ısıları oranı olup $(k_{1-2} = c_{p1-2} / c_{v1-2})$, (2.43) nolu formüle göre tayin edilir.

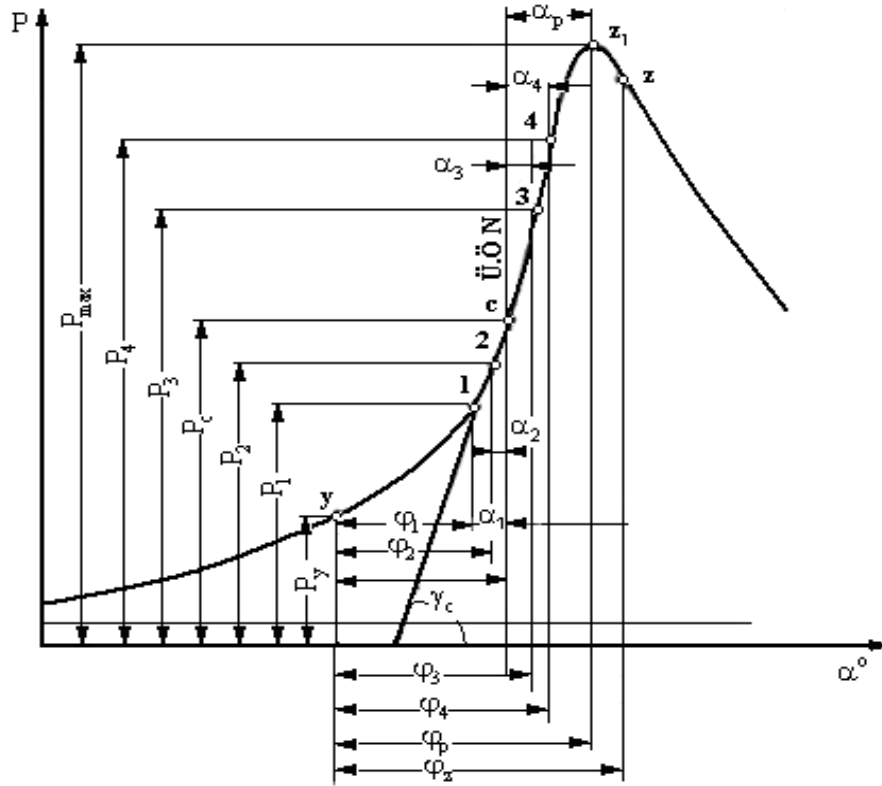
(3.2) nolu denklemdeki Δx_{1-2} yerine (3.8) nolu ifadesi ϑ_1 ve ϑ_2 yerine (3.3) nolu denklemi gereğince değerleri yerine konur ve basit matematiksel dönüştürmeler yapılırsa, yanma olayının incelenen 1-2 bölgesi için şu denklem elde edilir:

$$P_2 = \frac{1}{\left[\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1) \right]} \left\{ \varepsilon q'_z \left\{ -\exp \left[-6,908 \left(\varphi_1 / \varphi_z \right)^{m+1} \right] \right. \right.$$

$$\left. \left. - \exp \left[-6,908 \left(\varphi_2 / \varphi_z \right)^{m+1} \right] \right\} + P_1 \left[\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2) \right] \right\} \quad (3.9)$$

3.3 Yanma Olayının Araştırılması

(3.5) nolu denklem yanma eğrisinin iki karakteristik noktasına, yani Ü.Ö.N.'ya ve maksimum gaz basıncına tekabül eden c ve z_1 noktalarına uygulayalım.



Şekil 3.1: Yanma olayı tahliline ait diyagram

c noktası için ($\alpha = 0^\circ$):

$$\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_c = w_{pc} = \text{tg}\gamma_c = \frac{6,908 \varepsilon q'_z (k_c - 1)(m+1)(\theta/\varphi_z)^m}{\varphi_z \exp\left[6,908(\theta/\varphi_z)^{m+1}\right]} \quad (3.10)$$

z_1 noktası için ($dP/d\varphi = 0$):

$$k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p) = \frac{6,908 \varepsilon q'_z (k_p - 1)(m+1)(\varphi_p/\varphi_z)^m}{\varphi_z \exp\left[6,908(\varphi_p/\varphi_z)^{m+1}\right]} \quad (3.11)$$

olur.

Burada w_{pc} ; Piston Ü.Ö.N.'da iken basınç artış hızı,

γ_c ; Yanma eğrisine c noktasında çizilmiş olan teğetin yatay eksenle oluşturduğu açı,

θ ; Tutuşma avansı açısı

φ_p ; Krank mili dönme açısı olarak tutuşma anından (y noktası) maksimum gaz basıncı anına kadar geçen yanma süresi,

α_p ; Krank milinin piston Ü.Ö.N.'da olduğu andan (c noktası) gaz basıncının maksimumuna ulaştığı ana kadar olan dönme açısı,

P_{\max} ; maksimum yanma basıncı

k_c ve k_p ; İş karışımının c ve z_1 noktalarına tekabül eden özgül ısıları oranıdır.

(3.10) ve (3.11) nolu denklemlerin taraf tarafa bölünmesi sonucu şu eşitlik elde edilir:

$$\frac{w_{pc} (k_p - 1)(\varphi_p/\theta)^m}{k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)(k_c - 1)} = \exp\left[6,908 \frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_z^{m+1}}\right] \quad (3.12)$$

kısaltma için:

$$\frac{w_{pc} (k_p - 1)}{k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)(k_c - 1)} = B \quad (3.13)$$

olarak işaretlensin. O halde (3.12) ifadesi:

$$B(\varphi_p / \theta)^m = \exp \left[6,908 \frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_z^{m+1}} \right]$$

biçimine dönüşür. Bu ifadenin logaritması alınsın:

$$\ln \left[B(\varphi_p / \theta)^m \right] = 6,908 \frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_z^{m+1}}$$

buradan:

$$\varphi_z^{m+1} = \frac{6,908(\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1})}{\ln \left[B(\varphi_p / \theta)^m \right]} \quad (3.14)$$

veya

$$\varphi_z = \left\{ \frac{3(\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1})}{\log \left[B(\varphi_p / \theta)^m \right]} \right\}^{\frac{1}{m+1}}, \text{ rad.} \quad (3.15)$$

olur.

Mutlak yanma sürecinin hesap formülü şu şekilde yazılabilir:

$$t_z = \frac{30}{\pi n} \varphi_z = 9,55 \frac{\varphi_z}{n}, \text{ sn.} \quad (3.16)$$

Burada n; krank milinin dev/dak. olarak dönme hızıdır.

(3.13) ve (3.15) formüllerine giren tüm değerler, yanma karakteri göstergesi m dışında, ya bilinmektedir, ya indikatör diyagramından tespit edilir, ya da yeterli hassaslıkla hesaplanabilir veya değerlendirilebilir. Özgül ısılar oranı k (2.16) ve (2.20) nolu formüllerden belirtilebilir. Bu bölümde çıkarılmış olan formüller için k değerinin yüksek hassaslıkla bilinmesi istenmemektedir.

İndikatör diyagramının yanma eğrisi üzerinde 1, 2, 3, 4 sayılı dört nokta seçelim (Şekil 3.1)
(3.10) nolu denklemi yanma olayının 1-2 aralığı için şu şekilde yazalım:

$$P_2 [K_{1-2} \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)] - P_1 [K_{1-2} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)] = \varepsilon q'_z \left\{ \exp \left[-6,908 \left\{ \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right\}^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left\{ \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right\}^{m+1} \right] \right\} \quad (3.17)$$

Burada kısa olması için;

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \quad (3.18)$$

olarak kabul edilmiştir.

(3.17) ve (3.11) nolu denklemleri taraf tarafa bölerek basit dönüştürmeler yapıldıktan sonra;

$$\frac{6,908(k_p - 1) \{P_2 [K_{1-2} \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)] - P_1 [K_{1-2} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)]\}}{2k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)} = \frac{\varphi_z^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1)} \left\{ \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_1^{m+1}) \right] - \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_2^{m+1}) \right] \right\} \quad (3.19)$$

elde edilir.

(3.14) nolu formülle verilen φ_z^{m+1} değeri bu eşitlikle yerine konarak karmaşık olmayan dönüştürmeler yapıldıktan sonra:

$$\frac{2,303(k_p - 1) \{P_2 [K_{1-2} \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)] - P_1 [K_{1-2} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)]\}}{2k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)} = \frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1) \log \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]} \left\{ \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]_{\frac{\varphi_p^{m+1} - \varphi_1^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} - \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]_{\frac{\varphi_p^{m+1} - \varphi_2^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} \right\} \quad (3.20)$$

elde ederiz.

Eğer seçilmiş 2 noktası Ü.Ö.N ile çakışiyorsa (3.20) nolu denklem aşağıdaki biçime dönüşür:

$$\frac{2,303(k_p - 1)\{P_c [K_{1-2} - \psi(\alpha_1)] - P_1 [K_{1-2}\psi(\alpha_1) - 1]\}}{2k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)} =$$

$$\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1) \log \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]} \left\{ \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]^{\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} - B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right\} \quad (3.21)$$

Eğer seçilmiş 1 noktası Ü.Ö.N ile çakışırsa, (3.20) nolu denklem şu şekilde yazılır:

$$\frac{2,303(k_p - 1)\{P_2 [K_{1-2} \cdot \psi(\alpha_2) - 1] - P_c [K_{1-2}\psi(\alpha_2)]\}}{2k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)} =$$

$$\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1) \log \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]} \left\{ B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m - \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]^{\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} \right\} \quad (3.22)$$

(3.20), (3.21) veya (3.22) nolu denklemin sol tarafı hesaplandıktan sonra deneme yanılma yöntemi ile m değeri bulunabilir.

Bir önceki işlemlerin benzeri olarak (3.10) nolu denklem yanma olayının 3-4 aralığı için yazılır ve (3.11) nolu denkleme bölünür, yine karmaşık olmayan dönüştürmeler yapılırsa;

$$\frac{6,908\varphi_p^m (m+1)(k_p - 1)\{P_4 [K_{3-4}\psi(\alpha_4) - \psi(\alpha_3)] - P_3 [K_{3-4}\psi(\alpha_3) - \psi(\alpha_4)]\}}{2k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)} =$$

$$\varphi_z^{m+1} \left\{ \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_3^{m+1}) \right] - \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_4^{m+1}) \right] \right\} \quad (3.23)$$

elde edilir.

Bu eşitlik kullanılarak, deneme yanılma yöntemi ile φ_z ' değeri bulunur. $dP/d\varphi = f(\varphi)$ diyagramının bulunmaması durumunda, B'nin (3.13) nolu ifadesine giren w_{pc} değerinin çok daha hassas belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için yanma eğrisinin c noktasına tekabül eden teğet çok özenle çizilmelidir. Ayrıca w_{pc} değeri gerektiğinde şu şekilde düzenlenebilir. m ve φ_z değerleri

yukarıda açıklandığı gibi tayin edildikten sonra φ_z değeri, (3.19) nolu denklemde yerine konur ve deneme yanma yöntemi ile m değeri bulunur. Eğer m 'nin yeni değeri bir önceki değerinden önemli ölçüde farklıysa bu ilk önce w_{pc} değerinin yeterli hassaslıkla bulunmadığını göstermektedir. O halde w_{pc} değeri yeniden düzenlenir ve tekrar hesaplar yapılır. Bu yolla (3.20) ve (3.19) nolu denklemlerden bulunan m değerleri arasında, yine (3.15) ve (3.23) nolu denklemlerle belirtilen φ_z değerleri arasında tatmin edici bir uyum sağlanabilir.

m ve φ_z değerlerinin tespit edilmesinden sonra, yanmada kullanılan toplam özgül ısı hesaplanabilir. Bunun için (3.11) nolu denklem şu şekilde yazılır;

$$q'_z = \frac{k_p P_{\max} \varphi_z \psi'(\alpha_p) \exp\left[6,908\left(\varphi_p / \varphi_z\right)^{m+1}\right]}{6,908\varepsilon(k_p - 1)(m+1)\left(\varphi_p / \varphi_z\right)^m} \quad (3.24)$$

Hava fazlalık katsayısı λ , artık gaz katsayısı γ_r , havanın teorik olarak gereken minimum miktarı ℓ_{\min} , yakıtın alt ısıl değeri H_u , emme sonu basıncı P_a ve sıcaklığı T_a 'nın değerleri motor deneyi şartlarına göre bilirse, q'_z değeri bulunduktan sonra (2.30) formülü yardımı ile yanmanın etkinlik katsayısı ξ hesaplanabilir. Bu sırada ϑ_a değeri (2.5) ifadesine göre belirtilir.

3.4 Yanma Olayının İndikatör Diyagramı Üzere Araştırılmasının Bir Örneği

Yanma olayının tahlili için silindir çapı $D=120\text{mm}$, piston stroku $S=110\text{mm}$, sıkıştırma oranı $\varepsilon=17$ ve $\lambda_b=0,27$ olan direkt püskürtmeli, 8 silindirli V tipi bir dizel motorun indikatör diyagramı kullanılmıştır.

İndikatör diyagramından elde edilmiş değerler şunlardır:

$$P_{\max} = 8,905 \text{ MPa}; P_4 = 8,818 \text{ MPa}; P_3 = 8,533 \text{ MPa}; P_c = 6,716 \text{ MPa}; P_1 = 5,837 \text{ MPa},$$

$$\theta = 12^\circ = 0,2094 \text{ rad}; \alpha_p = 6^\circ = 0,1047 \text{ rad}; \alpha_1 = 6^\circ = 0,1047 \text{ rad}; \alpha_2 = 4^\circ = 0,0698 \text{ rad}$$

$$\alpha_3 = 2^\circ = 0,03491 \text{ rad}; \alpha_4 = 4^\circ = 0,06981 \text{ rad}; \varphi_p = 18^\circ = 0,3141 \text{ rad}; \varphi_1 = 6^\circ = 0,1047 \text{ rad}$$

$$\varphi_2 = 8^\circ = 0,1396 \text{ rad}; \varphi_3 = 14^\circ = 0,2443 \text{ rad}; \varphi_4 = 16^\circ = 0,2792 \text{ rad}; w_{pc} = 16,593 \text{ MPa/rad.}$$

Yanma olayının büyük bir bölümü için özgül ısılar oranı $k=1,30$ olarak sabit kabul edilsin. O halde

$$K_{1-2} = K_{3-4} = \frac{k+1}{k-1} = \frac{1,3+1}{1,3-1} = 7,667 \text{ olur.}$$

Yanma karakteri göstergesi m 'yi tayin etmek için önce (3.6) ve (3.7) nolu formüllere göre $\psi(\alpha_1)$, $\psi(\alpha_2)$ ve $\psi'(\alpha_p)$ fonksiyonlarını bulalım.

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_b} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]$$

$$\psi(\alpha_1) = 1 + \frac{17-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,27} \right) - \left(\cos 6^\circ + \frac{1}{0,27} \sqrt{1 - (0,27 \cdot \sin 6^\circ)^2} \right) \right] = 1,0556$$

$$\psi(\alpha_2) = 1 + \frac{17-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,27} \right) - \left(\cos 4^\circ + \frac{1}{0,27} \sqrt{1 - (0,27 \cdot \sin 4^\circ)^2} \right) \right] = 1,0247$$

$$\psi'(\alpha) \approx \frac{\varepsilon-1}{2} \left[\sin \alpha + \frac{\lambda_b}{2} \sin 2\alpha \right]$$

$$\psi'(\alpha_p) \approx \frac{17-1}{2} \left(\sin 6^\circ + \frac{0,27}{2} \cdot \sin 12^\circ \right) = 1,0608$$

Uygun değerleri yerine koyarak (3.20) denkleminin sol tarafının sayısal değerini hesaplayalım:

$$\frac{2,303(k_p - 1) \{ P_2 [K_{1-2} \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)] - P_1 [K_{1-2} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)] \}}{2k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)}$$

$$\frac{2,303(1,31-1) \{ 6,716 [7,667 \cdot 1,0247 - 1,0556] - 5,837 [7,667 \cdot 1,0556 - 1,0247] \}}{2 \cdot 1,3 \cdot 2,685 \cdot 1,0608} = 0,1242$$

(3.13) nolu formülden B değerini belirtelim:

$$\frac{w_{pc}(k_p - 1)}{k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)(k_c - 1)} = B$$

$$B = \frac{16,593 \cdot (1,3-1)}{1,3 \cdot 8,905 \cdot 1,0608 \cdot (1,3-1)} = 1,3512$$

B değeri ve deneysel veriler (3.20) nolu denklemin sağ tarafındaki yerine konulduğunda şu ifade elde edilir:

$$\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1) \lg \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]} \left\{ \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]^{\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} - \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]^{\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} \right\}$$

$$\frac{0,3141^{m+1} - 0,2094^{m+1}}{0,3141^m (m+1) \lg \left[1,3512 \left(\frac{18^\circ}{12^\circ} \right)^m \right]} \left\{ \left[1,3512 \left(\frac{18^\circ}{12^\circ} \right)^m \right]^{\frac{0,3141^{m+1} - 0,1047^{m+1}}{0,3141^{m+1} - 0,2094^{m+1}}} - \left[1,3512 \left(\frac{18^\circ}{12^\circ} \right)^m \right]^{\frac{0,3141^{m+1} - 0,1396^{m+1}}{0,3141^{m+1} - 0,2094^{m+1}}} \right\}$$

m=0,3 alındığında, (3.20) nolu denklemin sağ tarafının 0,1254'e eşit olan değeri, sol tarafın 0,1242'ye eşit olan değerine çok yakın olduğu deneme-yanılma yöntemi ile ortaya çıkarılır. Yani m=0,3 iken (3.20) denklemini pratik olarak özdeşliğe dönüştür. Böylece m=0,3 olur.

Yanma süresi (3.15) nolu formülden bulunur:

$$\varphi_z = \left\{ \frac{3(\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1})}{\lg \left[B \left(\frac{\varphi_p}{\theta} \right)^m \right]} \right\}^{\frac{1}{m+1}}$$

$$\varphi_z = \left\{ \frac{3(0,3141^{0,3+1} - 0,2094^{0,3+1})}{\lg \left[1,3512 \left(\frac{18^\circ}{12^\circ} \right)^5 \right]} \right\}^{1/(0,3+1)} = 1,3733 \text{ rad.} = 78,7^\circ$$

φ_z 'nin kontrolü (3.23) nolu denklemlerle yapılır. Bunun için ilk önce (3.6) formülüne göre $\psi(\alpha_3)$ ve $\psi(\alpha_4)$ fonksiyonları belirtilir.

$$\psi(\alpha_3) = 1 + \frac{17-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,27} \right) - \left(\cos 2^\circ + \frac{1}{0,27} \sqrt{1 - (0,27 \cdot \sin 2^\circ)^2} \right) \right] = 1,0062$$

$$\psi(\alpha_4) = 1 + \frac{17-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,27} \right) - \left(\cos 4^\circ + \frac{1}{0,27} \sqrt{1 - (0,27 \cdot \sin 4^\circ)^2} \right) \right] = 1,0247$$

Uygun değerler (3.23) nolu denklemin sol tarafında yerine konulduğunda, bu tarafın sayısal değeri;

$$\frac{6,908 \varphi_p^m (m+1)(k_p - 1) \{ P_4 [K_{3-4} \psi(\alpha_4) - \psi(\alpha_3)] - P_3 [K_{3-4} \psi(\alpha_3) - \psi(\alpha_4)] \}}{2k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)} =$$

$$\frac{6,908 \cdot 1,0608^{0,3} (0,3+1)(1,3-1) [8,818 \cdot (7,667 \cdot 1,0247 - 1,0062) - 8,533(7,667 \cdot 1,0062 - 1,0247)]}{2 \cdot 1,3 \cdot 8,908 \cdot 1,0608} = 0,2577$$

olur.

$\varphi_z = 78,7^\circ = 1,3733 \text{ rad}$ ve deneysel veriler (3.23) nolu denklemin sağ tarafında yerine konulduğunda bu tarafın sayısal değeri:

$$\varphi_z^{m+1} \left\{ \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_3^{m+1}) \right] - \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_4^{m+1}) \right] \right\}$$

$$1,3733^{0,3+1} \left\{ \exp \left[\frac{6,908}{1,3733^{0,3+1}} (1,0608^{0,3+1} - 1,0062^{0,3+1}) \right] - \exp \left[\frac{6,908}{1,3733^{0,3+1}} (1,0608^{0,3+1} - 1,0247^{0,3+1}) \right] \right\} = 0,2597$$

olarak elde edilir. (3.23) nolu denklemin sol ve sağ taraflarının değerleri arasındaki fark %0,8 olduğu için $\varphi_z = 78,7^\circ$ değerinin yeterli hassaslıkla bulunduğu kabul edilebilir.

Yanmada kullanılan toplam özgül ısı miktarı (3.24) nolu denklemden belirtilir:

$$q'_z = \frac{k_p P_{\max} \varphi_z \psi'(\alpha_p) \exp \left[6,908 (\varphi_p / \varphi_z)^{m+1} \right]}{6,908 \varepsilon (k_p - 1) (m+1) (\varphi_p / \varphi_z)^m}$$

$$q'_z = \frac{1,3 \cdot 8,908 \cdot 1,3733 \cdot 1,0608 \exp \left[6,908 (18^\circ / 78,7^\circ)^{0,3+1} \right]}{6,908 \cdot 17 (1,3-1) (0,3+1) (18^\circ / 78,7^\circ)^{0,3}} = 1582 \text{ kJ/m}^3$$

Böylece, indikatör diyagramının sunulan yöntemle tahlili yanma olayının karakteristik parametreleri olan m , φ_z ve q'_z 'ü yeterli hassaslıkla hesaplamayı mümkün kılmıştır.

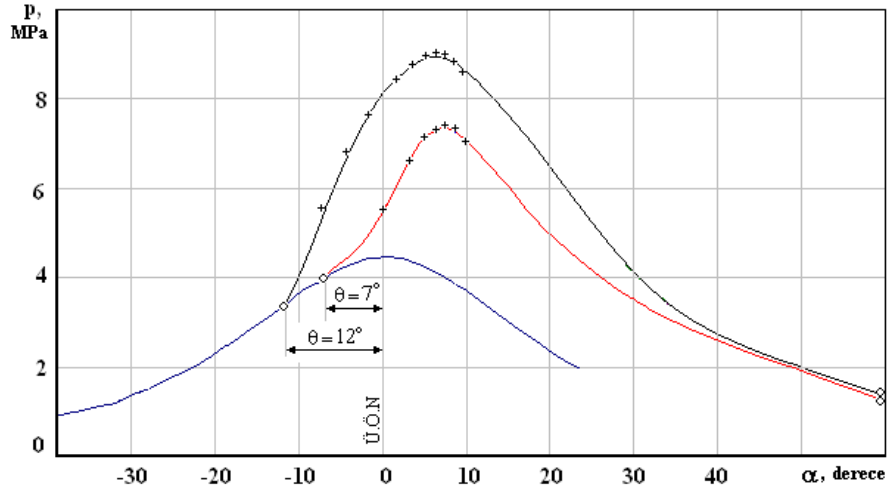
İlk bakışta bu bölümde verilmiş olan denklemlere göre yapılan hesaplamalar yeterince çok emek gerektirmektedir. Fakat bu böyle değildir. Çünkü anılan denklem ve formüllerdeki bir çok elemanlar tekrarlanmaktadır. Ayrıca gereken hesaplamalar bilgisayarla yapıldığından sözü geçen zorluk tamamen kaldırılmış olur.

İndikatör diyagramının yanma eğrisi ile hesaplanmış yanma eğrisini karşılaştırmak için yanma olayının hesabı önceden hazırlanmış basit bir yöntemle (k =sabit) yapılmıştır. İndikatör diyagramından alınmış değerler ile hesaplanmış değerler Tablo 3.1’de özetlenmiştir.

Tablo 3.1: Gaz basıncının deneysel değerleri ile hesaplanmış değerlerin karşılaştırılması

φ , °KMA	α , °KMA	Gaz Basıncı, MPa		Hesaplanmış Değerin Deneysel Değerden Sapması, %	Dipnot
		İndikatör Diyagramı Üzere	Hesaplanmış		
0	-12	3,392	3,392	0	P_y
6	-6	5,837	5,841	+0,07	
8	-4	6,716	6,722	+0,09	
14	2	8,533	8,587	+0,63	
16	4	8,818	8,842	+0,273	
18	8	8,905	8,903	-0,023	P_{max}

Ayrıca tutuşma avansı açısı $\theta = 12^\circ$ ve 7° iken çıkarılmış olan indikatör diyagramının yanma eğrisi Şekil 3.2’de görüntülenmiştir. Bu şekilde hesaplanmış değerler artılarla işaretlenmiştir. Araştırılan problemin karmaşıklığı ve basitleştirici kabuller göz önüne alındığında Tablo 3.1 ve Şekil 3.2’den görüldüğü gibi hesaplanmış değerler deneysel değerlere çok iyi uyum sağlamaktadır.



Şekil 3.2: İndikatör diyagramının hesaplanmış verilerle karşılaştırılması

Özel araştırmalar, tutuşma avansı açısı dışında tüm parametreler sabit tutulduğunda, yanma olayı temel büyüklüklerinin (m, φ_z, q'_z) tutuşma avansı açısından pratik olarak bağımsız olduğunu göstermektedir. Böyle bir varsayımın kabul edilebilirliği Şekil 3.2'den de görölmektedir. Demek basınç gelişim karakterinin tutuşma avansı açısına bağlı olarak değişmesi yanma olayının Ü.Ö.N'ye göre kaymasının bir sonucudur. $\theta = 7^\circ$ iken gerçek yanma hızının teorik yanma hızına kıyasla bir kadar azalması, ısı transferi yüzeyinin büyümesi sonucu artan ısı kaybı ve iş karışımının türbölans şiddetinin bir kadar sönmesi ile açıklanabilir.

Yukarıda söylenenlerden şu sonuç elde edilir; Yanma olayı parametreleri verilmiş bir indikatör diyagramına göre tespit edildikten sonra (Bir tutuşma avansı açısı için), diğer tutuşma avansı açıları içinde yanma basıncı ve sıcaklığının değişim karakteri önceden görölebilir.

Böylece dizel motorlarında indikatör diyagramının sunulan bilgisayar destekli işleme metodu, ilk verilerin hazırlanması için gereken grafiksel çalışmaların hacmini kesin azaltmayı müsaade etmektedir. Bu metod supapları kapalı bir silindirde meydana gelen olayların mümkün olabilir tüm parametrelerini büyük bir hassasiyetle bulma fırsatını vermektedir.

BÖLÜM IV

DİZELERDE İŞ ÇEVİRİMİ ARAŞTIRMALARI

4.1 Giriş

Motorun iş çevrimini değerlendirmek için en objektif kriter indikatör diyagramıdır. Bu diyagramdan iş çevriminin işi, indike verimi, maksimum basıncı, basınç artış hızı vb. gibi temel büyüklükler hakkında bir fikir edinilebilir.

Yanma olayı, iş çevriminin temel parametrelerine etki yapan önemli olaylardan biridir. Bu nedenle yanma olayının geliştirilmesinin doğru yönünün tespit edilmesi, dolayısıyla da en iyi büyüklüklere sahip indikatör diyagramının elde edilmesi çok önemlidir. Bu ilk görev yapıldıktan sonra yanma olayının arzu edilen akışını elde etmek için pratik yolların aranması gerekir.

4.2 Araştırma Yöntemi Üzere Genel Düşünceler ve Akış Verileri

Bir önceki bölümlerde açıklandığı gibi verilmiş yanma kanuna uygunluğunda yanma olayının zamana göre gelişimi şartlı yanma süresi ϕ_z ve yanma karakteri göstergesi m ile karakterize olunmaktadır. Gerek bu iki parametrenin gerekse yanma etkinlik katsayısı ξ , hava fazlalık katsayısı λ vb. diğer faktörlerin iş çevrimi temel büyüklüklerine etkisini meydana çıkarmak merak uyandıran bir konudur.

Bu bölümde böyle bir araştırmanın sonuçları verilmiştir. Araştırma yöntemi anılan tüm faktörlerin, bunlardan sırası ile herhangi birini değiştirmek, geri kalanları sabit tutmak şartı ile iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmaktadır. Bu ve diğer faktörlerin iş çevrimi büyüklüklerine etkisi çeşitli tutuşma avansı açıları için tayin edilmiştir.

Yakıt tutuşma gecikmesi süresi yanma olayı hesabına dahil edilmemiştir. Bunun nedeni ise aşağıda açıklanmıştır.

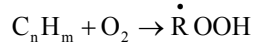
4.3 Dizelerde Yakıtın Kendi Kendine Tutuşma Olayı

Hidrokarbon yakıtların dizelerde yanması olayı zincir bir reaksiyondur. Herhangi bir zincir reaksiyon iki fazda gerçekleşir. Birinci fazda aktif merkezler diye tanımlanan serbest radikaller ve atomlar ortaya çıkmaya başlar. Bunlar ortamda çeşitli yollarla oluşurlar, örneğin ısıyla, elektrik kıvılcımla vs. aktif merkezler zincir reaksiyon başlangıcı için gereklidir.

İkinci fazda aktif merkezler asıl maddesinin molekülleri ile reaksiyona girerler, böylece düz veya dallanmış reaksiyonları başlatırlar. Bu sırada kimyasal reaksiyonlar sonucu maddeler son yanma ürünlerine dönüşürler.

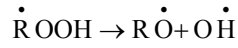
Dizel motorlarda yanma reaksiyonunun başlatılması, kızgın hava ortamına yakıtın püskürtülmesi ile saklanır, yani ısı bir başlatma (kendi kendine tutuşma) meydana gelir.

Reaksiyonun başlamasına yol açan proses geniş yayılmış şu teori ile açıklanabilir. Kısa veya uzun bir zaman diliminde, kendi kendine tutuşmadan önce hidrokarbon yakıtın ayrı ayrı molekülleri yüksek hava sıcaklığı ve yoğunluğunun etkisi altında oksijen molekülleri ile reaksiyona girerek oksijene aşırı doymuş olan peroksitler oluştururlar. Bu olay şöyle açıklanabilir;

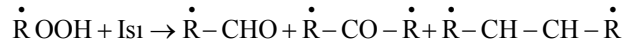


Peroksitler sıcaklık ve yoğunluğun yalnız dar bir aralığında dayanıklıdırlar. Bu aralıklar dışında peroksitler bozulurlar. Burada iki hal olabilir;

1- Serbest radikallerin oluşması ile gerçekleşen parçalanma



2- Nispeten az aktif olan aldehitler, ketonlar ve olefinlerin oluşması ile gerçekleşen asıl parçalanma



Tutuşma için, yani yanma başlangıcı için birinci mekanizma temel mekanizmadır, çünkü yakıtın zincir yanma reaksiyonunun başlaması için gereken başlangıç aktif merkezleri bu mekanizma oluşturur. Böylece dizelerde her zaman tutuşma gecikmesi süresi görülmektedir. Bu süre boyunca özel olaylar gerçekleşerek yanmanın zincir reaksiyonunun başlaması hazırlanmaktadır.

Gerek benzinli motorlarda gerekse dizelerde yanma reaksiyonunun hazırlanması işlemi pratik olarak bir anda gerçekleşir. Bu nedenle yanma olayının zamana göre hesabında başlangıç an olarak reaksiyonun başlama anı kabul edilmelidir. Böylece dizeler için tutuşma gecikmesi süresi yanma olayına dahil edilmemelidir. Direkt püskürtmeli dizel motorlar için tutuşma gecikmesi süresi (TG) ünlü Rus bilim adamı A. İ. TOLSTOY tarafından verilmiş şu formülle bulunabilir. [15]

$$\tau_{TG} = \sqrt{\left(\frac{V_0 - V_c + 1}{V_{EmKG} + \varepsilon} \right) \frac{T_K}{P_K} \cdot \frac{B}{10^2} \cdot \exp \left[\left(\frac{V_0 - V_c + 1}{V_{EmKG} + \varepsilon} \right)^{n_1} \cdot \frac{E}{R_u \cdot T_K} \right]}$$

veya

$$\varphi_{TG} = 6 n \cdot \tau_{TG} \text{ } ^\circ KMA$$

Burada V_{EmKG} , V_0 ; Emme supabı kapanma gecikmesi ve yakıt püskürtme avansı açılarına tekabül

eden silindir hacimleri,

V_c ; Sıkıştırma sonu hacmi

ε ; Sıkıştırma oranı

P_K, T_K ; Çevre ortamın basıncı ve sıcaklığı

R_u ; Evrensel gaz sabiti

n_1 ; Politropik sıkıştırma üssü

E ; 20...25 MJ/kmol olup, şartlı aktifleşme enerjisidir.

B ; Bir katsayı olup, şu eşitlikten bulunabilir;

$$B = (1...1,6) \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot 12 \cdot 10^{-5}$$

Burada n ; Krank mili devir sayısıdır.

4.4 Başlangıç Verileri

Dizel iş çevrimini aşırı doldurma olmadığı hal için araştırmak amacı ile şu başlangıç verileri alınmıştır;

Motor tipi: 4 zamanlı, direkt püskürtmeli bir dizel motordur.

Silindir Çapı	D , mm	120
Piston Stroku	S , mm	120
Sıkıştırma Oranı	ε	17
Silindir Sayısı	i_s	8-V
Krank Mili Dönme Hızı	n , dev/dak	2600
r/L ile verilen λ_b sabiti		0,27
Emme Sonu Basıncı	P_a , MPa	0,092
Artık Gaz Basıncı	P_r , MPa	0,105
Artık Gaz Sıcaklığı	T_r , K	780
Emmede Sıcaklık Artışı	ΔT , K	20
Çevre Ortam Basıncı	P_o , MPa	0,1
Çevre Ortam Sıcaklığı	T_o , K	293
Hava Fazlalık Katsayısı	λ	1,4
Politropik Sıkıştırma Üssü	n_1	1,37
Politropik Genişleme Üssü	n_2	1,26
Şartlı Yanma Süresi	φ_z , KMA°	78
Tutuşma Avansı Açısı	θ , KMA°	12
Yanma Karakteri Göstergesi	m	0,3
Yanma Etkinlik Katsayısı	ξ	0,81

İş çevrimini her yönü ile araştırmak için anılan değerlere ek olarak çeşitli φ_z , m , ξ , ε ve λ değerleri de kabul edilmiştir.

Yanma olayı hesabının hassaslığı hesap adımına ($\Delta\alpha$) bağlı olduğundan, iş çevrimi hesabı özel bir kontrole tabi tutulmuştur. İş çevriminin ($\varepsilon = 17$, $\lambda = 1,4$, $\varphi_z = 78^\circ$, $m = 0,3$, $\xi = 0,81$, $\theta = 12$) iken çeşitli adımlarda ($\Delta\alpha = 0,1$; $0,5$; 1 ; $1,5$; 2 ve $2,5$) yapılmış olan hesap sonuçları Tablo 4.1’de özetlenmiştir.

Tablo 4.1: Dizel iş çevrimi temel parametrelerinin hesap adımına bağlı değişimi

Hesap Adımı	İş Çevrimi Parametreleri				
	P_{\max} MPa	T_{\max} K	P_i MPa	g_i gr / (kW · h)	η_i
0,1	9,00	2043	0,969	186,3	0,455
0,5	8,98	2039	0,966	186,9	0,454
1	8,93	2031	0,961	187,0	0,451
1,5	8,88	2021	0,955	189,1	0,449
2	8,83	2011	0,948	194,0	0,445
2,5	8,34	1963	0,937	192,7	0,440

Bu tablodan görüldüğü gibi $\Delta\alpha = 0,1^\circ$ ’deki değerlere kıyasla $\Delta\alpha = 1,0^\circ$ alındığında çevrim parametreleri değerlerinin tayin edilmesinde yaklaşık %0,37 ile %0,89 aralığında değişmektedir. Çevrim parametrelerinin hesabında böyle bir hassaslık pratikte istenilen hassaslıktan da fazladır. Bu açıdan bir sonraki hesaplar için $\Delta\alpha = 1^\circ$ alınabilir.

4.5 Tutuşma Avansı Açısının İş Çevrimine Etkileri

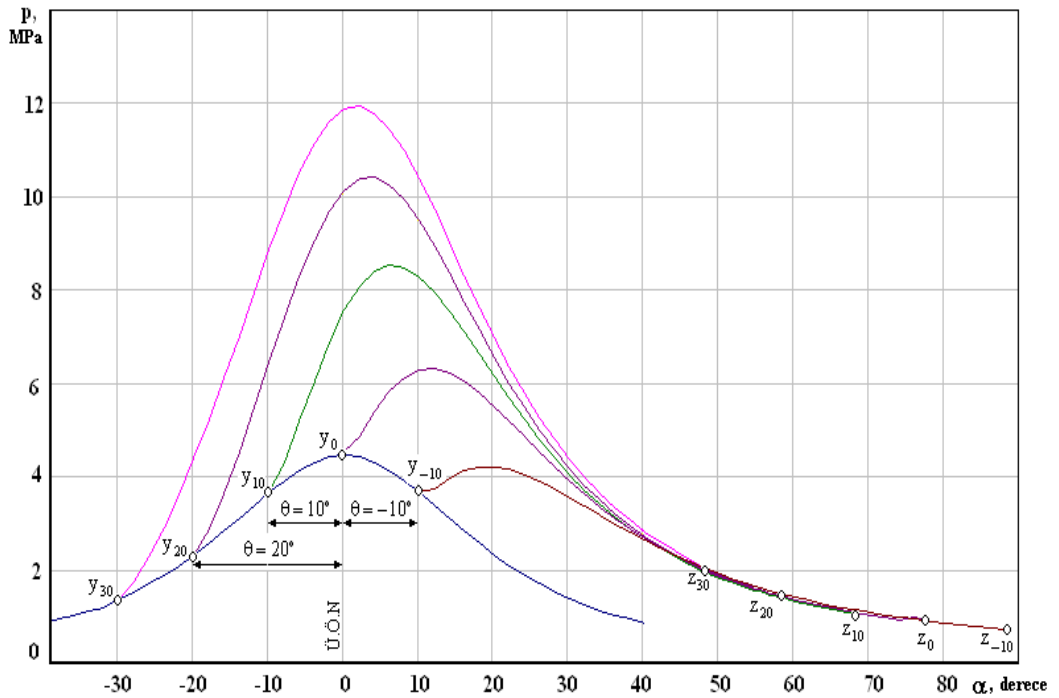
Tutuşma avansı açısı θ ’nın ve yanma hızı kanununa uygunluğunun iş çevrimi büyüklüklerine etkisinin hesaba katılması, teorik diyagramın gerçek indikatör diyagramına çok daha yaklaşmasını sağlamaktadır.

Yeni bir motor veya yanma odası projelendirilmesinde, başka bir karışım oluşturma yöntemi veya aşırı doldurma uygulandığında vs. iş çevrimi hesabının bir sıra tutuşma avansı açısı için yapılabilmesi mümkünlüğü kendini göstermektedir. Böyle bir hesap sonucu iş çevrimi temel büyüklüklerinin çeşitli θ ’lara tekabül eden değerleri meydana çıkarılmaktadır. Analiz daha motor projelendirildiği sırada verilmiş koşullar için (yanma odası tipi, karışım oluşturma yöntemi vs.) en uygun tutuşma avansı açısı θ ’yı tespit etmeyi mümkün kılar. Bu şekilde seçilen θ değeri, yakıt püskürtme ve tutuşma gecikmelerini hesaba katarak en uygun yakıt püskürtme avansı açısı tayin edilebilir.

İş çevrimi parametrelerinin çeşitli θ 'lar için hesabı, şartlı yanma süresi φ_z 'nin ve yanma karakteri göstergesi m 'in sabit alındığı haller için yapılmaktadır. Kabul edilen şartların gerekçesi şöyle açıklanabilir; yanma parametresinin φ_z değeri veya ortalama yanma hızı değeri verilmiş bir dizel için esasen iş karışımının türbülans şiddetiyle tayin edilir. Türbülans şiddeti ise motor hızına bağlıdır. Hesap sabit bir motor hızı için yapıldığından tutuşma avansının 20-30° değiştirilmesi türbülans şiddetini önemli bir biçimde düşürmez. Doğal olarak dönme hızı değişmediği sürece φ_z 'nin pratik olarak sabit kaldığı varsayılabilir. Bu varsayım deneylerle de kanıtlanmıştır. m göstergesine değinildiğinde, bu göstergenin değeri her şeyden önce karışım oluşturma yöntemine bağlı olmaktadır. Anlaşıyor ki θ değişimi m değerini etkilemez.

φ_z , m ve ξ değerleri Tablo 2.3'den alınabilir.[8]

Yanma olayının hesabı tutuşma avansı açısı θ 'nın beş değeri ($\theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ$ ve -10°) için yapılmıştır. Elde edilen hesap sonuçları görsellik amacı ile $\theta = 10^\circ$ için Tablo 4.2'de özetlenmiştir. İş çevriminin θ 'nın anılan değerleri için çizilmiş olan diyagramları Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : θ 'nın beş farklı değeri için diyagramlar $\varphi_z = 78^\circ$; $m = 0,3$; $\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$

Tablo 4.2: Yanma Olayının Hesap Sonuçları $\theta = 10^\circ$; $\varphi_z = 78^\circ$; $m = 0,3$ ve $\xi = 0,81$

α °KMA	φ °KMA	x	w_o	β	P MPa	T K	w_p MPa / rad.
350	0	0	0	1.0000	3.666	882.3	0
352	2	0.0573	2.8206	1.0026	4.313	986.4	24,2008
354	4	0.1352	3.1855	1.0060	5.189	1136.3	25,8826
356	6	0.2182	3.2524	1.0097	6.073	1286.3	24,7953
358	8	0.3008	3.1710	1.0134	6.885	1426.6	21,7650
360	10	0.3801	3.0059	1.0169	7.566	1552.7	17,3188
362	12	0.4545	2.7937	1.0202	8.077	1662.3	12,0034
364	14	0.5232	2.5578	1.0233	8.396	1754.4	6,3922
366	16	0.5856	2.3136	1.0261	8.523	1829.4	1,0146
368	18	0.6418	2.0717	1.0286	8.472	1888.2	-3,7180
370	20	0.692	1.8390	1.0308	8.272	1932.2	-7,5543
372	22	0.7363	1.6201	1.0328	7.955	1962.9	-10,4036
374	24	0.7752	1.4176	1.0345	7.556	1982.1	-12,3034
376	26	0.8091	1.2329	1.0360	7.105	1991.4	-13,3745
378	28	0.8386	1.0662	1.0373	6.629	1992.6	-13,7760
380	30	0.864	0.9173	1.0385	6.149	1987.1	-13,6730
382	32	0.8857	0.7854	1.0394	5.678	1976.1	-13,2149
384	34	0.9044	0.6695	1.0403	5.228	1960.8	-12,5261
386	36	0.9202	0.5683	1.0410	4.804	1942.1	-11,7037
388	38	0.9336	0.4804	1.0416	4.410	1920.9	-10,8193
390	40	0.9449	0.4047	1.0421	4.048	1897.8	-9,9236
392	42	0.9545	0.3396	1.0425	3.716	1873.4	-9,0502
394	44	0.9624	0.2841	1.0428	3.414	1848.2	-8,2201
396	46	0.9691	0.2368	1.0431	3.140	1822.4	-7,4454
398	48	0.9746	0.1968	1.0434	2.892	1796.5	-6,7317
400	50	0.9792	0.1631	1.0436	2.668	1770.6	-6,0803
402	52	0.9831	0.1347	1.0438	2.466	1745	-5,4897
404	54	0.9862	0.1110	1.0439	2.283	1719.7	-4,9570
406	56	0.9888	0.0912	1.0440	2.118	1695	-4,4780
408	58	0.9909	0.0747	1.0441	1.969	1670.8	-4,0484
410	60	0.9926	0.0611	1.0442	1.834	1647.3	-3,6636
412	62	0.9941	0.0498	1.0443	1.712	1624.5	-3,3192
414	64	0.9952	0.0405	1.0443	1.601	1602.5	-3,0111
416	66	0.9961	0.0329	1.0443	1.500	1581.2	-2,7353
418	68	0.9969	0.0266	1.0444	1.409	1560.6	-2,4885
420	70	0.9975	0.0215	1.0444	1.326	1540.8	-2,2673
422	72	0.998	0.0173	1.0444	1.250	1521.7	-2,0689
424	74	0.9984	0.0140	1.0444	1.181	1503.3	-1,8908
426	76	0.9987	0.0112	1.0445	1.117	1485.7	-1,7306
428	78	0.999	0.0090	1.0445	1.059	1468.8	-1,5864

θ 'nın anılan değerlerinde silindir içi basınç P 'nin krank mili dönme açısı α 'ya bağlı değişim grafikleri Şekil 4.1'de, iş çevrimi temel parametrelerinin θ 'ya bağlı değişim grafikleri Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Ayrıca iş çevrimi temel parametrelerinin, enerji ve ekonomiklik parametrelerinin nümerik değerleri sırası ile Tablo 4.3 ve 4.4'te özetlenmiştir.

Şekil 4.1'den görüldüğü gibi θ açısı arttıkça (-10° den 30° 'ye kadar) karışımın yanması daha erken başlar (sırası ile y_{-10} , y_0 , y_{10} , y_{20} , y_{30} noktalarında) yanma sırasında basınç daha büyük bir hızla yükselir, Ü.Ö.N'ya yaklaştıkça piston hareketine karşı daha büyük gaz basıncı oluşur, maksimum basınç P_{max} ve basınç artış hızı $w_{p,max}$ aşırı büyür. Örneğin Tablo 4.3'den görüldüğü gibi θ 'nın -10° den 20° kadar değişmesinde P_{max} 4.2 MPa'dan 10.4 MPa'a (yaklaşık 2.5 kat), $w_{p,max}$ ise 6.54 MPa/rad.'dan 27.95 MPa/rad.'na (yaklaşık 4 kat) çıkmıştır. Açıklanan nedenlerden dolayı motor haddinden fazla yüklenmiş ve ısınmış olur. Anlaşılan θ 'nın aşırı yükselmesinin negatif etkileri göz ardı edilmemelidir. Gerek Şekil 4.1'den gerekse Tablo 4.3 ve 4.4'den görüldüğü gibi θ 'nın 10° den büyük ve küçük değerlerinde motor performansı ve ekonomikliği kötüleşir. Örneğin $\theta = 10^\circ$ iken $P_i = 0,957$ Mpa; $g_i = 188,6$ gr/(kW · h) olan değerleri, $\theta = -10^\circ$ iken $P_i = 0,821$ Mpa; $g_i = 219,9$ gr/(kW · h), $\theta = 30^\circ$ için $P_i = 0,910$ Mpa; $g_i = 198,4$ gr/(kW · h) olmuştur. θ 'nın küçük değerinde ($\theta = -10^\circ$) indike basınç (P_i) %14,8 azalmış; indike özgül yakıt tüketimi (g_i) %16,5 artmış, θ 'nın büyük değerinde ($\theta = -30^\circ$) indike basınç (P_i) % 5 azalmış; indike özgül yakıt tüketimi (g_i) %6 artmıştır. Böylece $\theta = 10^\circ$ açısında maksimum basıncın ve basınç artış hızının kabul edilebilir değerleri, yine en büyük performans ve ekonomiklik değerleri elde edilir. Bu bakımdan tutuşma avansı açısı $\theta = 10^\circ$ en uygun diğer bir deyişle optimal açı olarak alınabilir.

İş çevriminin yapılan hesap sonuçları şunları göstermektedir:

- Ortalama indike basınç P_i ve özgül indike yakıt tüketimi g_i sırası ile net maksimum ve minimum değerlere sahiptirler. (Bkz Şekil 4.2) Bu da deneylerle tam bir uyum sağlamaktadır.
- P_i 'nin maksimum g_i 'nin minimum değerlerine karşılık gelen optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} analitik olarak tespit edilebilir.
- İş çevriminin P_{max} , $w_{p,max}$ ve T_{max} 'ın küçük değerlerine göre ayarlanmasında, P_i 'nin azalma derecesi değerlendirilebilir. Bu halde anılan üç parametre arasında θ 'nın her bir değeri için belirli bir oran var olmaktadır ve bu oran keyfi olarak değiştirilemez.
- Optimal ateşleme avansı açısının elde edilmesinin pratik yollarının aktarılışında şunlar göz önüne alınmalıdır. Bu açı kullanılan yakıtın setan sayısına, karışımın ısıl durumuna, yakıt püskürtme kanununa, püskürtme açısına ve motorun çalışma rejimine (yük ve hıza) bağlıdır.

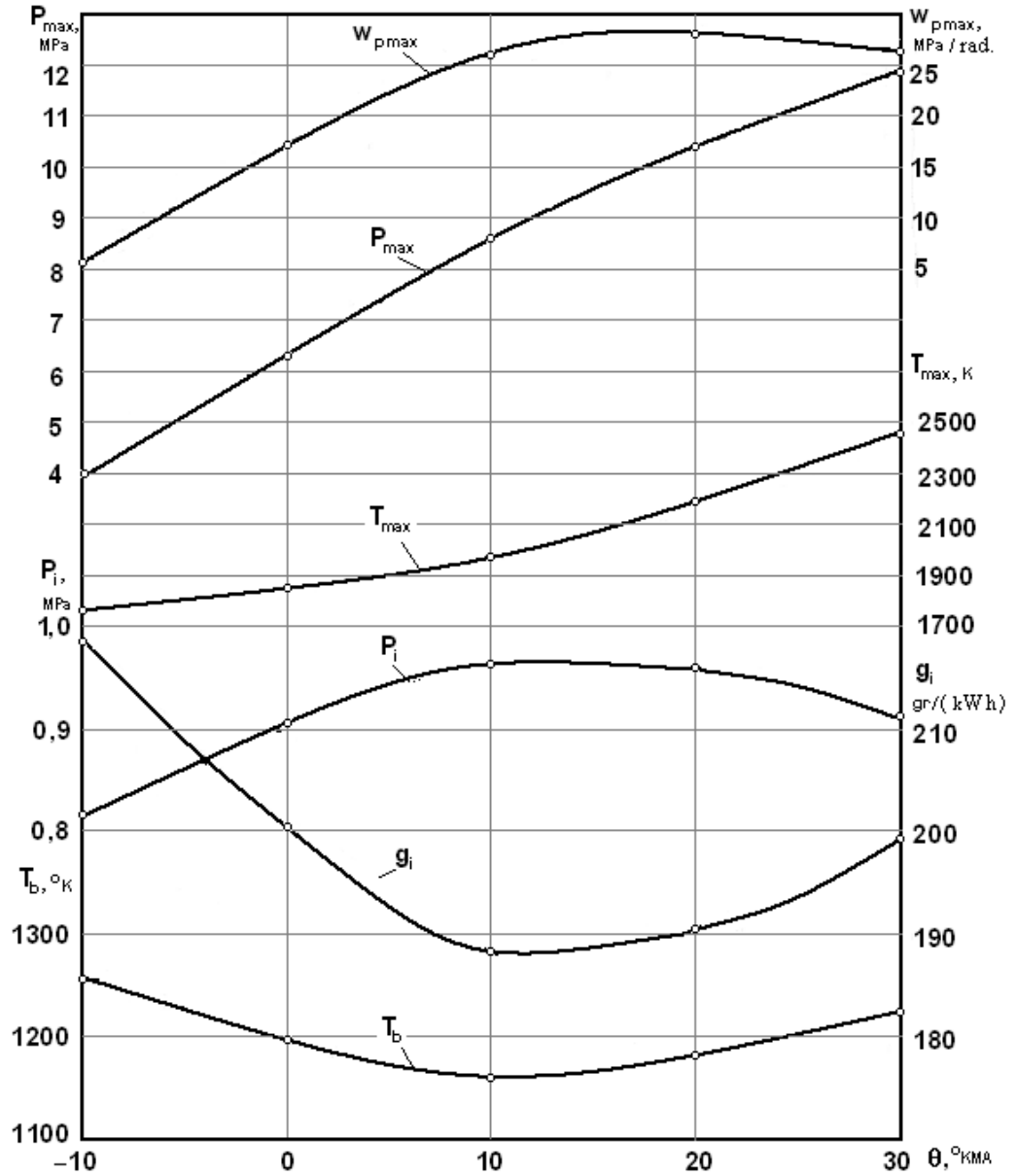
- Geliştirilmiş elektrohidrolik kontrollü iğneli enjektörlerin uygulanması, motorun çalışma rejimine, çevre ortam koşullarına, yakıt çeşidine bağlı olarak optimal ateşleme avansı sağlama fırsatını verir.

Tablo 4.3: Teorik İş Çevriminin Parametreleri

θ °KMA	P_y MPa	P_{max} MPa	α_p °KMA	P_z MPa	T_{max} K	α_T °KMA	$W_{p\ max}$	P_b MPa	T_b K
-10	3,666	4,2	19	0,742	1759	40,00	6,54	0,3715	1260,8
0	4,462	6,3	11	0,859	1843	28,00	15,90	0,3528	1197,3
10	3,666	8,5	6	1,059	1993	17,00	25,88	0,3429	1163,9
20	2,235	10,4	3	1,417	2199	10,00	27,95	0,3456	1173,0
30	1,890	11,9	2	2,065	2424	5,00	26,76	0,3599	1221,4

Tablo 4.4: Teorik İş Çevriminin Enerji ve Ekonomiklik Parametreleri

θ °KMA	P_i MPa	η_i	g_i gr / (KW h)
-10	0,821	0,386	219,9
0	0,908	0,427	198,8
10	0,957	0,450	188,6
20	0,956	0,449	188,8
30	0,910	0,427	198,4



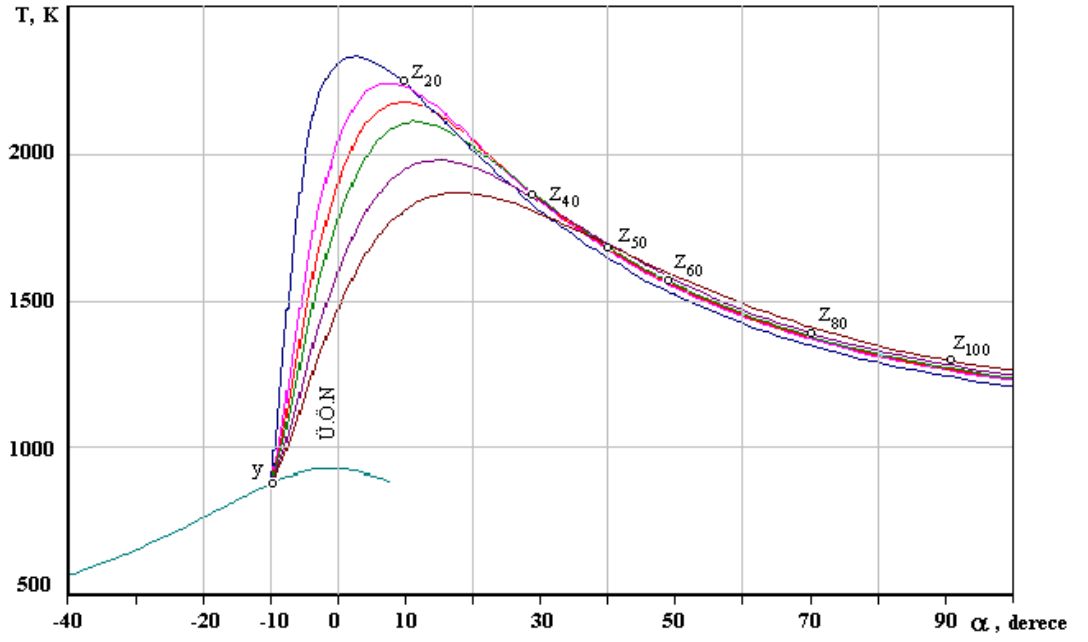
Şekil 4.2: İş Çevriminin Temel Parametrelerinin θ 'ya bağlı olarak değişim grafikleri $\varphi_z = 78^\circ$; $m = 0,3$; $\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$

4.6 Yanma Süresinin İş Çevrimine Etkileri

Yanma süresi φ_z 'nin iş çevrimi parametrelerine etkisini ortaya çıkarmak amacı ile 26 iş çevrimi, $\varphi_z = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$ ve $m = 0,3; 1,0$ halleri için tutuşma avansı açısı θ 'nın optimal ($P_{i,max}, g_{i,min}$) ve buna yakın bazı değerlerinde hesaplanmıştır.

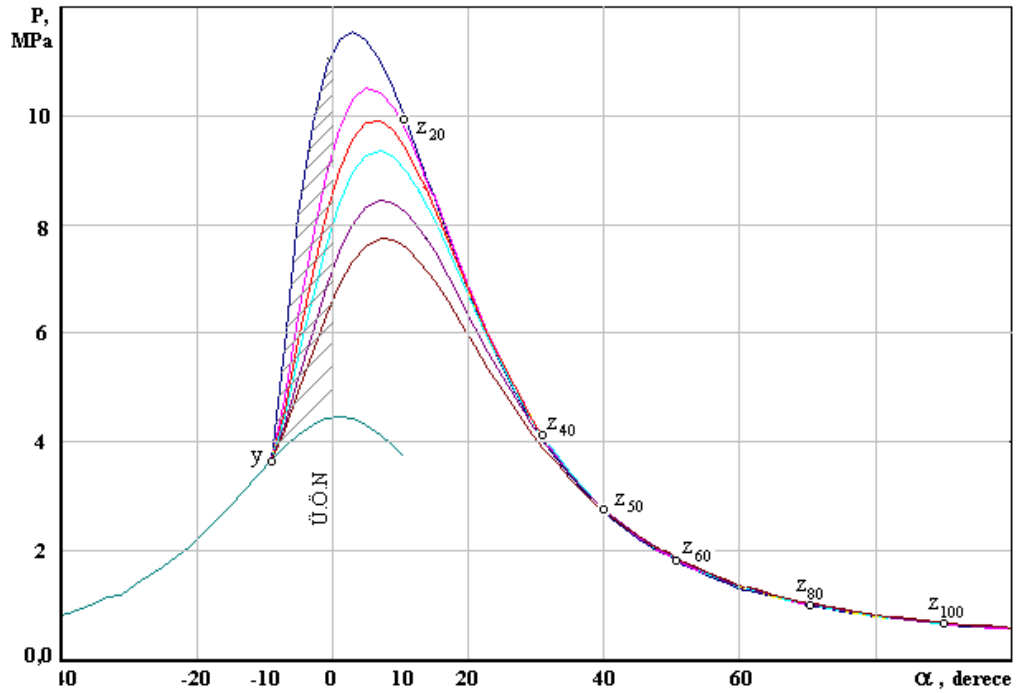
Şekil 4.3 ve 4.4'te $m = 0,3$ ve $\theta = 10^\circ$ iken φ_z 'nin altı değeri için, silindir içi basınç P ve sıcaklık T 'nin çevrim boyunca değişim eğrileri gösterilmiştir. Şekil 4.5 ve 4.6'da m, θ ve φ_z 'nin

aynı değerlerinde yanmış yakıt kütle oranı x' 'in ve yanmanın soyut hızı w_o 'ın yanma boyunca değişim karakterini gösteren $x = f(\varphi)$ ve $w_o = f(\varphi)$ grafikleri yer almaktadır.



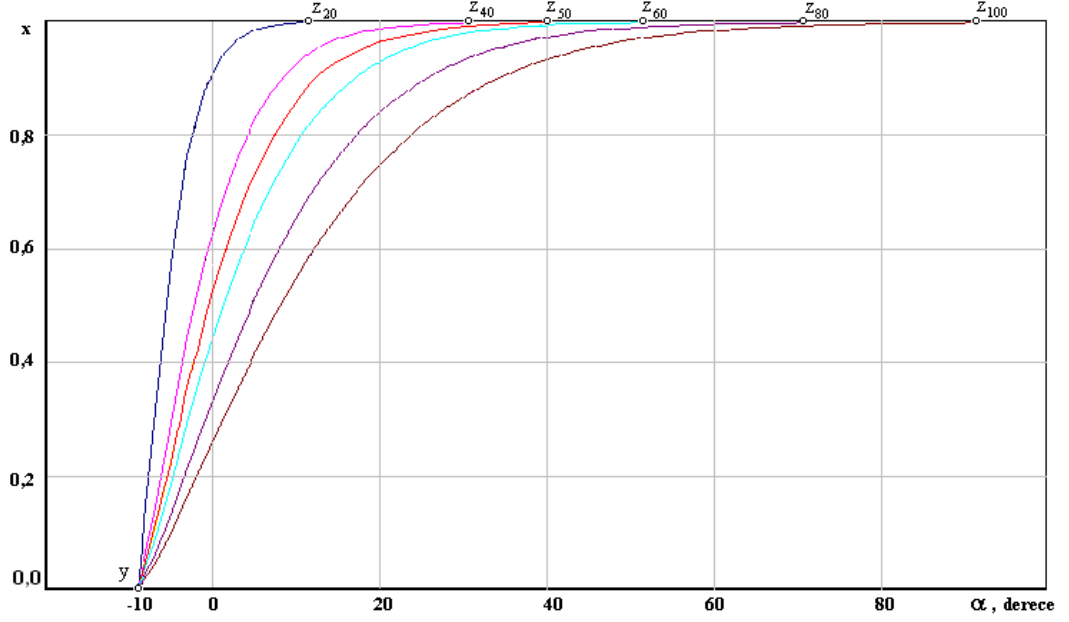
Şekil 4.3 : Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği

$\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$; ve $\varphi_z = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$



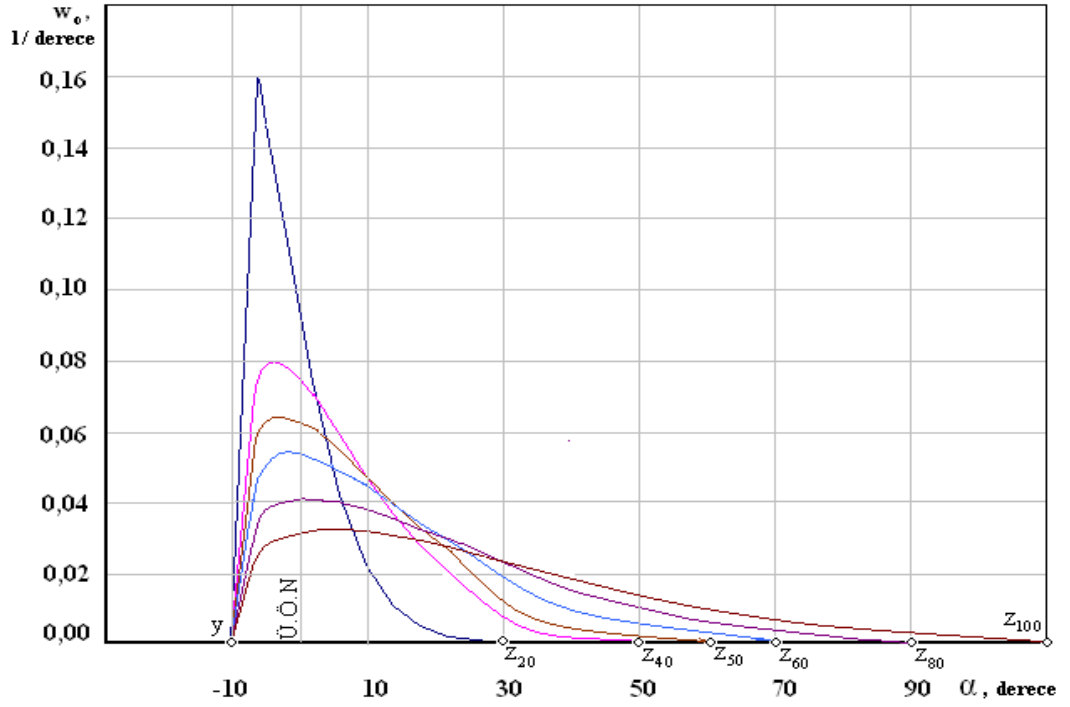
Şekil 4.4 : Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği

$\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$; ve $\varphi_z = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$



Şekil 4.5 : x'in krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği

$\xi = 0.81$; $\lambda = 1.4$; $\varepsilon = 17$; $m = 0.3$; $\theta = 10^\circ$; ve $\varphi = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$



Şekil 4.6 : w_0 'n krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği

$\xi = 0,81$; $\lambda = 1,4$; $\varepsilon = 17$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$; ve $\varphi, = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$

Şekil 4.3; 4.4; 4.5 ve 4.6'dan görüldüğü gibi, yanma süresi φ_z , yanma eğrisi yz' 'ye çok büyük etki yapmaktadır. Hızlı yanma eğrisinin (y noktasından P_{max} 'a tekabül eden noktaya kadar) eğimi φ_z arttıkça keskin azalır. Ayrıca Ü.Ö.N'dan P_{max} noktasına kadar olan α_p açısı da artar.

Araştırılmış altı çevrime ait temel parametrelerin sayısal değerleri Tablo 4.5'e aktarılmıştır.

Tablo 4.5: Yama süresinin iş çevrimi parametrelerine etkisi
 $\theta = 10^\circ$; $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\xi = 0,81$; $m = 0,3$

Çevrim Parametreleri	Yanma Süresi φ_z , °KMA					
	20	40	50	60	80	100
P_i (MPa)	0,961	0,988	0,985	0,948	0,955	0,926
η_i	0,452	0,464	0,463	0,459	0,448	0,435
g_i (gr/kW·h)	187,8	182,7	183,2	184,7	189,2	195,0
P_{max} (MPa)	11,5	10,5	9,9	9,4	8,4	7,7
α_p (derece)	2	4	5	6	6	7
$w_{p_{max}}$ (MPa/rad)	80,07	44,85	37,12	32,11	25,34	21,06
T_{max} (K)	2328	2238	2172	2106	1981	1871
α_T (derece)	4	10	12	14	18	21
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	2	6	7	8	10	14
T_b (K)	1129,0	1148,1	1151,8	1155,4	1165,0	1178,9

Tablo 4.5'den görüldüğü gibi P_i , η_i ve g_i parametreleri $\varphi_z = 40^\circ$ olduğunda optimal değerlerine ulaşırlar. φ_z 'nin bundan küçük ve özellikle bundan büyük değerlerinde anılan parametreler kötüleşir. Örneğin $\varphi_z = 40^\circ$ iken $P_i = 0,988$ MPa; $\eta_i = 0,464$ ve $g_i = 182,7$ gr/(kW·h) değerlerine karşın, $\varphi_z = 20^\circ$ olduğunda sırası ile $P_i = 0,961$ MPa (%2,51 ↓); $\eta_i = 0,452$ (%2,65 ↓) ve $g_i = 187,8$ gr/(kW·h) (%2,8 ↑), $\varphi_z = 80^\circ$ olduğunda sırası ile $P_i = 0,926$ MPa (%5,7 ↓); $\eta_i = 0,435$ (%3,6 ↓) ve $g_i = 195,0$ gr/(kW·h) (%3,6 ↑) olduğu görülmüştür, dolayısıyla parantez içi değerler kadar kötüleşme ortaya çıkmıştır.

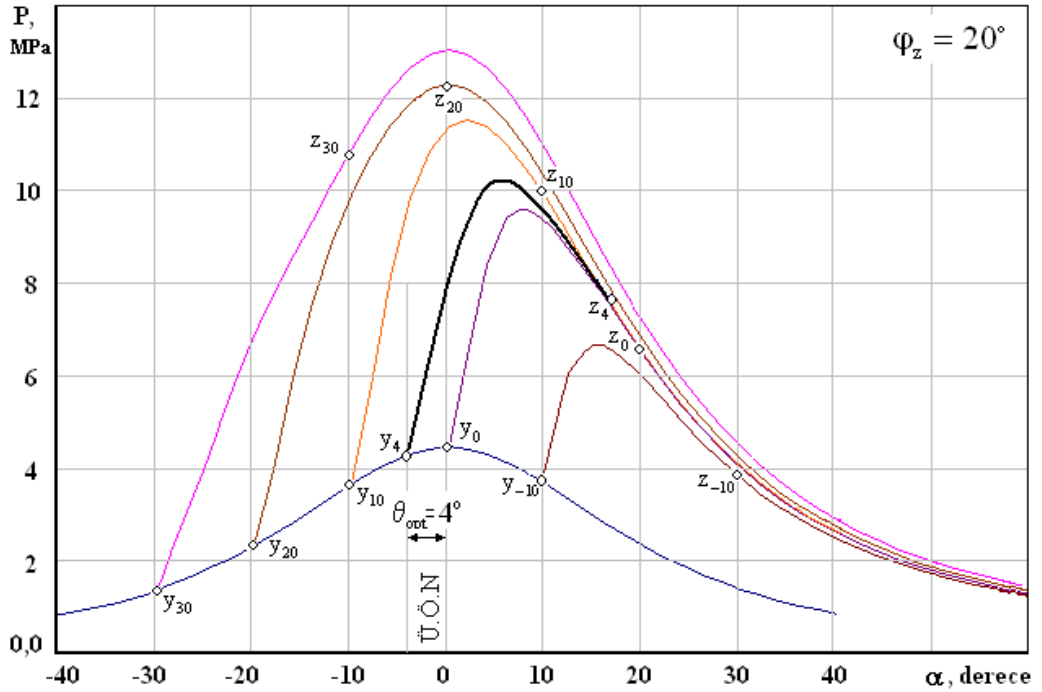
Bu kötüleşme şöyle açıklanır;

a- φ_z 'nin 50° den büyük değerlerinde, yani yanma süresinin fazla uzamasında silindir içi hacmin suretle büyümesinden dolayı; silindir içi basınç önemli ölçüde azalır. Soğutma sistemine verilen ve egzoz gazları ile yitirilen ısı artırsa bu durumun doğal sonucu olarak ta yukarıda anılan parametreler kötüleşir.

b- φ_z 'nin 40° den küçük değerlerinde, başka bir deyimle yanma süresinin çok küçülmesi, çevrimin maksimum basıncının %10, basınç artış hızının %80 oranında ve negatif yanmalı sıkıştırma işinin Şekil4.4'te taranmış alan kadar gereksiz aşırı artmasına neden olur. Bu da motorun ömür uzunluğunun, performans ve ekonomikliğinin azalmasına neden olur. Ayrıca φ_z

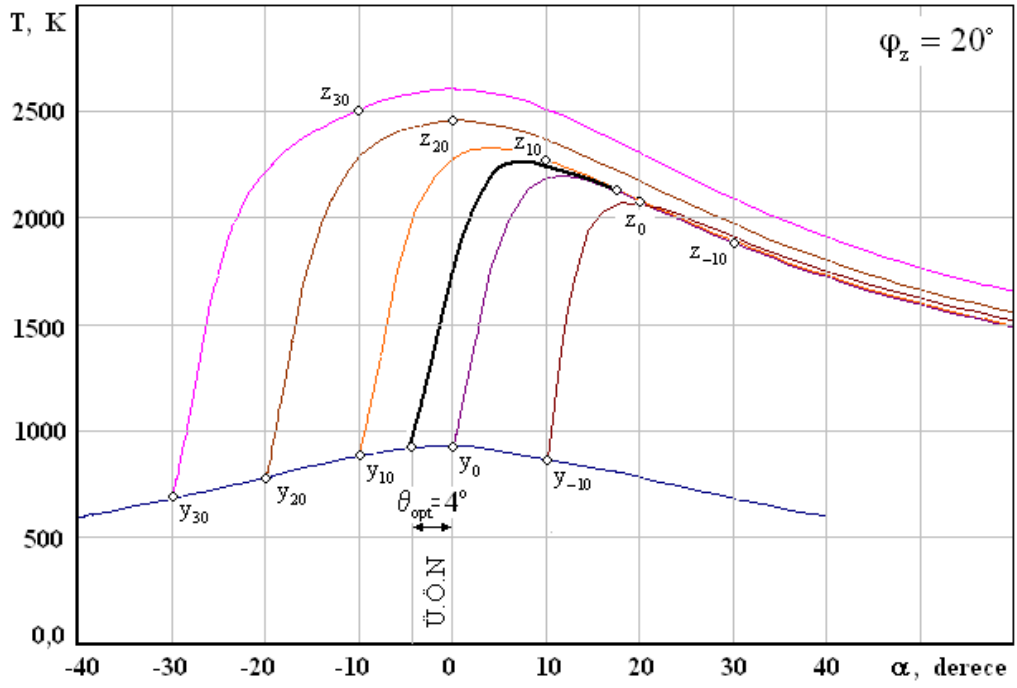
artıkça T_{\max} azalır, örneğin $\varphi_z = 20^\circ$ iken $T_{\max} = 2328 \text{ K}$ olduğu halde, $\varphi_z = 100^\circ$ iken $T_{\max} = 1871 \text{ K}$ olur. T_{\max} 'a tekabül eden α_T açısı ise artış gösterir. Bütün hallerde T_{\max} , P_{\max} 'dan sonra gelir. Üstelik T_{\max} 'ın P_{\max} 'a göre ilerlemesini gösteren $\alpha_T - \alpha_p$ açısı φ_z 'nin artışı ile devamlı yükselir. Genişleme sonu sıcaklığı T_b ve basıncı P_b 'de φ_z 'nin yükselmesi ile artar.

İş çevriminin $m = 0,3$ $\varphi_z = 20^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ$ ve 100° değerlerinde çeşitli tutuşma avansı açıları θ için elde edilmiş $P = (\varphi)$ ve $T = (\varphi)$ grafikleri aşağıda verilmiştir. θ_{opt} 'e tekabül eden grafikler koyu eğrilerle gösterilmiştir.



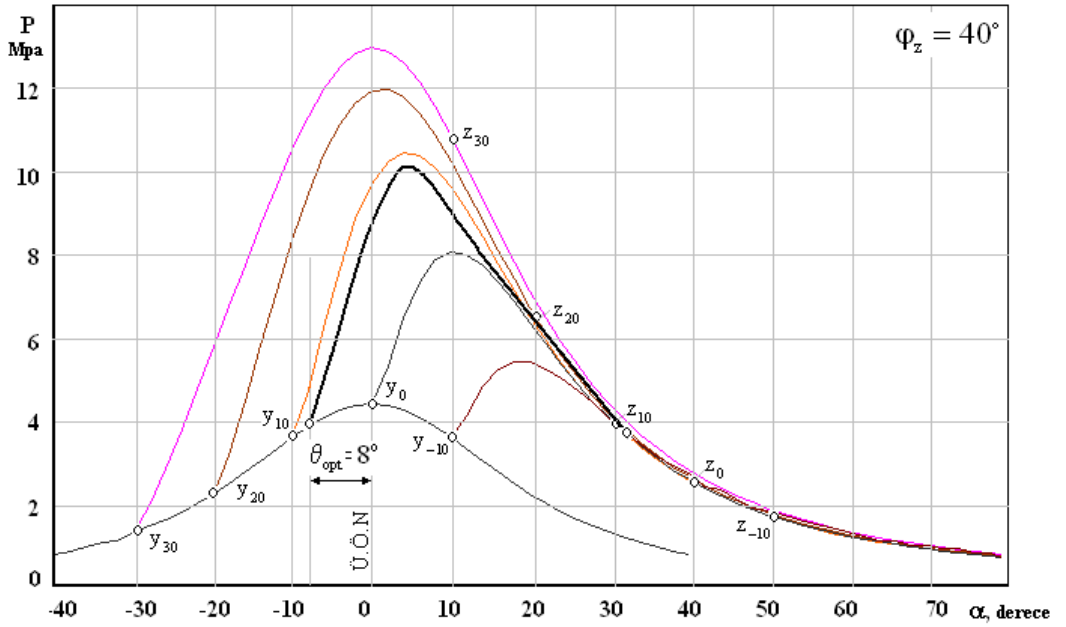
Şekil 4.7 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

$$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 20^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$$



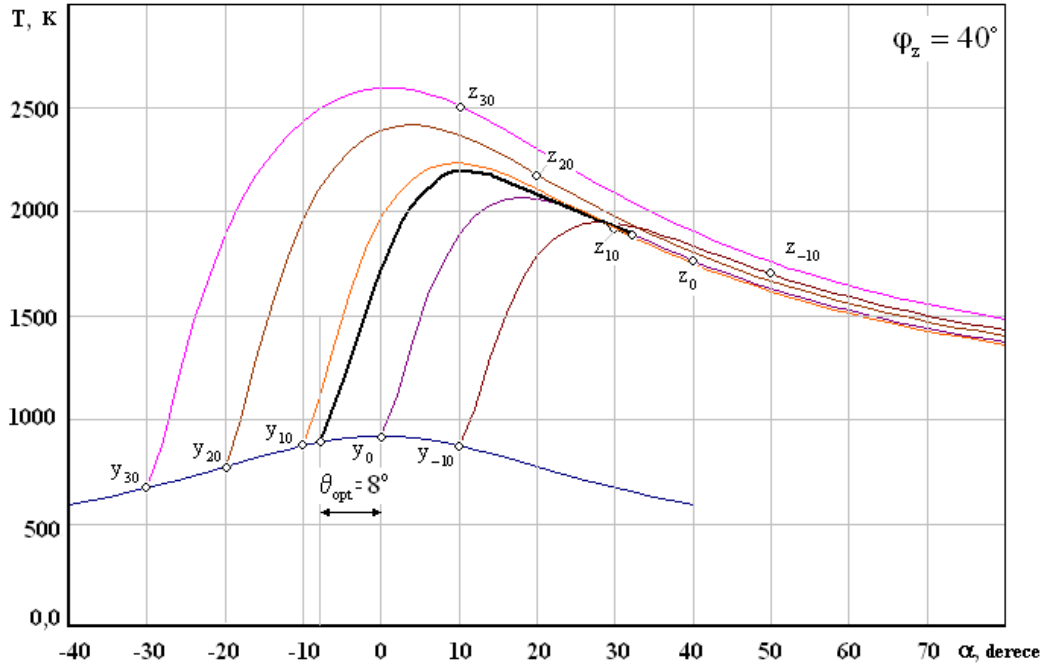
Şekil 4.8 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 20^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$

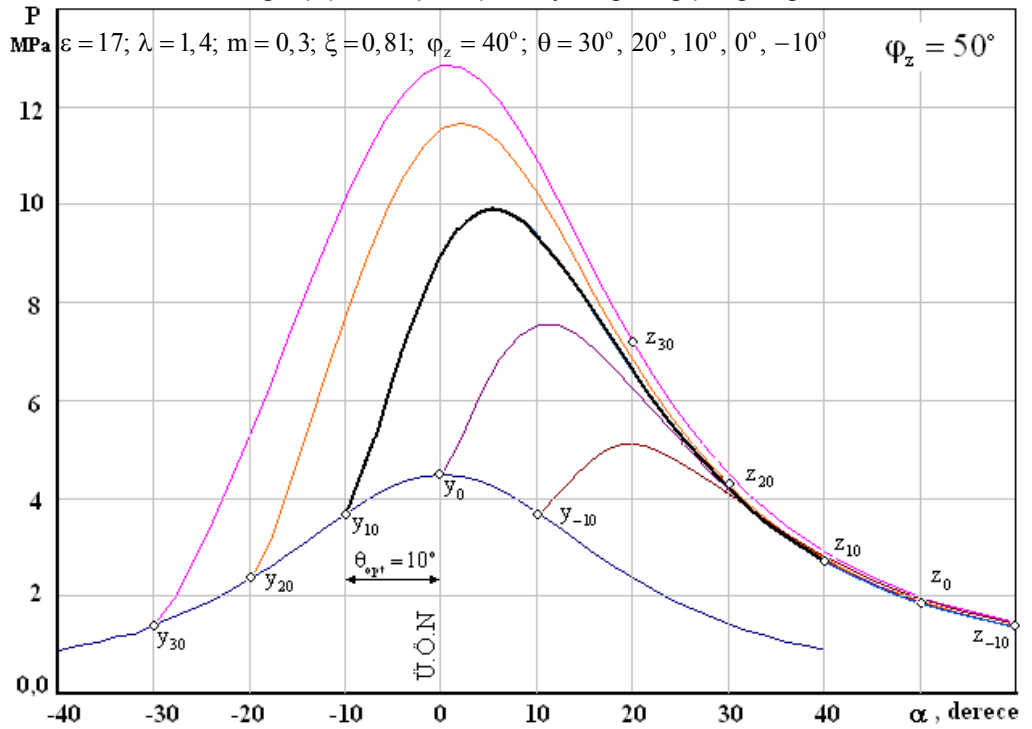


Şekil 4.9 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 40^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$

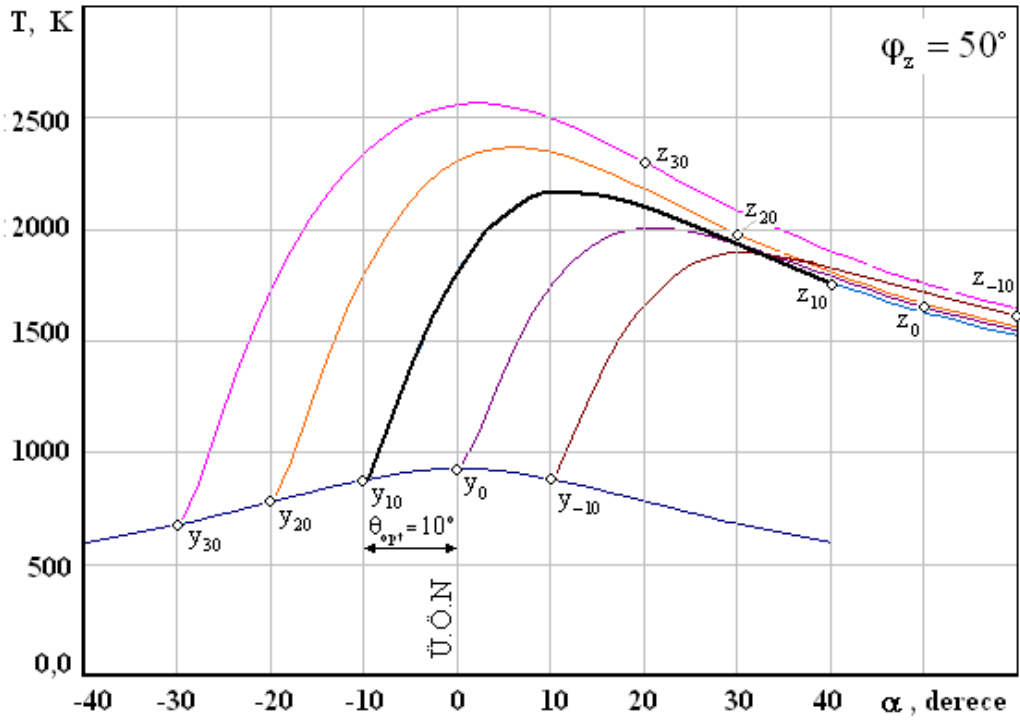


Şekil 4.10 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

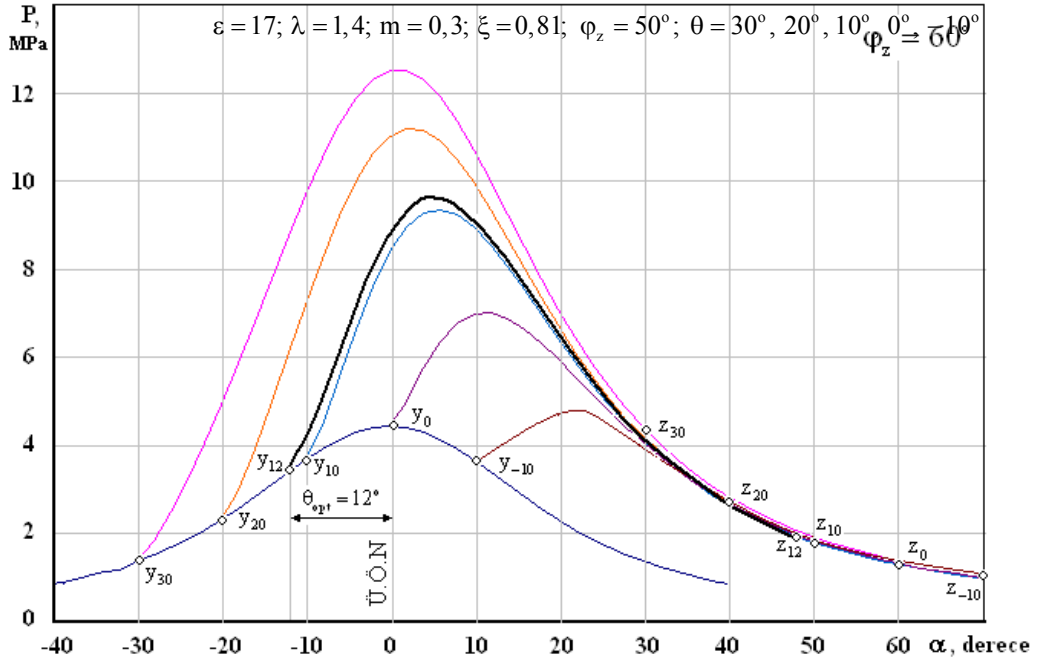


Şekil 4.11 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

$$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 50^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$$

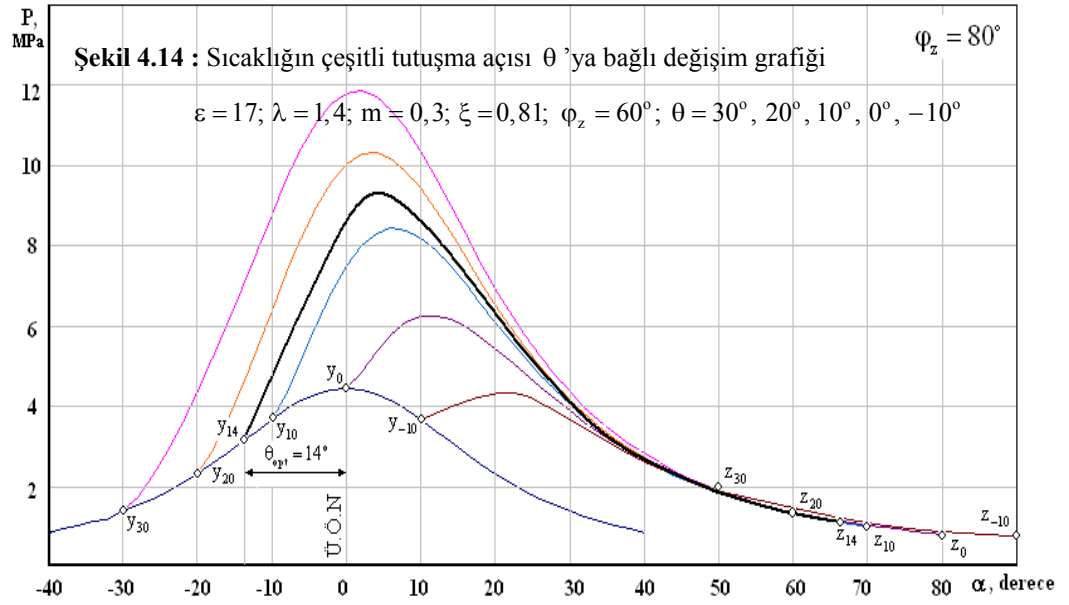
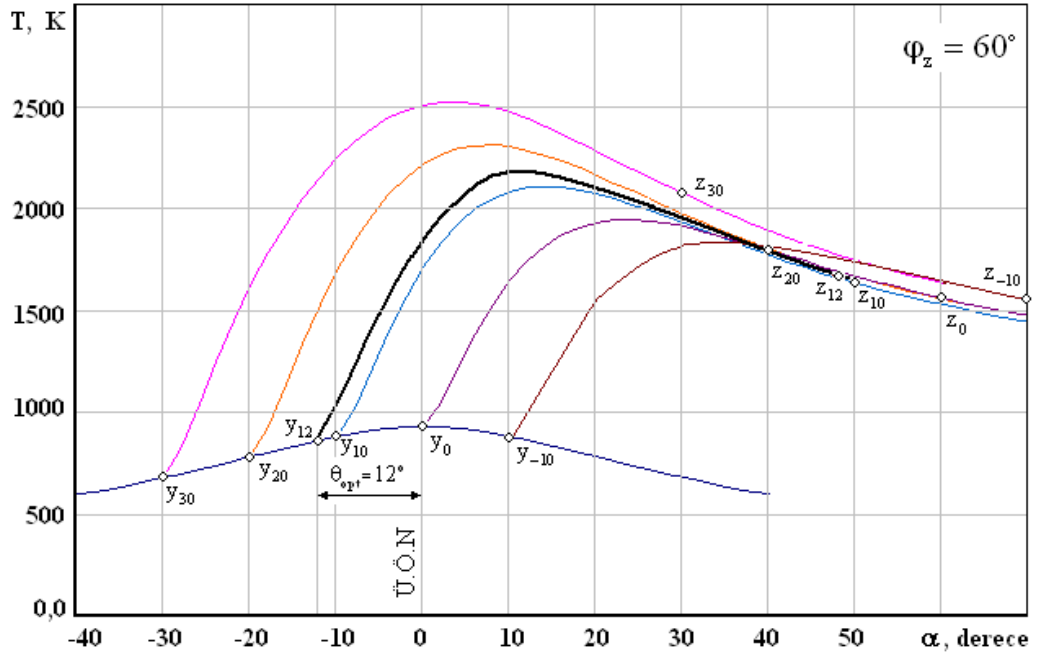


Şekil 4.12 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği



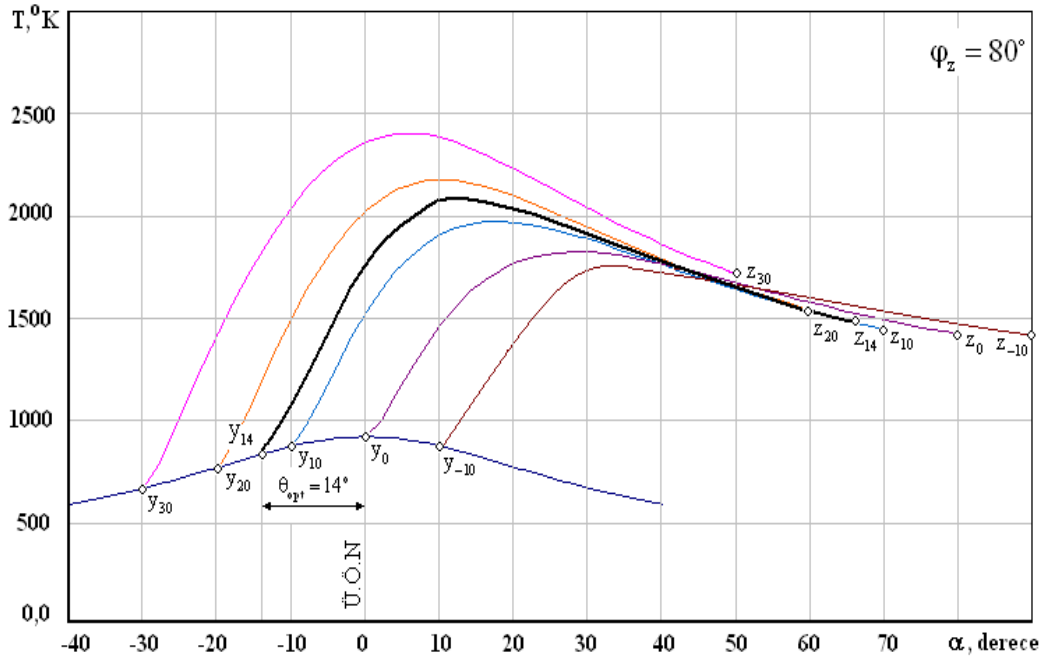
Şekil 4.13 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

$$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 60^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$$

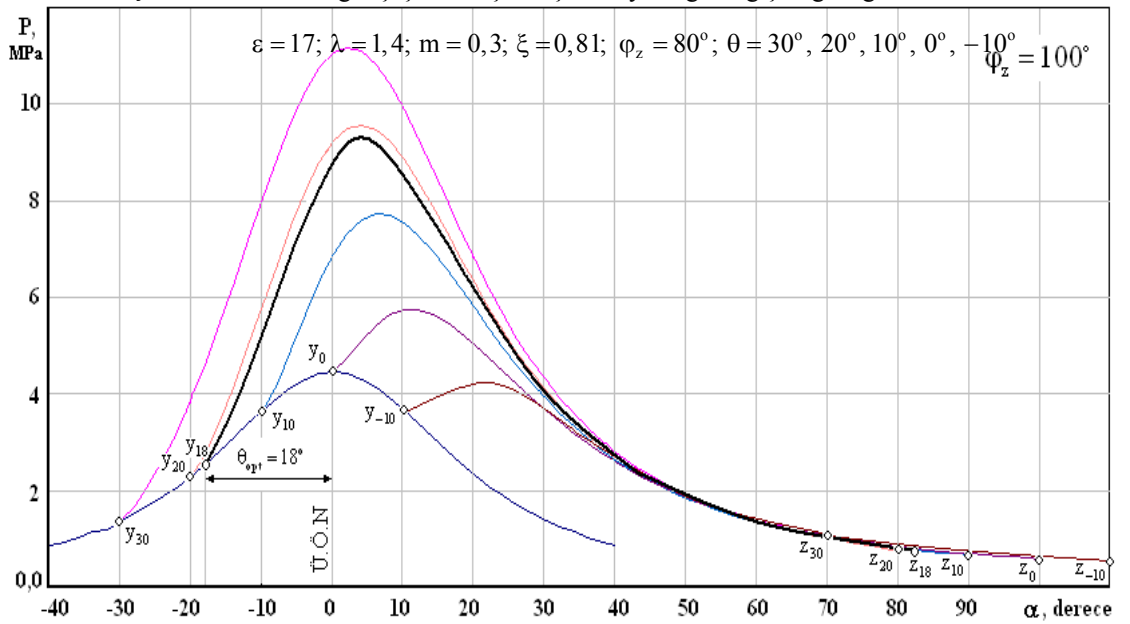


Şekil 4.15 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 80^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$

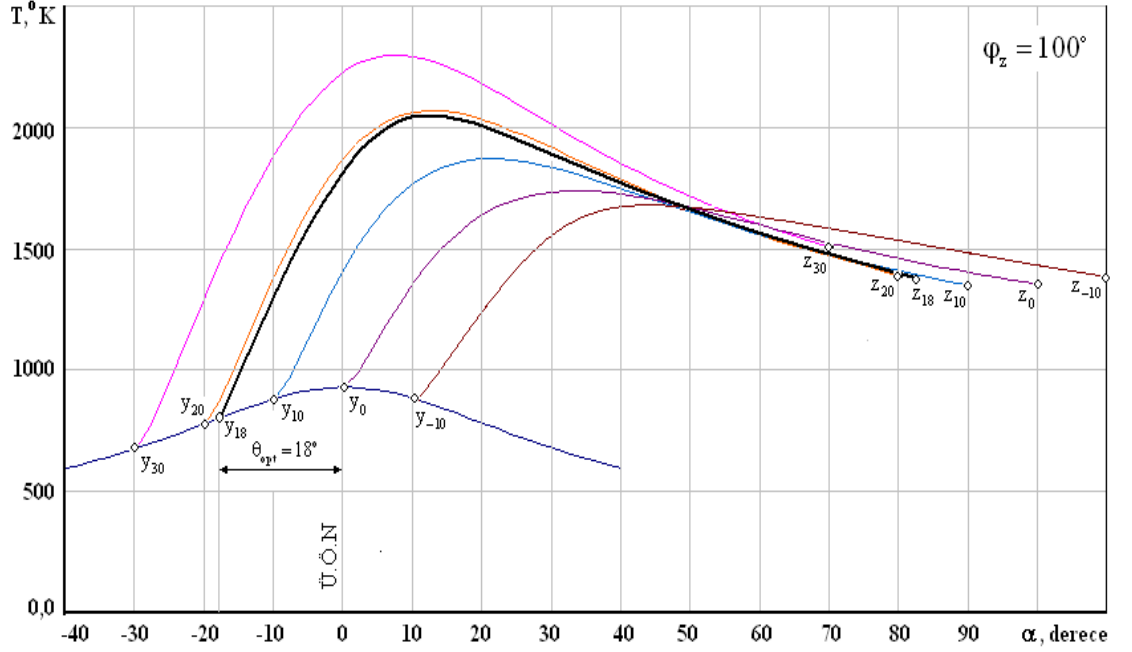


Şekil 4.16 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği



Şekil 4.17 : Basıncın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

$$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 100^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$$



Şekil 4.18 : Sıcaklığın çeşitli tutuşma açısı θ 'ya bağlı değişim grafiği

$$\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; m = 0,3; \xi = 0,81; \varphi_z = 100^\circ; \theta = 30^\circ, 20^\circ, 10^\circ, 0^\circ, -10^\circ$$

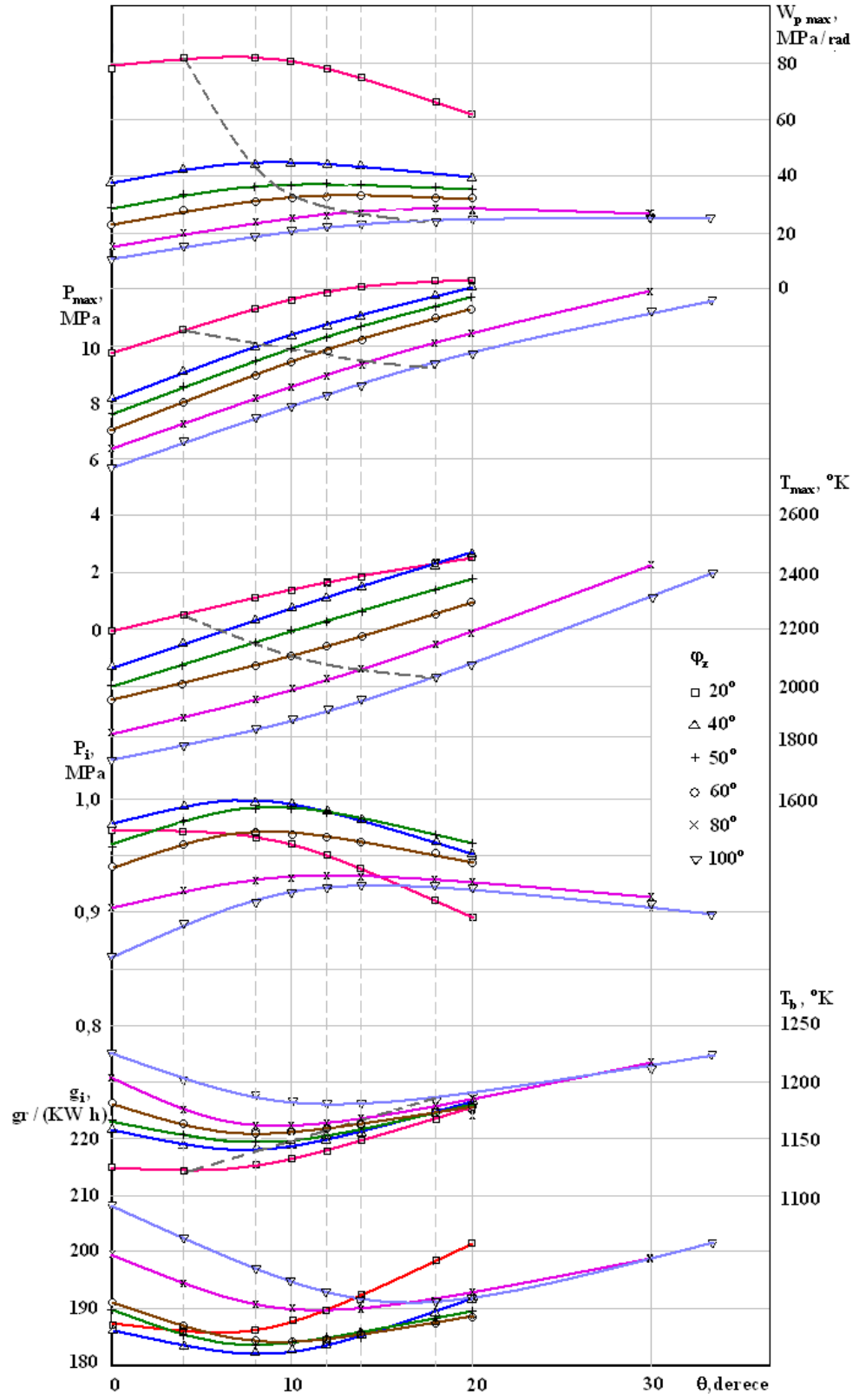
Şekil 4.19'da iş çevrimi temel parametrelerinin $m = 0,3$ iken çeşitli θ 'lara ve φ_z 'lere bağlı olarak değişim grafikleri çizilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi her bir yanma süresi φ_z 'ye belirli bir θ_{opt} değeri denk gelmektedir ve bu değerde P_i 'nin maksimum değerine ulaştığı gibi g_i 'nin de minimum değerine ulaştığı görülür. Gerek bu sonuç, gerekse diğer parametre eğrileri bilinen deney verileri ile bir uyum içinde bulunmaktadır. Her bir φ_z 'deki optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} Şekil 4.19'da noktalı düşey doğru ile işaretlenmiştir. Bir sonraki araştırmalara göre yanma süresi φ_z ve yanma karakteri göstergesi m 'in artması ile optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} artar. Yanma karakteri göstergesi m 'in iki değeri için ($m = 0,3$ ve $m = 1,0$) elde edilen sayısal değerler Tablo 4.6'da özetlenmiştir.

Tablo 4.6 : φ_z ve m 'ye bağlı olan optimal tutuşma avansı açısı

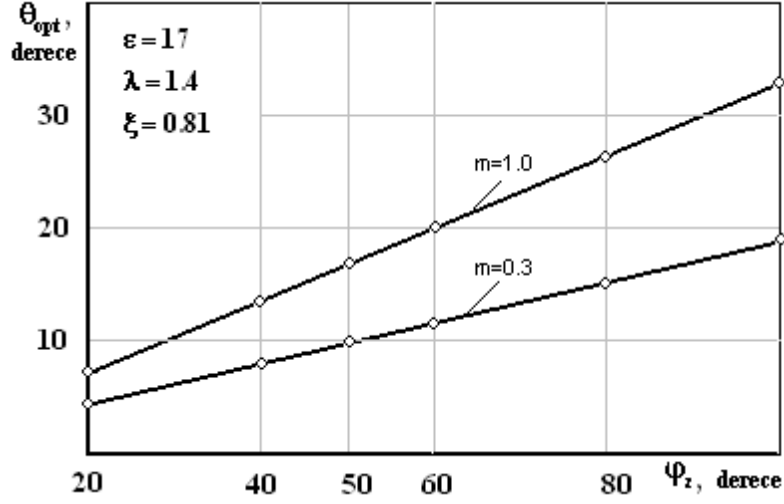
Yanma Süresi $\varphi_z, ^\circ$	Yanma karakteri göstergesi için optimal tutuşma avansı açısı	
	$m = 0,3$	$m = 1,0$
20	4	6
40	8	13
50	10	17
60	12	20
80	14	27
100	18	33

Şekil 4.20’de gösterilmiş olan uygun grafiklerden görüldüğü gibi $m = \text{sabit}$ iken optimal tutuşma avansı açısının yanma hızına bağlı olarak değişimi doğrusal kanun üzere gerçekleşir, üstelik yanma karakteri göstergesi ne kadar büyüksürse, doğrunun açısai katsayısı da o kadar büyük olur.

İş çevrimi parametrelerinin farklı yanma süreleri ve optimal tutuşma avansı açılarında ($P_{i \max}$ ve $g_{i \min}$ değerlerinde) karşılaştırmakta bir yarar vardır. Çevrim parametrelerinin $m = 0,3$ iken ϕ_z ’nin altı değeri ve bunlara tekabül eden optimal tutuşma avansı açılarındaki sayısal değerleri Tablo 4.7’de özetlenmiştir.



Şekil 4.19 : İş çevrimi temel parametrelerinin θ ve φ_z 'ye bağlı değişim grafiği
 $m = 0,3$; $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\xi = 0,81$



Şekil 4.20 : Optimal tutuşma avansı açısının φ_z 'ye ve m 'ye bağlı değişim grafikleri

Tablo 4.7 : İş çevrimi parametrelerinin optimal tutuşma avansı açılarında yanma süresi φ_z 'ye bağlı olarak değişimleri ($\varepsilon = 17, \lambda = 1,4, \xi = 0,81, m = 0,3$)

Çevrim Parametreleri	$\varphi_z = 20^\circ$ $\theta_{opt} = 4^\circ$	$\varphi_z = 40^\circ$ $\theta_{opt} = 8^\circ$	$\varphi_z = 50^\circ$ $\theta_{opt} = 10^\circ$	$\varphi_z = 60^\circ$ $\theta_{opt} = 12^\circ$	$\varphi_z = 80^\circ$ $\theta_{opt} = 14^\circ$	$\varphi_z = 100^\circ$ $\theta_{opt} = 18^\circ$
P_i (MPa)	0,973	0,989	0,985	0,978	0,961	0,941
η_i	0,457	0,465	0,463	0,460	0,451	0,442
g_i (gr / KW h)	185,6	182,5	183,2	184,5	187,9	191,8
P_{max} (MPa)	10,6	10,1	9,9	9,8	9,2	9,2
α_p (derece)	5	5	5	5	5	4
$w_{p max}$ (MPa / rad)	82,44	44,18	37,32	32,79	26,98	24,06
T_{max} (K)	2250	2203	2172	2144	2058	2026
α_T (derece)	8	11	12	12	14	14
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	2	6	7	7	9	10
T_b (K)	1120,5	1146,3	1151,8	1156,2	1162,8	1171,5
P_b (MPa)	0,3302	0,3378	0,3394	0,3407	0,3426	0,3452

Tablo 4.7'den görüldüğü gibi en büyük P_i ve η_i değerleri ve en küçük g_i değeri, yanma süresi $\varphi_z = 40...50^\circ$ aralığında elde edilir. φ_z 'nin bundan küçük ve büyük değerlerinde anılan değerler biraz kötüleşir. φ_z 'nin azalması beklendiği gibi T_{max} , P_{max} ve $w_{p_{max}}$ 'ın artması ile ilişkilidir, üstelik bu parametrelerin önemli yükselişi φ_z 'nin 40° den 20° ye kadar düşmesinde meydana gelir. Silindir içi basınç ve sıcaklık, yine α_T değeri φ_z 'nin azalması ile küçülür.

Tablo 4.7'yi araştırarak şu sonuca geliriz; optimal yanma süresi olarak $\pm 10^\circ$ toleransla $\varphi_z \cong 50^\circ$ alınması gerekmektedir.

Şekil 4.19'da aynı adlı parametrelerin θ_{opt} 'deki değerleri noktalı çizgilerle birleştirilmiştir. Yukarıdaki araştırmaya şuda eklenebilir.; θ/θ_{opt} açılarında çevrimin tüm parametreleri kötüleşir. Bu nedenle dizelin böyle açılarda çalışmasına izin verilmemelidir. Buna karşın θ 'nın θ_{opt} 'e karşı biraz küçülmesi, P_i ve η_i 'nin önemsiz bir ölçüde kötüleşmesine rağmen P_{max} , $w_{p_{max}}$ ve T_{max} değerlerinin azaltılması bakımından bazen amaca uygun olabilir.

Optimal yanma süresi elde edilmesinin pratik yöntemleri arandığında; yanma süresinin gazların yanma odasındaki türbülanslı hareketine, üstelik yakıt püskürtme süresine ve yanma odasındaki sıcaklık alanı seviyesine (yük, sıkıştırma oranı, ısı artışı) bağlı olduğu göz önüne alınmalıdır.

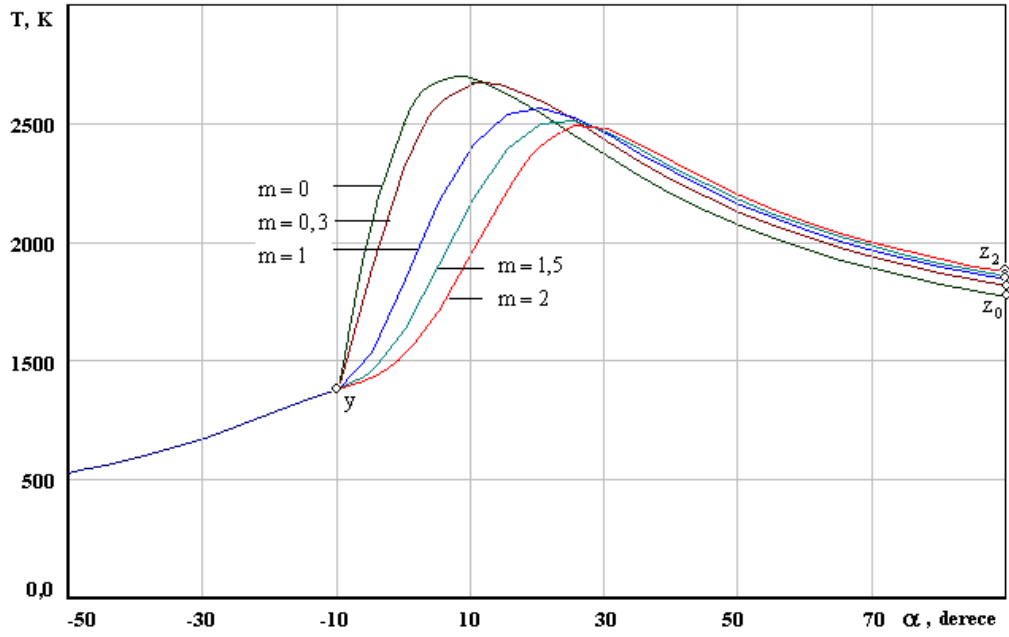
Gazların yanma odasındaki türbülanslı hareket şiddeti bu hareketin devir sayısının, krank mili devir sayısına oranı ile değerlendirilir. Bu oran arttıkça yanma süresi φ_z doğrusal bir kanunla küçülür. Dizel motorlarda anılan oranı artırmak için pratik yöntemler olarak şunları sıralayabiliriz;

- * Emme kanalına kıvrımlı şekil verilerek, emme havasının silindire teğetsel olarak girmesi ve burada dönme hareketi yapmasını sağlamak,
- * Etekli emme supapları kullanılarak, emme havasına çevresel dönü hareketi kazandırmak,
- * Silindir içerisindeki havaya zıt yönlü çevresel dönme hareketi kazandıracak piston içi özel oyuk açılması.

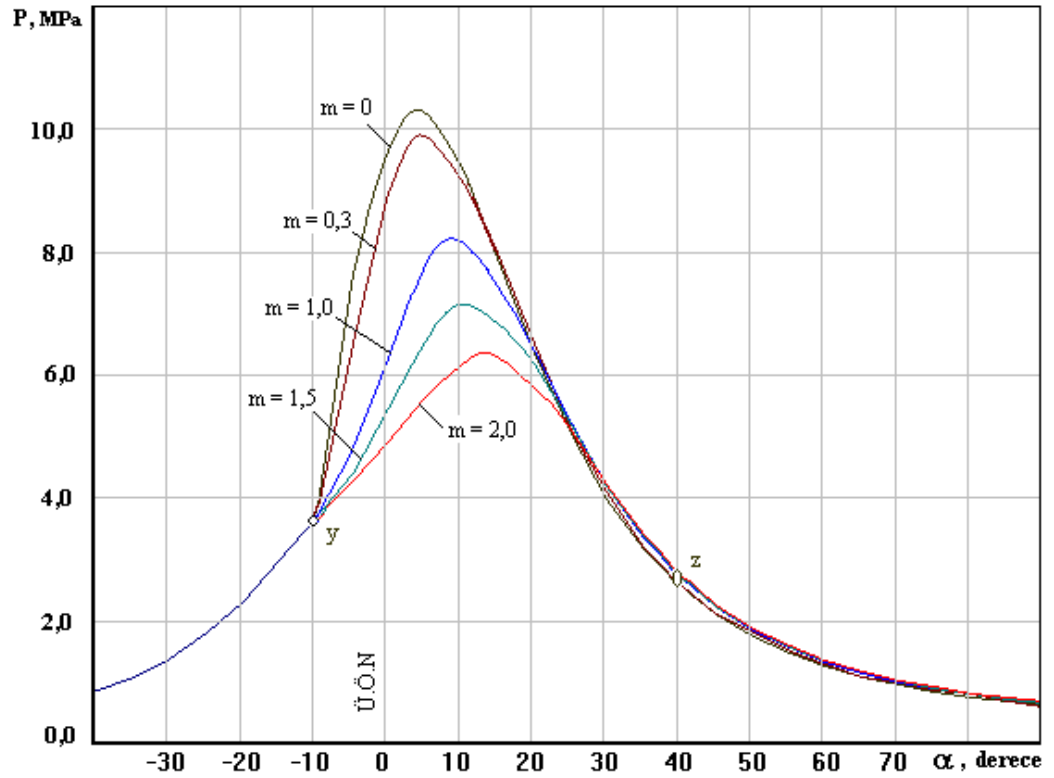
4.7 Yanma Karakteri Göstergesinin İş Çevrimine Etkileri

Yanma karakteri göstergesinin iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile iş çevrimi $m=0; 0,3; 1,0; 1,5$ ve $2,0$ değerlerinden her biri için tutuşma avansı açısı θ 'nin optimal ve buna yakın birkaç değerinde yapılmıştır. Tüm hesaplamalarda $\varphi_z = 50^\circ$ alınmıştır.

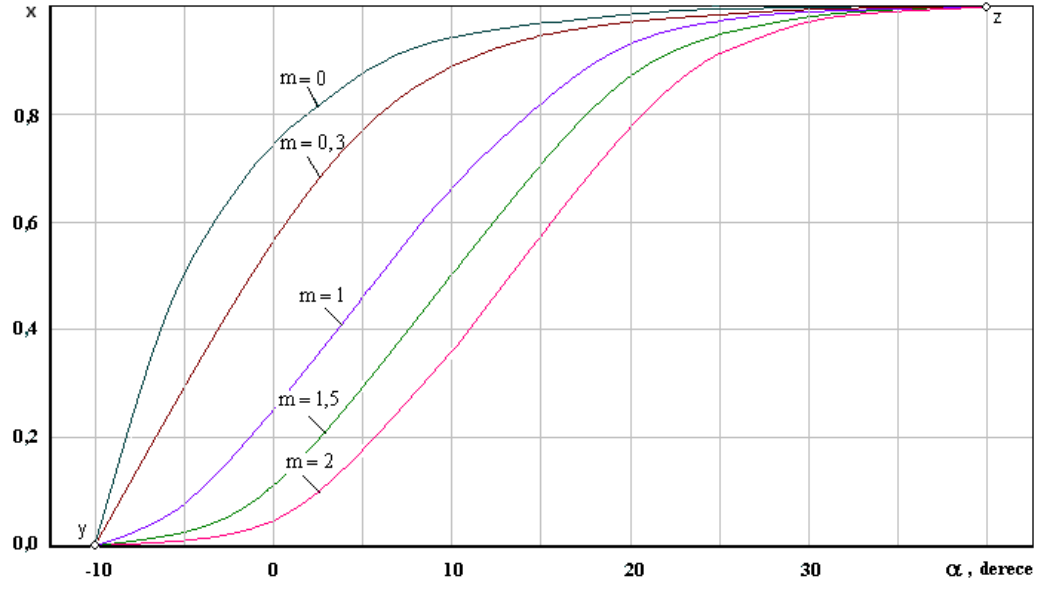
Şekil 4.21 ve 4.22'de $\theta = 10^\circ$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ iken m 'nin $0; 0,3; 1,0; 1,5$ ve $2,0$ değerleri için silindir içi sıcaklık T ve basınç P 'nin değişim eğrileri gösterilmiştir. Yanma olayı dinamikasını karakterize eden $x = f(\alpha)$ ve $w_o = f(\alpha)$ grafikleri de Şekil 4.23 ve 4.24'de yer almaktadır.



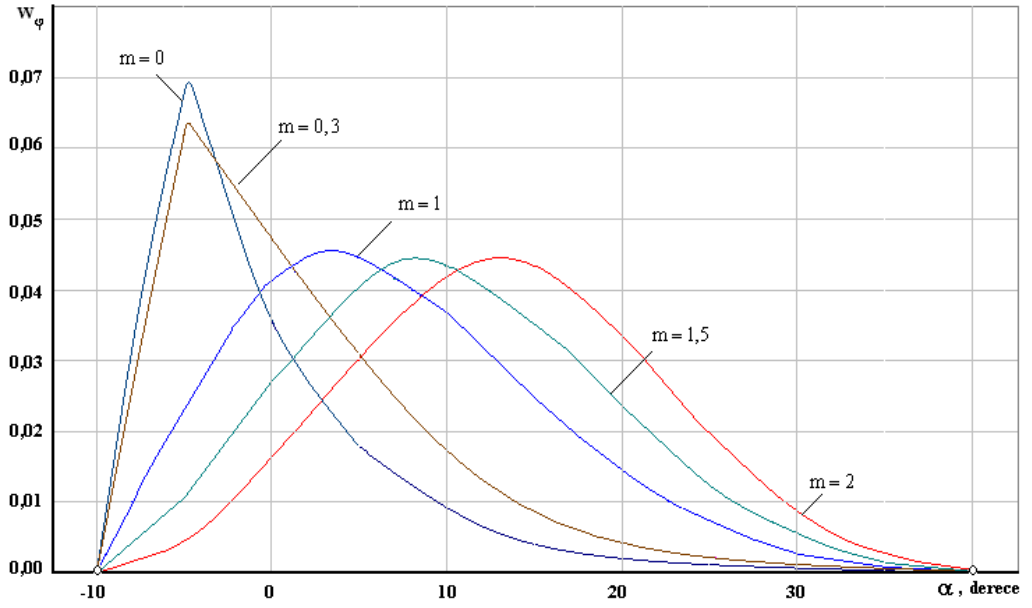
Şekil 4.21 : Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği
 $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\theta = 10^\circ$ ve $\xi = 0,81$



Şekil 4.22 : Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği
 $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\theta = 10^\circ$ ve $\xi = 0,81$

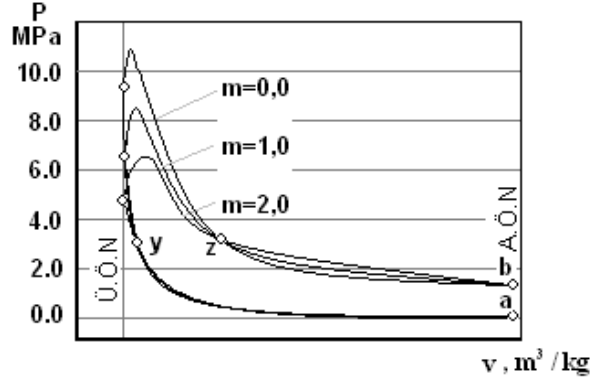


Şekil 4.23 : x'in krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği
 $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\theta = 10^\circ$ ve $\xi = 0,81$



Şekil 4.24 : w_φ 'nin krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği
 $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\theta = 10^\circ$ ve $\xi = 0,81$

$m=0; 0,3; 1,0; 1,5$ ve $2,0$ halleri için $P-\vartheta$ kartezyen koordinatlarında çizilmiş $P=f(\vartheta)$ diyagramı Şekil 4.25’de verilmiştir.

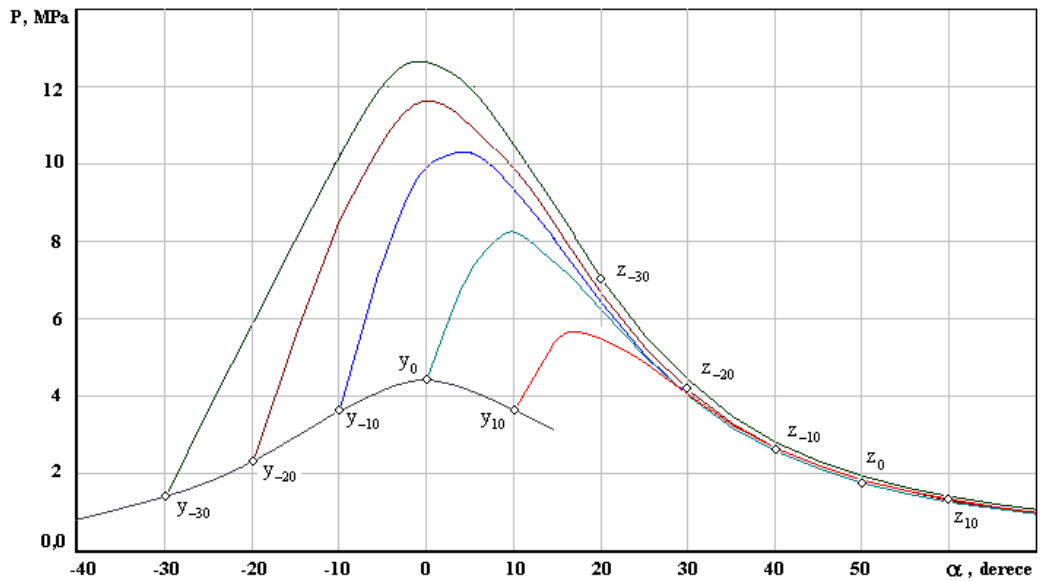


Şekil 4.25 : $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81$ ve $\theta = 10^\circ$ iken

$m = 0; 0,3; 1,0;$ ve $2,0$ halleri için $P = f(v)$ diyagramı

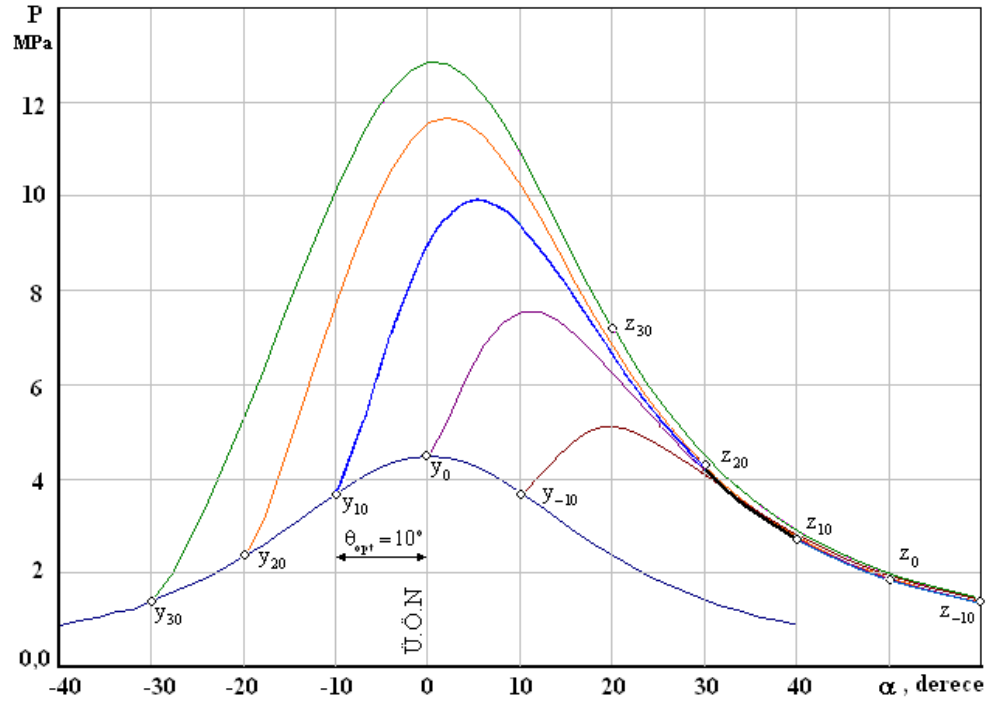
Şekil 4.21; 4.22; ve 4.25’ten görüldüğü gibi yanma karakteri göstergesi m , yz yanma eğrisine çok büyük etki yapmaktadır. Şekil 4.21; 4.22; ve 4.23’e göre ana yanma eğrisinin (y noktasından P_{max} noktasına kadar) eğimi m değeri arttıkça küçülür ve bu sırada P_{max} keskin azalır, Ü.Ö.N’dan P_{max} ’a kadar olan krank mili dönme açısı α_p ’de ise bir artış yaşanır.

Şekil 4.26; 4.27; 4.28; 4.29 ve 4.30’da $\varphi_z = 50^\circ$ ve çeşitli θ ’larda $m=0; 0,3; 1,0; 1,5$ ve $2,0$ halleri için hesaplanmış $P = f(\alpha)$ diyagramları gösterilmiştir.

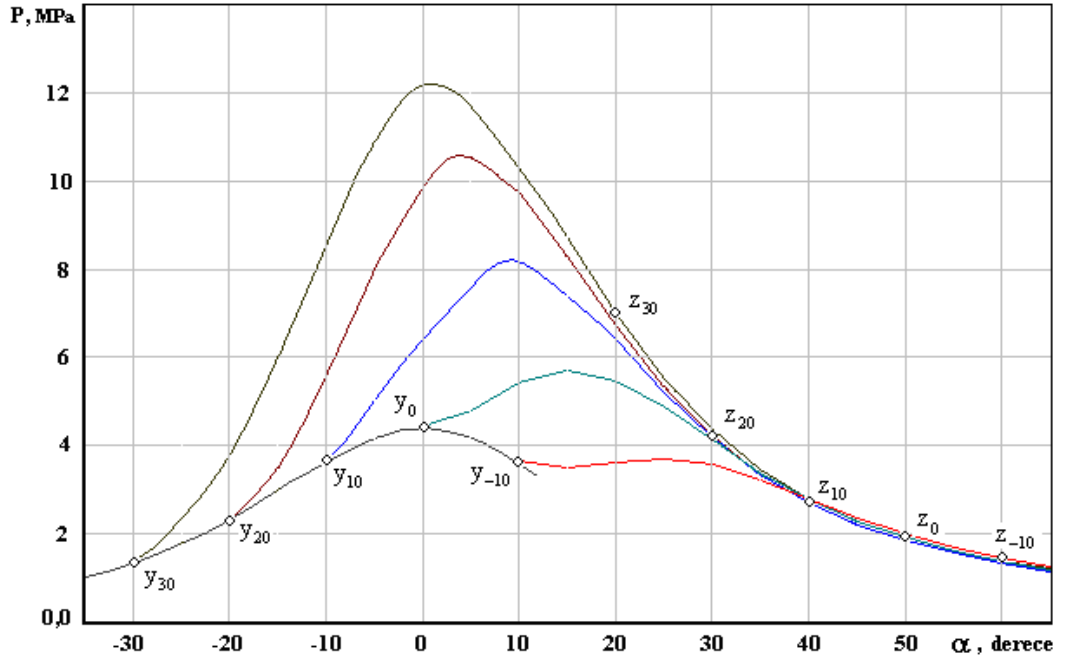


Şekil 4.26 : $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81; m = 0$ iken çeşitli θ ’larda

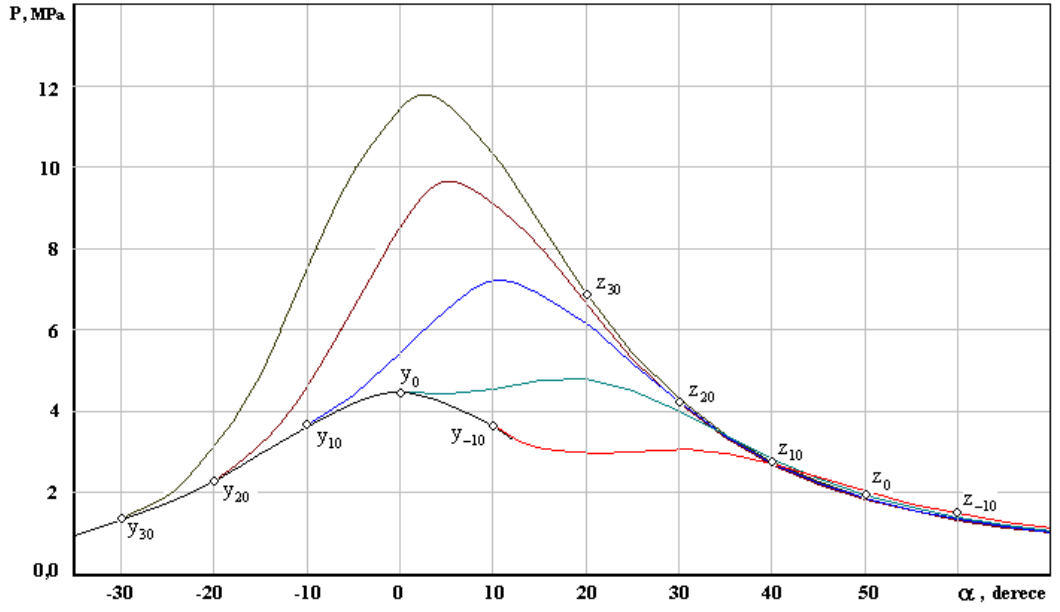
hesaplanmış iş çevrimi diyagramları



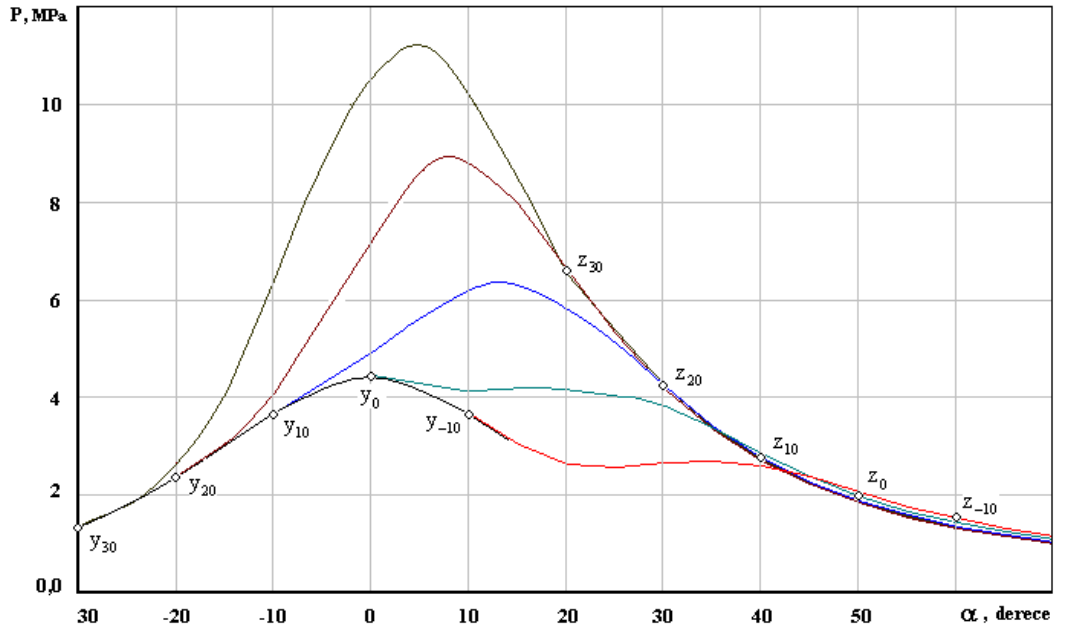
Şekil 4.27 : $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$; $m = 0,3$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları



Şekil 4.28 : $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$; $m = 1,0$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları



Şekil 4.29 : $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$; $m = 1,5$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları



Şekil 4.30 : $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$; $m = 2,0$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları

m göstergesi sıkıştırma eğrisinin yanma eğrisine geçiş karakterini etkilemektedir. Bu etkinin az veya çok sert olması basınç artış hızındaki sıçrama Δw_p ile değerlendirilir. Basınç artış hızındaki sıçrama Δw_p yaklaşık olarak şu formülden bulunabilir;

$$\Delta w_p = \frac{P_{\phi \text{ yan}} - P_y}{\phi} - \frac{P_{\phi \text{ sık}} - P_y}{\phi} = \frac{P_{\phi \text{ yan}} - P_{\phi \text{ sık}}}{\phi}$$

Burada P_y : Tutuşma anında (y noktası) gaz basıncı,

$P_{\phi \text{ yan}}$: Karank milinin tutuşma anından hesaplanan küçük bir ϕ açısı kadar dönmesine tekabül eden yanma basıncı,

$P_{\phi \text{ sık}}$: Karank milinin aynı bir ϕ açısı kadar dönmesine tekabül eden yanmasız sıkıştırma basıncı.

Şekil 4,26...4,30'da görüldüğü gibi $m=0$ ve $m=0,3$ iken sıkıştırma eğrisinin yanma eğrisine geçişi sert, $m=1,0$; 1,5 ve 2,0 olduğunda ise uyumlu bir geçiş gerçekleşir. Örneğin $m=0$ ve $m=0,3$ iken sırasıyla $\Delta w_p = 41,83$ ve $28,07$ MPa/rad olduğu halde $m=1,0$; 1,5 ve 2,0 değerlerinde sırasıyla $\Delta w_p = 4,58$; 1,15 ve $0,286$ MPa/rad olarak gerçekleşir (Bkz. Tablo 4.8). bu durum şöyle açıklanabilir; m'in küçük değerleri olayın en başında yanmanın fırtına vari gelişim karakterinde olduğunu gösterir. Bu da gaz basıncı artışının büyük bir hızla gerçekleşmesine dolayısıyla motorun sert çalışmasına neden olur.

m'in büyük değerlerinde Şekil 4.29 ve 4.30'da görüldüğü gibi, yanma eğrisinin sıkıştırma eğrisinden ayrılmasının yavaş gerçekleşmesi, tutuşma gecikmesinden değil, olayın başında yanma olayının ağır ağır gelişmesi sonucu olduğu göz ardı edilmemelidir. Yukarıda açıklananlardan hareketle dizel motorun sert çalışması yalnız basınç artış hızının maksimum değeri ($w_{p \text{ max}}$) ile değil, aynı zamanda sıkıştırmadan yanmaya geçiş sırasında ortaya çıkan basınç artış hızı sıçramaları (Δw_p) ile de açıklanabilmesi olasılığının çok yüksek olduğu not edilmelidir. Bu bakımdan m parametresinin değeri, yanma olayının yeterince hassas bir şekilde kalite bakımından değerlendirilmesini mümkün kılar.

İş çevrimi parametrelerinin sayısal değerlerini çeşitli m'lerde ve optimal tutuşma avansı açılarında (θ_{opt}) karşılaştırmak ilginçtir. İş çevrimi temel parametrelerinin değerleri Tablo 4.8'de özetlenmiştir.

Tablo 4.8 : İş çevrimi parametrelerinin optimal tutuşma avansı açılarında yanma karakteri göstergesi m 'ye bağımlılığı $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$ $\xi = 0,81$

	$m = 0$ $\theta_{opt} = 7^\circ$	$m = 0,3$ $\theta_{opt} = 10^\circ$	$m = 1,0$ $\theta_{opt} = 17^\circ$	$m = 1,5$ $\theta_{opt} = 21^\circ$	$m = 2,0$ $\theta_{opt} = 24^\circ$
P_i , MPa	0,941	0,985	0,995	0,996	0,997
η_i	0,442	0,463	0,468	0,468	0,469
g_i , gr/(KWh)	191,9	183,2	181,4	181,3	181,1
P_{max} , MPa	9,8	9,9	9,9	9,9	9,9
α_p , derece	5	5	6	6	6
w_{pmax} , MPa / rad.	64,11	37,12	27,55	26,2	25,65
Δw_p , MPa / rad.	41,83	28,07	4,58	1,15	0,286
T_{max} , K	2121	2172	2198	2215	2228
α_T , derece	11	12	13	13	13
$\alpha_T - \alpha_p$, derece	6	7	7	7	7
T_b , K	1108	1151,8	1169,7	1171,3	1171,1
P_b , MPa	0,326	0,3394	0,3447	0,3451	0,3451

Bu tablodan görüldüğü gibi m 'nin artması ile optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} büyür, yani ortalama yanma hızı değişmediğinde her bir m 'ye kendine özgü bir θ_{opt} denk gelir. Bu ise Rus bilim adamı B.S Steçkin'in şu sonucunu kanıtlamaktadır [14]; "Belli bir motor hızında optimal tutuşma avansı açısına yakıt ve motorun karakteristik özelliği gibi bakılmalıdır."

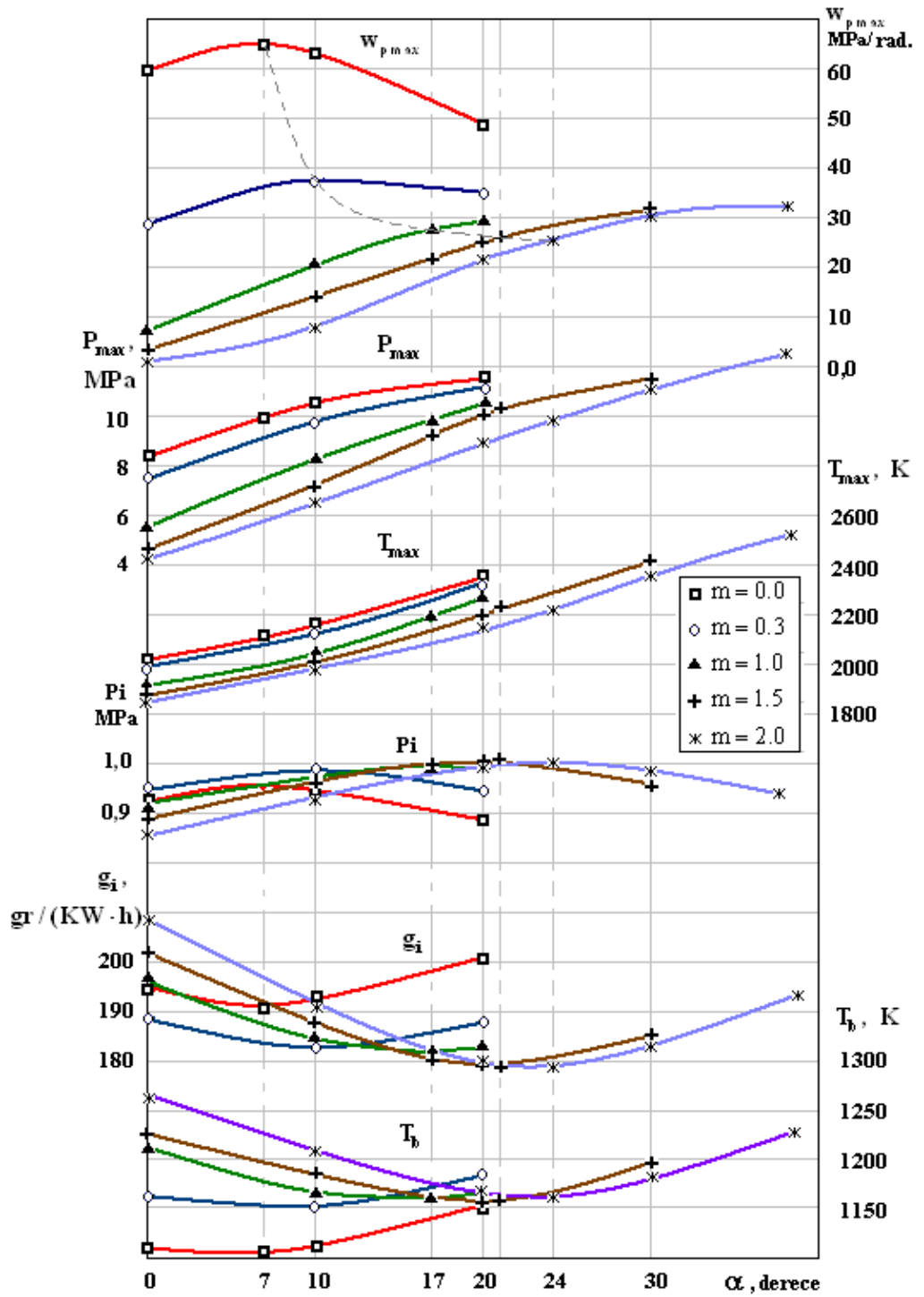
Tablo 4.8'den görüldüğü gibi m göstergesinin büyümesiyle P_i ve η_i parametreleri önemsiz ($\sim \%2$) büyümektedir. Buradan şu sonuç çıkarılabilir; diğer şartlar aynı olduğunda yanma karakteri değişimi ortalama indike basınç ve indike özgül yakıt tüketiminin (indike veriminin) optimal değerlerini pratik olarak etkilememektedir.

Eğer optimal tutuşma avansı açılarında m 'nin P_i ve η_i parametrelerine etkisi önemsizdirse, bu etki pratik olarak ihmal edilebilir. Fakat m 'nin w_{pmax} ve Δw_p gibi dinamik parametrelere olan etkisi büyüktür. Bu dinamik parametre değerleri büyük oldukça dizel motor daha sert ve gürültülü çalışır. Tablo 4.8'den görüldüğü gibi m 'nin 0'dan 1'e kadar artması ile w_{pmax} ve Δw_p parametreleri keskin azalır. Örneğin $m=0$ iken $w_{pmax} = 64,11$ Mpa / rad. ve $\Delta w_p = 41,81$ Mpa / rad. olduğu halde $m=1$ 'de sırası ile $w_{pmax} = 27,55$ Mpa / rad. ve $\Delta w_p = 4,58$ Mpa / rad. olur. Dolayısıyla w_{pmax} 'da yaklaşık 2,5 kat , Δw_p 'de ise 9 kat bir artış görülür.

Yine m 'nin artması ile P_{max} düşer, T_{max} ise önce küçülür, sonra ise $m>1,5$ olduğunda artar. Genişleme sonu basıncı P_b ve sıcaklığı T_b hafif değişmektedir.

İç çevrimi temel parametrelerinin tutuşma avansı açısı θ ve yanma karakteri göstergesi m 'ye bağlı olarak değişim grafikleri Şekil 4.31'de verilmiştir. Optimal tutuşma avansı açıları düşey kesik çizgilerle işaretlenmiştir. Temel büyüklüklerin denk gelen değerleri noktalı kesik çizgilerle birleştirilmiştir. Bundan önce elde edilmiş sonuçlarda olduğu gibi θ 'nın θ_{opt} 'den daha fazla tutulmasının amaca uygun olmadığı bir daha not edilmelidir. Tam tersi, θ 'nın θ_{opt} 'a göre hafif küçültülmesi ($\sim 5^\circ$) bazen faydalı olur çünkü bu durumda P_i 'nin önemsiz azalması ve g_i 'nin ise hafif artmasına rağmen P_{max} ve $w_{p max}$ 'ın değerlerinde önemli bir düşüş yaşanır.

Diğer iyi çevrim parametreleri yanı sıra dizelin sesiz ve yumuşak çalışması için yanma karakteri göstergesi m 'nin optimal değerlerinin 1,5'a yakın olması gerekir. Modern dizel motorlarında yanma karakteri göstergesi m 'nin değeri 0 ile 0,75 aralığında değişmektedir. Demek ki m 'yi 1,5'e kadar yükseltmekle $w_{p max}$ 'ı önemli bir ölçüde düşürmek ve Δw_p 'deki sıçramaları ortadan kaldırmak mümkün olabilir. Bunun sonucu olarak krank biyel mekanizması parçalarını etkileyen dinamik yükler ve motor gürültüsü azaltılmış olacaktır. m 'in 1-1,5 aralığında en optimal P_i ve η_i değerlerinin elde edilmesinin yanında, $w_{p max}$ 'ın minimum değerine de ulaşıldığı görülür.



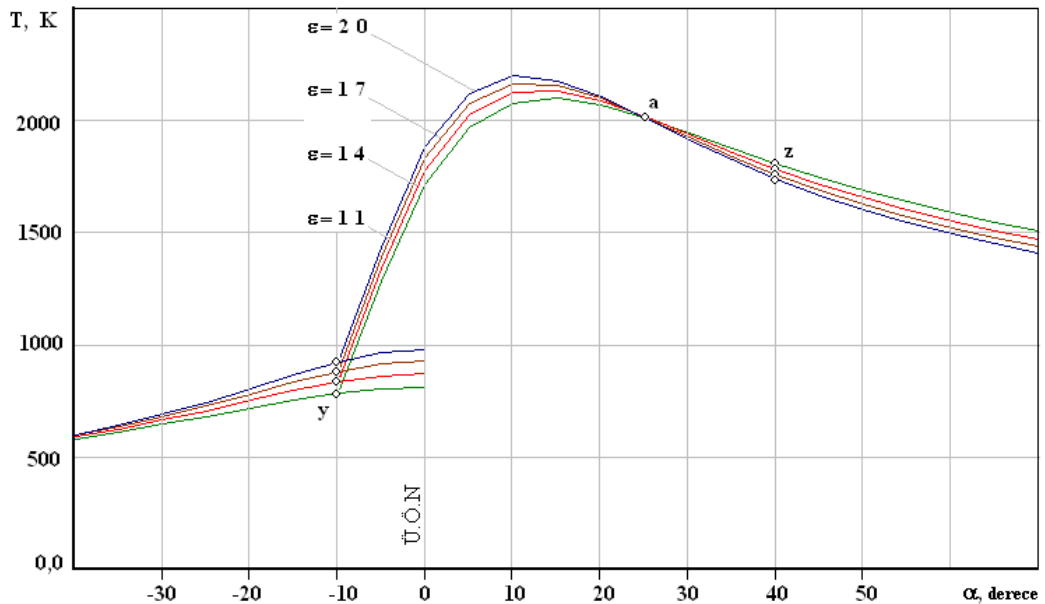
Şekil 4.31 : İş çevrimi temel parametrelerinin θ ve m 'ye bağlı değişim grafikleri $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$

m 'nin optimal değerinin elde edilmesi için yanma olayını etkileyecek pratik yöntemlere ait olarak şu söylenebilir. Bu özel bir soru olup, geniş ve amaçlı deneyler sonucu çözülecektir. Burada yalnız

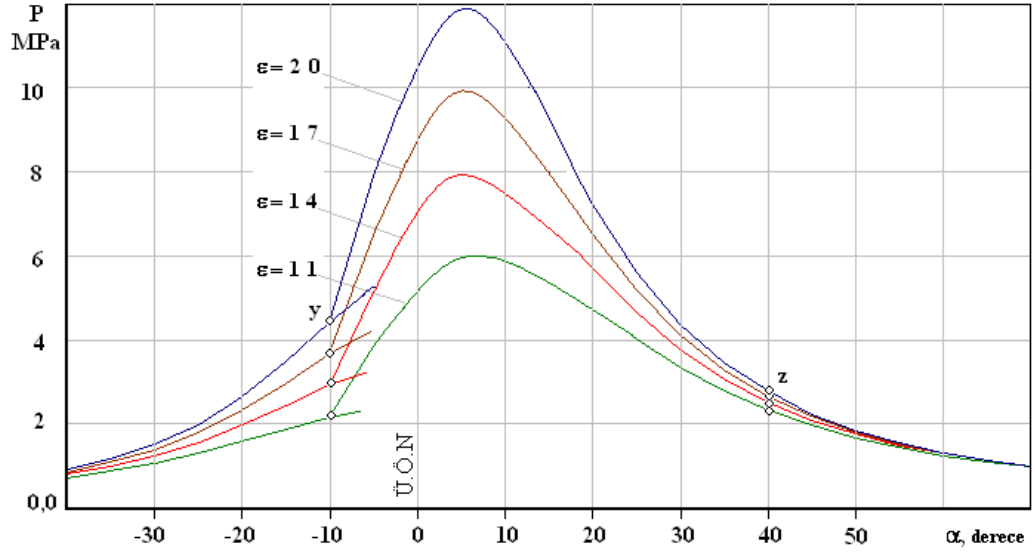
şu not edilebilir; dizelerde m değerini ilk önce yakıtın püskürtülme, karışımın oluşturulma ve tutuşma yöntemleri, yine aşırı doldurma, yakıt cinsi ve kullanılan katkı maddeleri etkilemektedir. Uygun yakıt püskürtme karakteristiğinin gerçekleştirilmesi Man M sisteminin uygulanması, yine aşırı doldurmanın kullanılması yanma karakteri göstergesi m 'nin yükseltilmesinin iyi perspektiflerini göstermektedir.

4.8 Sıkıştırma Oranının İş Çevrimine Etkileri

Sıkıştırma oranının dizel iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile sıkıştırma oranı $\epsilon = 11; 14; 17; \text{ ve } 20$ değerlerinden her biri için yanma süresi $\phi_z = 50^\circ$, yanma karakteri göstergesi $m = 0,3$ ve tutuşma avansı açısı θ 'nın farklı değerleri alınarak yapılmıştır. Tüm sıkıştırma oranları için optimal tutuşma avansı açısının 10° 'ye eşit olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.32 ve 4.33'de farklı sıkıştırma oranları için hesaplanmış iş çevrimi diyagramları gösterilmiştir. Bu diyagramlardan görüldüğü gibi ϵ artırıldığında, basınç şiddetle yükselir, sıcaklık ise nispeten az düşer. Örneğin sıkıştırma oranı 11'den 20'ye kadar artırıldığında P_{\max} neredeyse 2 kat, T_{\max} ise yalnız % 4.7 kadar artar. ϵ artıkça sıcaklık eğrileri, $\epsilon = 11$ 'e tekabül eden sıcaklık eğrisinin önce üstünden a noktasından sonra ise altından geçerler. Tüm dört çevrimde gaz sıcaklığının $\alpha = 25^\circ$ iken eşit olması ($2016 \pm 5 \text{ K}$) ilgi çekicidir. Demek ki a noktası kendine özgü bir düğüm noktasını temsil etmektedir.



Şekil 4.32 : Sıcaklığın $\epsilon = 11; 14; 17 \text{ ve } 20$ $\lambda = 1,4$ $\phi_z = 50^\circ$ $\xi = 0,81$ iken hesaplanmış diyagramları



Şekil 4.33 : Basıncın $\epsilon = 11; 14; 17$ ve 20 ; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$ iken hesaplanmış diyagramları

Diğer başlangıç veriler sabit iken çeşitli sıkıştırma oranları için hesaplanmış iş çevrimi parametrelerinin değerleri Tablo 4.9’da özetlenmiştir.

Tablo 4.9 : İş çevrimi parametrelerinin optimal tutuşma avansı açılarında sıkıştırma oranı ϵ ’a bağlılığı $\epsilon = 11; 14; 17$ ve 20 $\lambda = 1,4$ $\varphi_z = 50^\circ$ $\xi = 0,81$

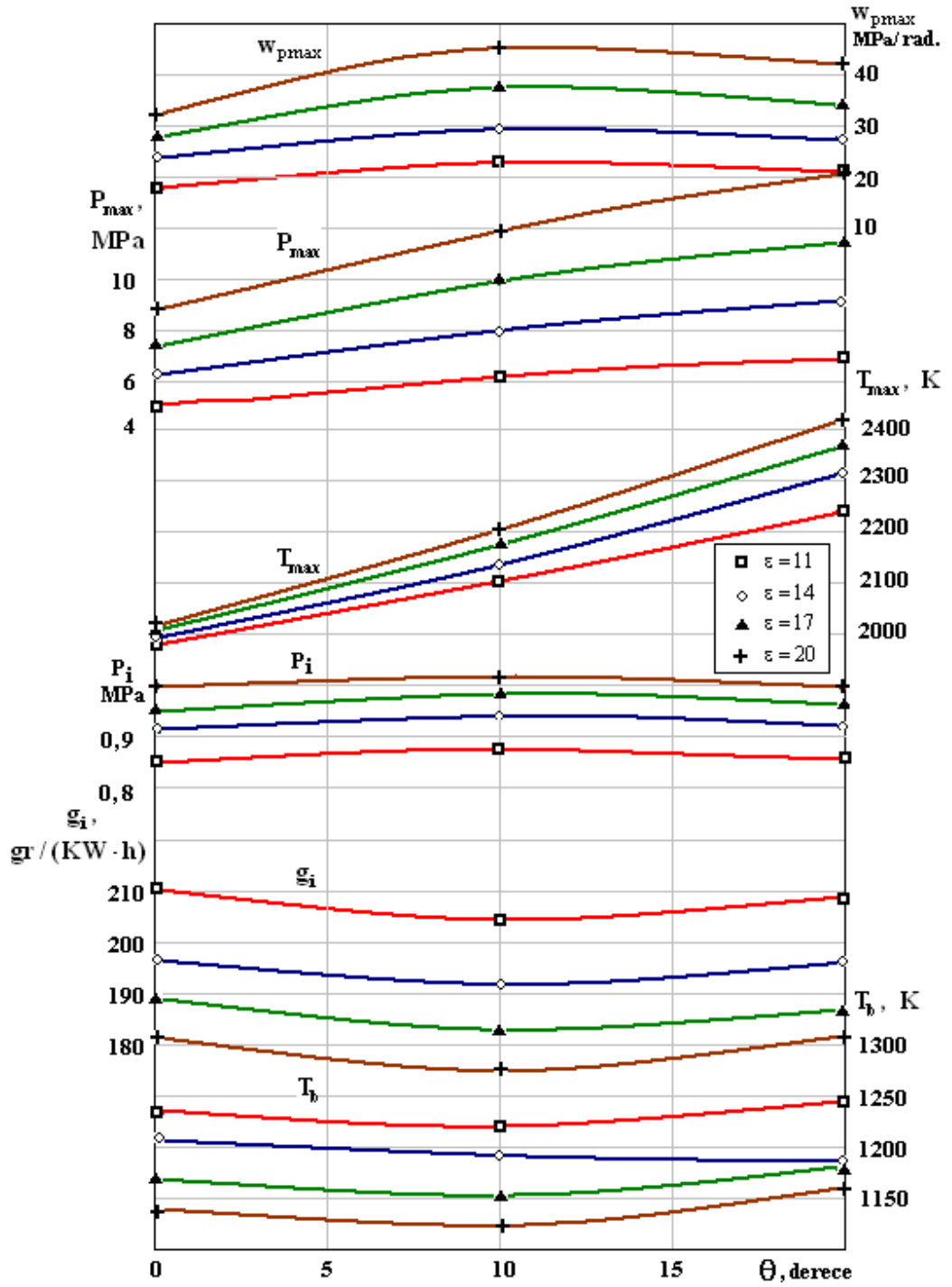
	Sıkıştırma Oranı ϵ			
	11	14	17	20
P_i , MPa	0,876	0,938	0,985	1,023
η_i	0,414	0,442	0,463	0,480
g_i , gr/(KW h)	205,0	192,1	183,2	176,7
P_{max} , MPa	6,1	8,0	9,9	11,9
α_p , derece	7	6	5	5
w_{pmax} , MPa/rad.	22,21	29,57	37,32	45,46
T_{max} , K	2103	2140	2172	2201
α_T , derece	14	13	12	11
$\alpha_T - \alpha_p$, derece	7	7	7	7
T_b , K	1224,8	1183,3	1151,8	1126,9
P_b , MPa	3,52	3,45	3,39	3,34

Beklendiği gibi sıkıştırma oranının artması P_i ve η_i 'nin artmasına, g_i 'nin uygun azalmasına neden olmuştur. Fakat çevrim işi ve ekonomisinin iyileşmesinin kabul edilebilirliği P_{max} ve $w_{p_{max}}$ artışının kabul edilebilirliğine bağlıdır. Sıkıştırma oranının her bir değerinin seçiminde mühendis uzlaşmacı çözümler aramalıdır. Dolayısıyla P_{max} arttığında mekanik kayıpların yükseldiği, yine tutuşma gecikmesi periyodu, ilk harekete geçme kolaylığı, kısmi yüklerde tatmin edici çalışma vb. faktörlerin sıkıştırma oranına bağlılığı göz önüne alınmalıdır.

P_{max} 'ın sınırlandırılmasına müsaade eden pratik yöntemlerden biriside sıkıştırma oranının otomatik düşürülmesidir. Başka bir deyimle sıkıştırma oranını otomatik ayarlayan pistonların kullanımınıdır. P_{max} kabul edilebilir sınırı aştığında bu tip pistonlar yanma odası hacmini otomatik olarak değiştirir ve bununla da sıkıştırma oranı küçültülür.

P_{max} 'dan T_{max} 'a kadar olan izafi süre ($\alpha_T - \alpha_p$) değerce sabit olup ε 'dan bağımsızdır.

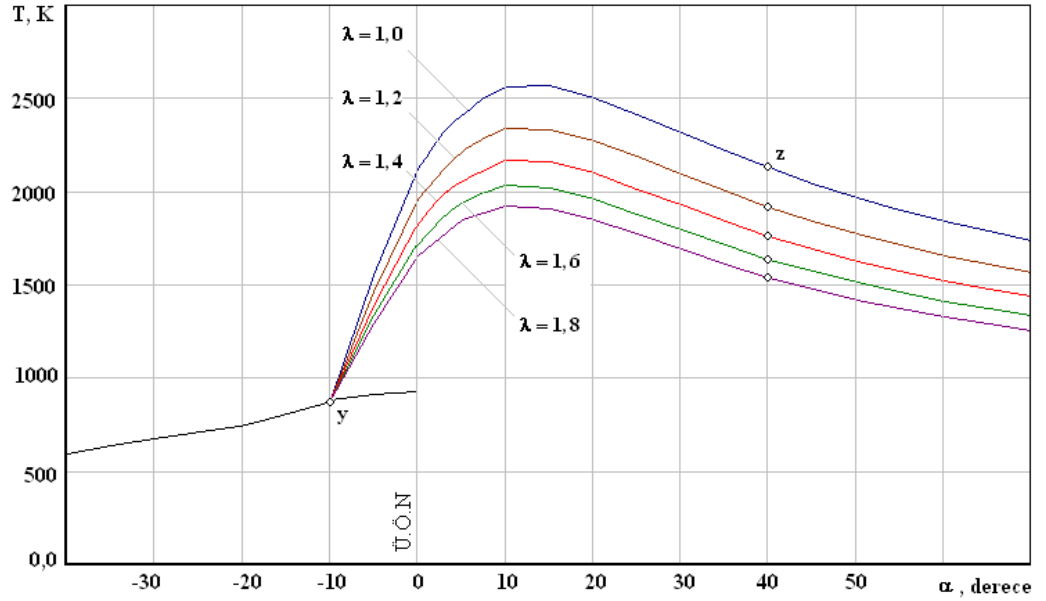
Şekil 4.34'te iş çevrimi temel parametrelerinin tutuşma avansı ve sıkıştırma oranına bağlı değişim grafikleri gösterilmiştir. ε 'nun tüm değerleri için optimal tutuşma avansı açısı yeterli hassalıkla yaklaşık 10° olarak bulunmuştur. Demek ki ε , θ_{opt} değerine etkimemektedir. Tüm $\theta > \theta_{opt}$ açılarda çevrim parametreleri kötüleşir. Buna göre de dizeller θ_{opt} 'den büyük olan tutuşma avansı açılarında işletilmemelidir. θ_{opt} 'e karşı θ 'nın biraz küçültülmesi P_i ve η_i 'nin önemsiz azalmasının yanında P_{max} , T_{max} ve $w_{p_{max}}$ 'ın düşüşüne (özellikle yüksek ε değerlerinde) götürdüğü için bazen tavsiye edilebilir.



Şekil 4.34 : İş çevrimi temel parametrelerinin θ ve ϵ 'na bağlı değişim grafikleri $\epsilon = 11; 14; 17$ ve 20 ; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$

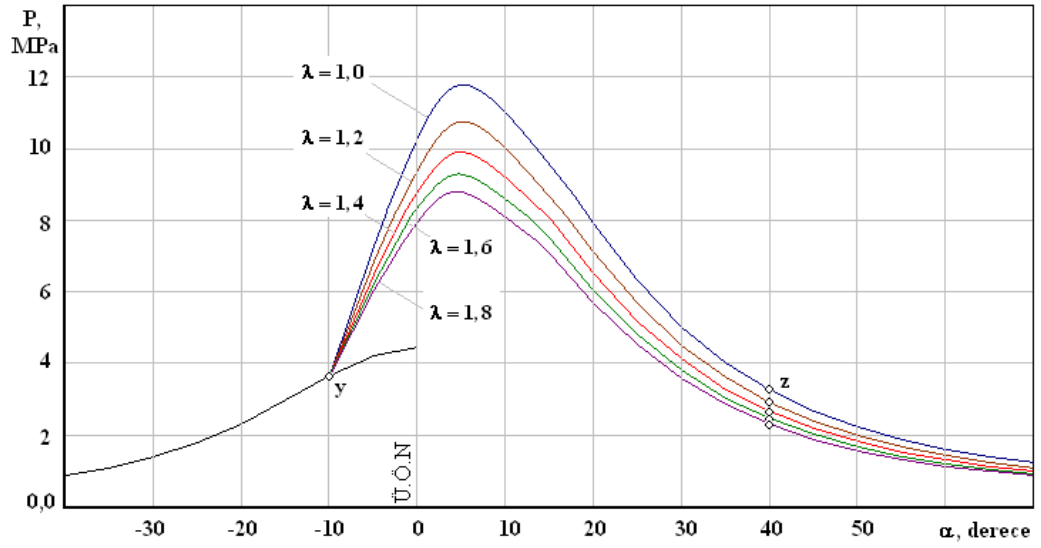
4.9 Hava Fazlalık Katsayısının İş Çevrimine Etkileri

Hava fazlalık katsayısının dizel iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile iş çevrimi hesabı hava fazlalık katsayısının $\lambda = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6$ ve $1,8$ değerlerinden her biri için tutuşma avansı açısı $\theta = 0^\circ, 10^\circ$ ve 20° ve θ_{opt} alınarak yapılmıştır. Tüm hava fazlalık katsayılarında optimal tutuşma avansı açısının $\theta_{opt} = 10^\circ$ 'ye çok yakın olduğu tespit edilmiştir. (λ 'nın artışına uygun olarak $\theta_{opt} = 10^\circ; 10,2^\circ; 10,4^\circ; 10,6^\circ$ ve $10,8^\circ$ olmuştur). Diğer başlangıç verileri sabit iken ($P_a = 0,092$ MPa; $\varepsilon = 17$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$) çeşitli λ değerleri için hesaplanmış $P-\alpha$ ve $T-\alpha$ kartezyen koordinatlarında çizilmiş olan iş çevrimi diyagramları şekil 4.35 ve 4.36'de gösterilmiştir.



Şekil 4.35 : Hava fazlalık katsayısı λ 'nın farklı değerlerinde gaz sıcaklığının değişimini gösteren iş çevrimi diyagramı

$$P_a = 0,092 \text{ MPa}; \varepsilon = 17; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,81; m = 0,3; \theta = 10^\circ$$



Şekil 4.36 : Hava fazlalık katsayısı λ 'nın farklı değerlerinde gaz basıncının değişimini gösteren iş çevrimi diyagramı

$$P_a = 0,092 \text{ MPa}; \quad \varepsilon = 17; \quad \varphi_z = 50^\circ; \quad \xi = 0,81; \quad m = 0,3; \quad \theta = 10^\circ$$

Bu diyagramlardan görüldüğü gibi yanma ve genişleme olayları boyunca λ 'nın küçülmesi ile hem gaz basıncı hem de gaz sıcaklığı önemli ölçüde artmaktadır.

Diğer başlangıç verilerininin sabitliğinde iş çevrimi temel parametrelerinin farklı hava fazlalık katsayıları için hesaplanmış değerleri Tablo 4.10'da özetlenmiştir. Tablo analizinin gösterdiği gibi λ 'nın 1,8'den 1,0'a kadar küçülmesi P_i değerini %65 kadar yükseltmektedir.

Tablo 4.10 : Tutuşma avansı açısı $\theta = 10^\circ$ sabit alındığında iş çevrimi parametrelerinin hava fazlalık katsayısına bağlılığı $\varepsilon = 17; \lambda = 1,4; \varphi_z = 50^\circ \xi = 0,81$

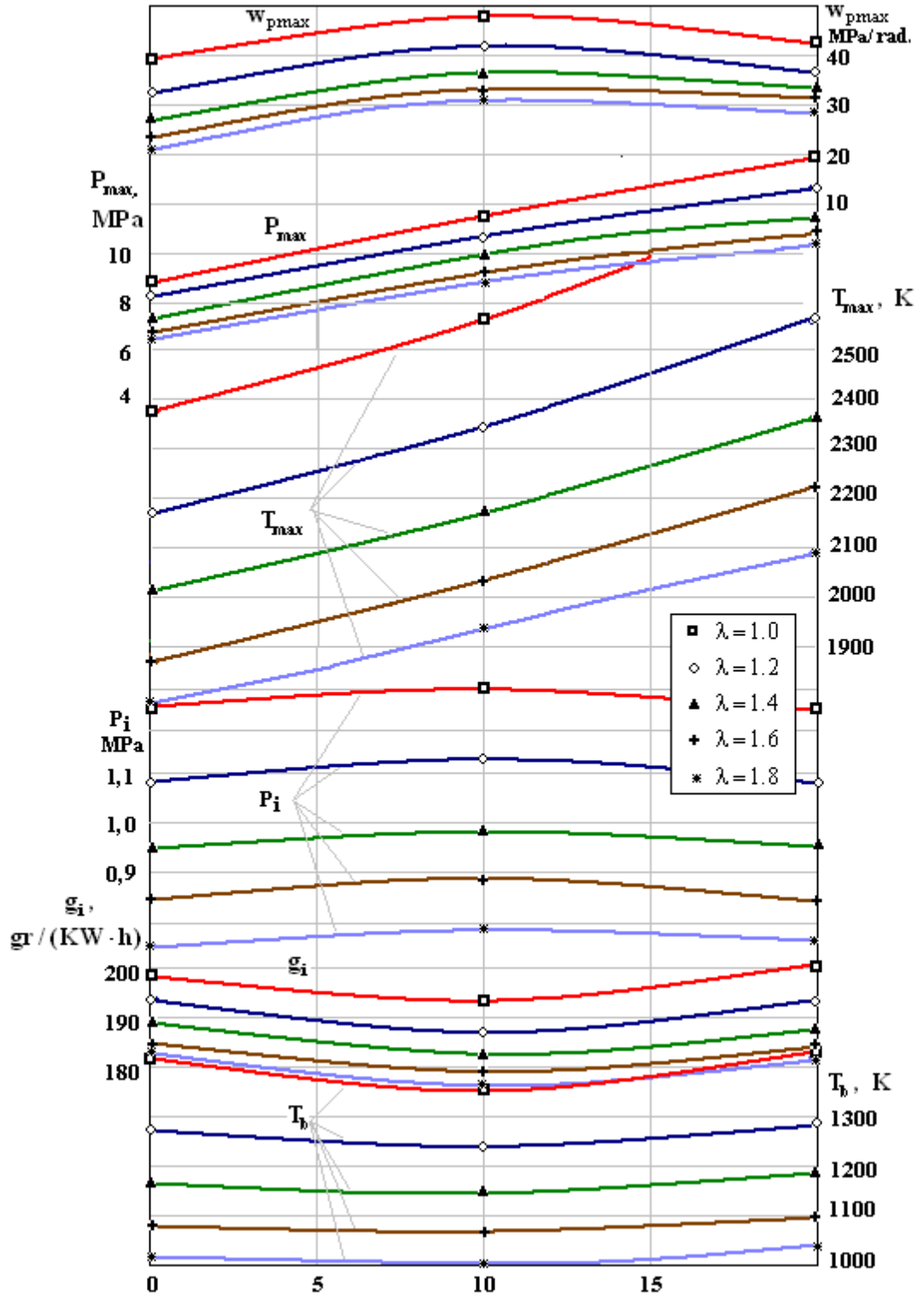
	Hava Fazlalık Katsayısı λ				
	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
P_i , MPa	1,309	1,123	0,985	0,879	0,793
η_i	0,439	0,452	0,463	0,472	0,479
g_i , gr/(KW h)	193,1	187,5	183,2	179,8	177,0
P_{max} , MPa	11,8	10,7	9,9	9,3	8,8
α_p , derece	6	5	5	5	5
w_{pmax} , MPa / rad.	48,22	41,95	37,32	33,95	30,92
T_{max} , K	2576	2347	2172	2035	1924
α_T , derece	13	12	12	12	11
$\alpha_T - \alpha_p$, derece	7	7	7	7	6
T_b , K	1392,7	1255,5	1151,8	1070,7	1005,6
P_b , MPa	4,17	3,72	3,39	3,13	2,93

Fakat bu yükseliş P_{max} , T_{max} , T_b ve P_b 'nin %29-39 kadar artmasına da neden olur. Bunun yanında $w_{p,max}$ %56 artmış, η_i ise önemsiz oranda küçülmüştür (%8). α_T ve α_p karakteristik açıları λ 'nın artması ile biraz küçülür farkı ise pratik olarak sabit kalır.

Yukarıdaki açıklamalardan görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı λ küçüldükçe başka bir deyimle taze karışım zenginleştikçe motorun gücü ve ekonomikliğı teorik olarak önemli ölçüde iyileşir. Fakat gerçek dizel motoru koşullarında λ 'nın fazla küçülmesi taze karışımın hazırlanma kalitesini kötüleştirir. Öyle ki λ değeri belirli bir sınırın altına düştüğünde ($\lambda = 1,35 - 15$) normal yanma bozulur ve motorun siyah duman atmasına neden olur. Demek dizel motorların nispeten zengin karışımla (küçük λ 'larda) normal çalışmasını temin etmek için yanıcı karışım oluşturulmasını geliştirecek yöntemler kullanılmalıdır.

Bu yöntemler içerisinde iki kademeli karışım oluşturma yöntemi daha çok başarı elde etmeye imkan verir. bu yöntemin mahiyeti şöyle açıklanabilir. Yakıt silindire uzun süreli ara ile iki kademedede püskürtülür. Birinci yakıt dozu silindire emme sırasında verilir. İkinci yakıt dozu ise kendi kendine tutuşma gerçekleştikten sonra püskürtülür. İki kademeli karışım oluşturma yönteminin esas üstün tarafı motorun litre gücünün artırılması imkanındır. Öyle ki nominal yük rejiminde emilen havanın yakıt buharları ile zenginleştiğın de duman ortaya çıkmadan genel hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1,0 - 1,25$ 'e kadar indirmek mümkündür. bu ise motorun litre gücüne %20-25 oranında artması anlamına gelir. Bunun yanında iki kademeli karışım oluşturma dizelin küçük sıkıştırma oranlarında da ($\epsilon = 12 - 14$) normal çalışması için gereken koşulları sağlar. Sonuçta bu tip motorlarda maksimum yanma basıncı azalır, indike verim ise artar.

Şekil 4.37'de iş çevrimi parametrelerinin θ ve λ 'ya bağlı değişim eğrileri çizilmiştir. P_i ve η_i eğrileri $\theta = 10^\circ$ ye tekabül eden maksimum ve minimuma sahiptirler. θ 'nın θ_{opt} 'den büyük tutulması bir çok parametrenin kötüleşmesi sonucuna götürdüğü için amaca uygun değildir.

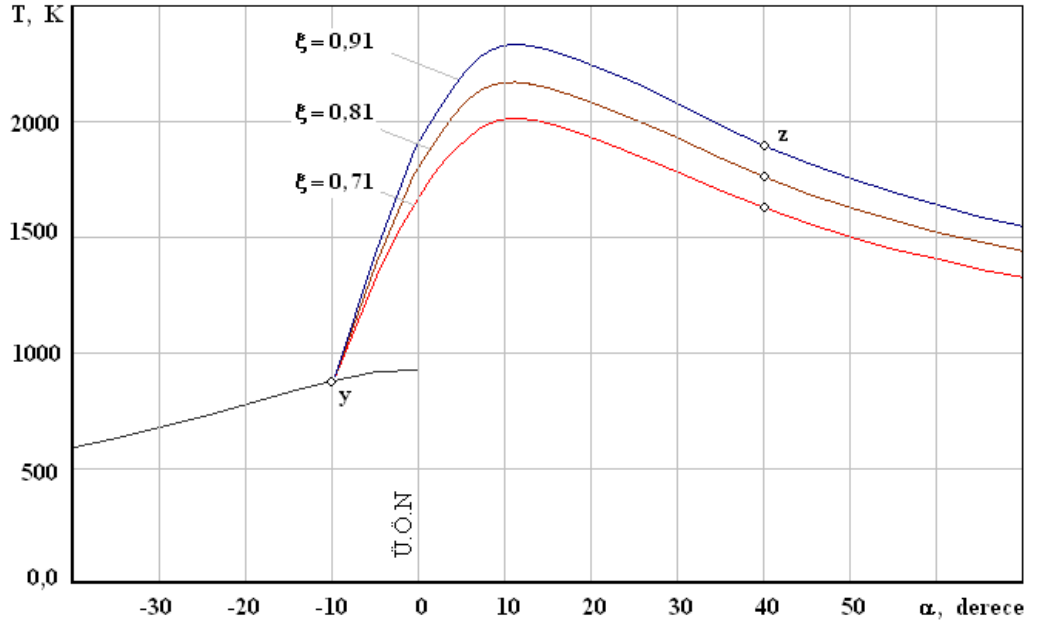


Şekil 4.37 : İş çevrimi temel parametrelerinin θ ve λ 'ya bağlı değişim grafikleri
 $P_a = 0,092 \text{ MPa}$; $\varepsilon = 17$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,81$; $m = 0,3$

4.10 Yanma Etkinlik Katsayısının İş Çevrimine Etkileri

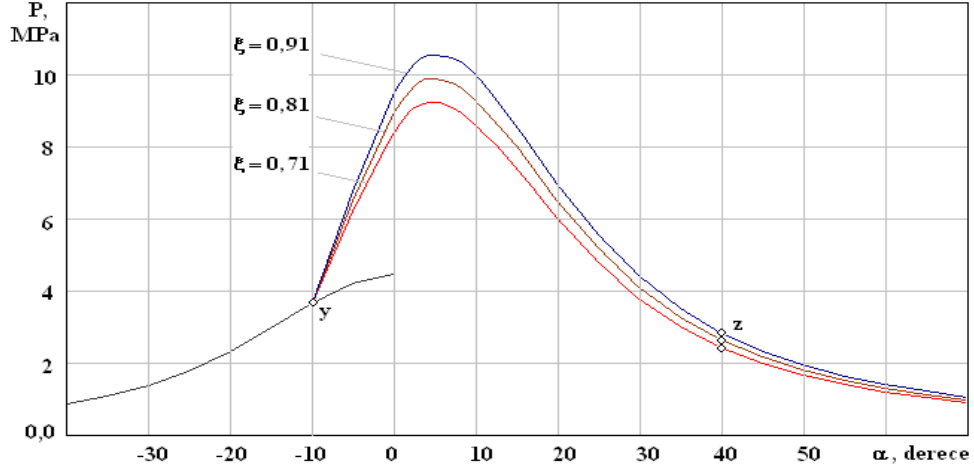
Yanma etkinlik katsayısının iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile iş çevrimi hesabı $\xi = 0,71; 0,81$ ve $0,91$ değerlerinden her biri için $\theta = 0, 10, 20^\circ$ alınarak yapılmıştır. tüm ξ değerleri için optimal tutuşma avansı açısı $\theta = 10^\circ$ 'ye yakın olmuştur.

Diğer başlangıç verileri sabit tutulduğunda farklı ξ değerleri için hesaplanmış ve $P-\alpha$ ve $T-\alpha$ kartezyen koordinatlarında çizilmiş olan iş çevrimi diyagramları şekil 4.38 ve 4.39'da gösterilmiştir.



Şekil 4.38 : Yanma etkinlik katsayısı ξ 'nin farklı değerlerinde gaz sıcaklığının değişimini gösteren iş çevrimi diyagramı

$$P_a = 0,092 \text{ MPa}; \quad \varepsilon = 17; \quad \lambda = 1,4; \quad \varphi_z = 50^\circ; \quad m = 0,3; \quad \theta = 10^\circ$$



Şekil 4.39 : Yanma etkinlik katsayısı ξ 'nin farklı değerlerinde gaz basıncının değişimini gösteren iş çevrimi diyagramı $P_a = 0,092$ MPa; $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 0,3$; $\theta = 10^\circ$

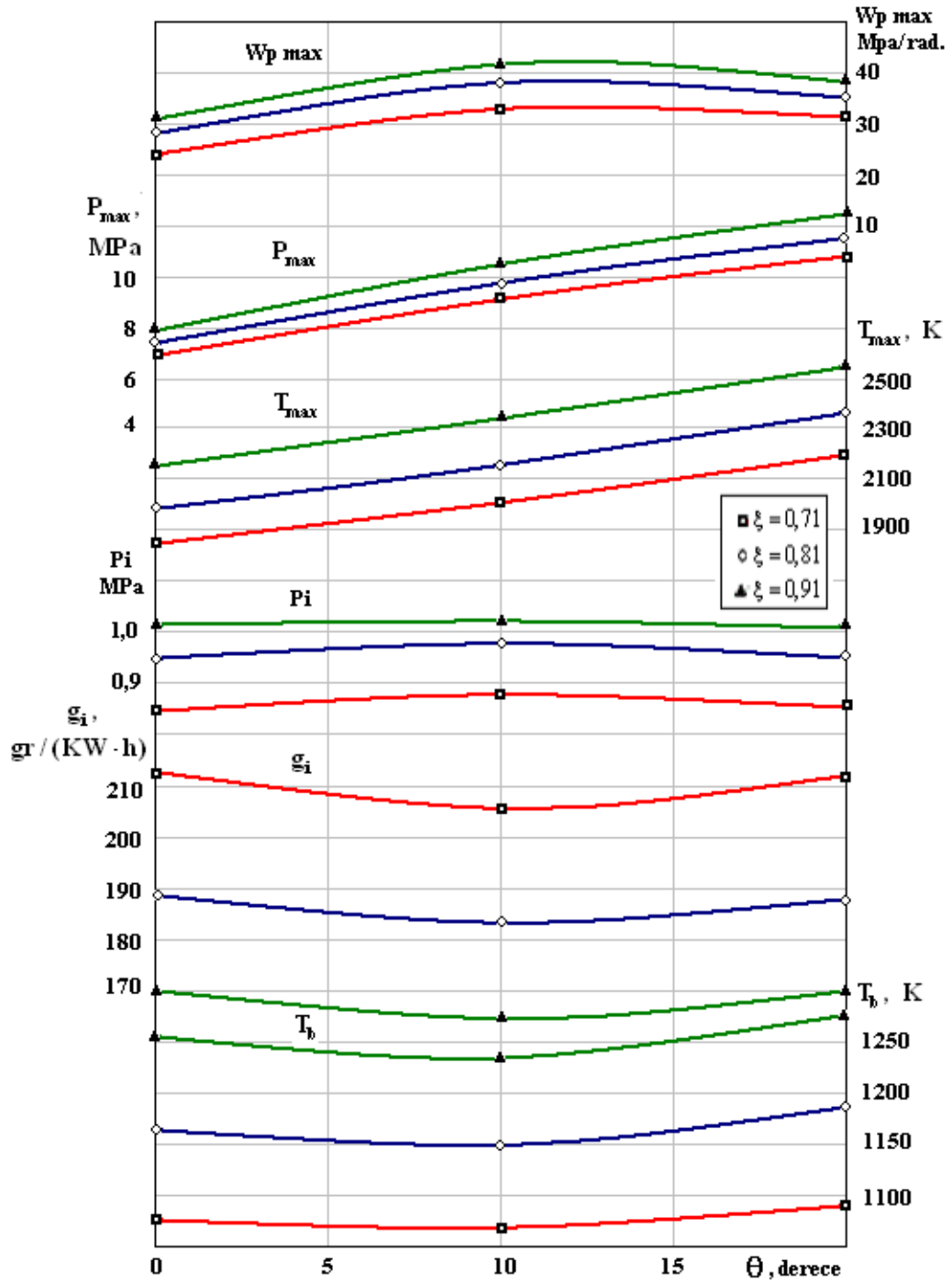
Tablo 4.11'de ise sonuçlar özetlenmiştir. Yapılan analizlere göre ξ 0,71'den 0,91'e kadar yükseldiğinde P_i ve η_i değerleri %25 artar , g_i değeri %20 kadar küçülür. Bu temel parametrelerin iyileşmesi P_{max} , T_{max} , T_b , P_b ve $w_{p,max}$ değerlerinin bir miktar (% 15-20) artması sonucunda elde edilmiştir. Şekil 4.40'ta iş çevrimi temel parametrelerinin θ ve ξ 'e bağlı değişim eğrileri gösterilmiştir. Analizlerden görüldüğü gibi $\theta > \theta_{opt}$ olduğunda çevrim parametreleri kötüleşir. θ 'nın θ_{opt} 'e göre biraz küçük tutulması P_{max} , T_{max} ve $w_{p,max}$ 'ı önemli ölçüde azalttığı için bazen tavsiye edilebilir.

Tablo 4.11 : Tutuşma avansı açısı $\theta = 10^\circ$ sabit alındığında iş çevrimi parametrelerinin Yanma etkinlik katsayısı ξ 'na bağlılığı $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 0,3$

	Yanma Etkinlik Katsayısı ξ		
	0,71	0,81	0,91
P_i ,MPa	0,875	1,123	1,095
η_i	0,411	0,452	0,515
g_i , gr/(KW h)	206,5	187,5	164,9
P_{max} ,MPa	9,2	10,7	10,6
α_p ,derece	5	5	5
w_p ,MPa / rad.	33,61	41,95	40,99
T_{max} ,K	2017	2347	2327
α_T ,derece	12	12	12
$\alpha_T - \alpha_p$,derece	7	7	7
T_b ,K	1063,0	1255,5	1239,9
P_b ,MPa	3,13	3,72	3,65

Yanma etkinlik katsayısı ξ 'in değerinin artırılması için motor üzerinde yapılabilecek pratik değişimlerle ilgili olarak yapılan literatür taramasında, silindir cidarlarından ve piston üzerinden oluşan ısı kayıplarını azaltmak için bu cidarların farklı malzemeler kaplanması yöntemleri değerlendirilmiştir. Günümüzde referans olarak kullandığımız bir çok kaynakta bu cidarların seramik ile kaplanmasının ısı kaybı düşürdüğü ifade edilmiştir. Fakat Yıldız Teknik Üniversitesi'nde yapılan deneysel çalışmalar adyabatik motorlarda bu yüzeylerin seramik ile kaplanmasının ısı kaybına etkisinin olumsuz olduğu diğer bir deyişle yanma periyodunda seramik cidarlı motorlarda, alüminyum alaşımlı cidarlı motora göre daha fazla ısı transferi olduğudur.[33]

İçten yanmalı motorlarda soğutma sisteminden kaynaklanan ısı kayıplarının engellenmesi için silindir cidarlarının kaplanmasında kullanılabilir en uygun maddenin zirkonya olduğu, zirkonya ile yalıtılmış metalden ısı akısının %30-40 bir azalma görüldüğü literatür çalışmalarından anlaşılmıştır.



Şekil 4.40 : İş çevrimi temel parametrelerinin θ ve ξ 'ya bağlı değişim grafikleri

$P_a = 0,092 \text{ MPa}$; $\varepsilon = 17$; $\lambda = 1,4$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 0,3$

BÖLÜM V

TARTIŞMA ve SONUÇ

- 1- Bilinen matematik ifadelerin incelenmesi, içten yamalı motorlarda yanma dinamiğinin tasviri için en elverişli formülün yarı ampirik İ.İ.Vibe denklemi olduğunu göstermektedir. Bu formül diğerlerinden farklı olarak yanma olayının fiili gelişimini daha hassas ifade etmeyi mümkün hale getirmektedir.
 - 2- İş çevriminin yanma hızı ve tutuşma avansı açısı göz önüne alınarak hesap metodu ve bilgisayar destekli matematik modeli hazırlanmıştır. Bu metod supapları kapalı bir silindirde meydana gelen olayların mümkün olabilir tüm parametrelerini büyük bir hassasiyetle bulma fırsatını vermektedir. Ayrıca hesap metodu, dizelerde tutuşma avansı açısı θ , şartlı yanma süresi φ_z , yanma karakteri göstergesi m , hava fazlalık katsayısı λ ve yanma etkinlik katsayısı ξ vb. parametrelerin motor performansına olan etkilerini ortaya çıkarmak için geniş teorik araştırmalar yapmayı mümkün hale getirmiştir.
 - 3- Dizel motorlarda indikatör diyagramının, hazırlanmış bilgisayar destekli işleme metodu, ilk verilerin hazırlanması için gereken grafiksel çalışmaların hacmini keskin azaltmaya müsaade etmektedir. Hesap ve deneylerle elde edilmiş eğriler arasındaki uyum gayet yüksektir. Bu da sunulan iş çevrimi matematik modelinin hazırlanmasında kullanılan, hesap formüllerinin çıkarılmasında alınan varsayımların doğru olduğunu göstermektedir.
 - 4- Yapılan teorik araştırmalar ateşleme avansı açısı θ , şartlı yanma süresi φ_z , yanma karakteri göstergesi m , hava fazlalık katsayısı λ ve yanma etkinlik katsayısı ξ gibi önemli iş çevrimi parametrelerinin motor performansına ve ekonomisine olan etkilerini tespit etmeye müsaade etmiştir. Bu araştırmalar anılan parametrelerin en uygun değerlerini ortaya çıkarmayı mümkün hale getirmiştir.
- a-) Diğer başlangıç verilerinin sabitliğinde, iş çevrimi temel parametrelerine tutuşma avansı açısı θ 'nin etkilerini ortaya çıkarmak için yapılan hesap sonuçlarının araştırılması şunları göstermiştir.
- Ortalama indike basınç P_i 'nin maksimum ve indike özgül yakıt tüketimi g_i 'nin minimum değerler,ne karşılık gelen optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} analitik olarak tespit edilebilir. verilen koşullarda tutuşma avansı açısı $\theta_{opt} = 10^\circ$ olarak alınabilir.

- θ 'nın θ_{opt} 'den büyük değerlerinde karışımın yanması çok erken başlar. Piston hareketine karşı daha büyük gaz basıncı oluşur, maksimum basınç P_{max} ve basınç artış hızı w_p aşırı büyür. Motor aşırı gaz kuvvetleri ile yüklenir ve aşırı ısınır. Ayrıca motor gücü ve ekonomisi kötüleşir. θ 'nın θ_{opt} 'den küçük değerlerinde ise yanma ilerlemesi gecikir, motor gücü ve ekonomisi tekrar kötüleşir.

Optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} 'in elde edilmesinin pratik yöntemlerinin aktarılışında şunların göz önüne alınması önerilir. Kullanılan yakıtın setan sayısı, karışımın ısıl durumu, yakıt püskürtme kanunu vb.

Geliştirilmiş elektrohidrolik kontrollü iğneli enjektörlerin uygulanması, motorun çalışma rejimine, çevre ortam koşullarına, yakıt çeşidine bağlı olarak optimal ateşleme avansı sağlama fırsatını verir.

b-) Yanma süresi φ_z 'in çeşitli değerlerinde yapılan araştırma sonuçlarının karşılaştırılması ve analizi şu sonuçlara götürmüştür.

- m sabit iken optimal tutuşma avansı açısının yanma hızına bağlı olarak değişimi doğrusal kanun üzere gerçekleşir, üstelik yanma karakteri göstergesi m , ne kadar büyük olursa doğrunun açılma katsayısı da o kadar büyük olur.
- Optimal yanma süresi olarak $\pm 10^\circ$ toleransla $\varphi_z = 50^\circ$ alınabilir.

Motorlarda yanma süresi φ_z 'in optimal değerinin elde edilmesi için şu pratik yöntemler önerilmektedir: Emme kanalına kıvrımlı şekil verilerek, emme havasının silindire teğetsel olarak girmesi ve burada dönme hareketi yapmasını sağlamak, Etekli emme supapları kullanılarak, emme havasına çevresel dönü hareketi kazandırmak, Silindir içerisindeki havaya zıt yönlü çevresel dönme hareketi kazandıracak piston içi özel oyuk açılması.

c-) Ortalama yanma hızı sabit iken, optimal tutuşma avansı açılarında, yanma karakteri göstergesi m , ortalama indike basıncın (P_i) ve indike özgül yakıt tüketiminin (g_i) optimal değerini pratik olarak etkilememektedir. Fakat bu koşullarda (φ_z sabit ve çeşitli θ 'larda) motorun çalışma sertliğini karakterize eden w_{pmax} 'in minimum değerine $m=1,0-1,5$ aralığında ulaşıldığı için, sözü edilen bu aralık m için optimal aralık olarak önerilebilir. Ayrıca bu aralıkta motor krank-biyel mekanizması parçalarına etkiyen dinamik yükler ve çalışma gürültüsü önemli ölçüde düşer.

m'nin optimal değerinin elde edilmesi için yanma olayını etkileyecek pratik yöntemlere ait olarak şu söylenebilir. Bu özel bir soru olup, geniş ve amaçlı deneyler sonucu çözülecektir. Burada yalnız şu not edilebilir; dizelerde m değerini ilk önce yakıtın püskürtülme, karışımın oluşturulma ve tutuşma yöntemleri, yine aşırı doldurma, yakıt cinsi ve kullanılan katkı maddeleri etkilemektedir. Uygun yakıt püskürtme karakteristiğinin gerçekleştirilmesi Man M sisteminin uygulanması, yine aşırı doldurmanın kullanılması yanma karakteri göstergesi m'nin yükseltilmesinin iyi perspektiflerini göstermektedir.

d-) Diğer başlangıç verileri sabit iken çeşitli sıkıştırma oranları (ϵ) için hesaplanmış iş çevrimi parametrelerinin karşılaştırılması ve analizi, şu sonuçlara gelinmesini sağlamıştır.

- Sıkıştırma oranının tüm değerleri için optimal tutuşma avansı açısı $\theta_{opt} = 10^\circ$ olarak bulunmuştur. Başka bir deyimle sıkıştırma oranı θ_{opt} değerine etki etmemektedir.
- Sıkıştırma oranının artması motor performansına ve ekonomisinin iyileşmesine fakat P_{max} ve $w_{p\ max}$ gibi parametrelerin istenmeyen ölçüde artmasına neden olmuştur. P_{max} ve $w_{p\ max}$ aşırı arttığında motorun mekanik kayıplarının yükseldiği ve daha sert çalıştığı göz önüne alınarak, sıkıştırma oranının her bir değerinin seçiminde mühendis uzlaşmacı çözümler aramalıdır.

Sıkıştırma oranının artırılmasını sınırlayan P_{max} değerinin sınırlandırılmasına müsaade eden pratik yöntemlerden biriside sıkıştırma oranının otomatik düşürülmesidir. Başka bir deyimle sıkıştırma oranını otomatik ayarlayan pistonların kullanımınıdır. P_{max} kabul edilebilir sınırı aştığında bu tip pistonlar yanma odası hacmini otomatik olarak değiştirir ve bununla da, P_{max} 'ın istenilmeyen oranına ulaştığında sıkıştırma oranı küçültülmüş olur.

e-) Diğer başlangıç verilerininin sabitliğinde iş çevrimi temel parametrelerini farklı hava fazlalık katsayısı λ için yapılmış hesap sonuçlarının analizi, bizi aşağıdaki sonuçlara getirmiştir.

- Tüm hava fazlalık katsayılarında optimal tutuşma avansı açısının $\theta_{opt} = 10^\circ$ 'ye çok yakın olduğu tespit edilmiştir.
- λ 'nın 1,8'den 1,0'a küçülmesi P_i değerinin %65'e kadar, P_{max} , T_{max} , P_b ve T_b değerlerinde %29-39'a kadar, yine $w_{p\ max}$ 'da %56'ya kadar artışa neden olmuştur. η_i ise önemsiz oranda (%8) küçülmüştür. Görüldüğü gibi λ küçüldükçe, başka bir deyimle taze karışım zenginleştikçe motor performansı teorik olarak önemli ölçüde iyileşir. Fakat gerçek

motor koşullarında λ 'nın fazla küçülmesi taze karışımın hazırlanma kalitesini kötüleştirir, normal yanma bozulur ve motorun siyah duman atmasına neden olur. Demek ki dizel motoru nispeten zengin karışımla çalışmasını temin etmek için, yanıcı karışım oluşturulmasını geliştirecek pratik yöntemler kullanılmalıdır.

Hava fazlalık katsayısının düşürülmesi için geliştirilen pratik yöntemlerden en dikkat çeken, iki kademeli karışım oluşturma yöntemidir. Bu yöntemin mahiyeti şöyle açıklanabilir. Yakıt silindire uzun süreli ara ile iki kademedede püskürtülür. Birinci yakıt dozu silindire emme sırasında verilir. İkinci yakıt dozu ise kendi kendine tutuşma gerçekleştikten sonra püskürtülür.

f-) Diğer başlangıç verilerini sabit tutmak şartı ile yanma etkinlik katsayısı ξ 'in farklı değerleri için yapılmış numerik araştırmalar şu sonucu ortaya çıkarmıştır.

- ξ değeri 0,71'den 0,91'e kadar yükseldiğinde P_i ve η_i değerleri %25 artmış, g_i değeri ise % 20 kadar küçülmüştür. Bu temel parametrelerin yanında P_{max} , T_{max} , P_b , T_b ve $w_{p,max}$ değerlerinin bir miktar (%15-20) arttığı görülmüştür.
- ξ 'in mümkün olabilir büyük değerlerine ulaşılabilmesi için yanma gidiş hattının optimize edilmesi, ayrıca soğutma sistemine giden ısı kayıplarının minimize edilmesi gerekmektedir.
- Yanma olayı sırasında meydana gelen iş gazları ile silindir çeperi arasındaki ısı alış veriş ve yanma ürünlerinin disosiasyonu da ξ değerine etki etmektedir. Fakat önerilen hesap metodun da bu etkiler ortalama bir düzeltme katsayısı ile hesaba katılmıştır. ξ değerinin yeterli hassasiyetle bulunması için yanma ürünlerinin disosiasyonu sonucu ortaya çıkan ısı kayıplarını basınç P , sıcaklık T ve hava fazlalık katsayısı λ 'ya bağlı olarak, ayrıca soğutmaya giden ısı miktarının krank mili dönme açısının fonksiyonu olarak hesaplama yöntemi oluşturulmalıdır. Bu da bu ve diğer parametrelerin etkisini daha hassas şekilde araştırmak bakımından çok önemli olacağı kolayca anlaşılabilir.

İçten yanmalı motorlarda özellikle soğutma sisteminden kaynaklanan ısı kayıplarının engellenmesinde, silindir cidarlarının zirkonya ile kaplanması işlemi son yıllarda özel bir araştırma konusu olmuştur. Zirkonya ile kaplı metallerin ısı akısında %40'a varan oranda azalma görülmüştür.

BÖLÜM VI KAYNAKLAR

- [1] **HANLAR B.** : Tabakalı karışimli ve alevle tutuşmalı motorda iş çevrimi ve NO oluşum dinamiği araştırmaları. Ç. İldırım Azerbeycan Politeknik Enstitüsü s3 (1982)
- [2] **NUSSELT, W.** : Abhaengigkeit der Waermeübergangszahl von der Rohrlaenge. (1940)
- [3] **EUCKEN, A.** : Lehrbuch der chemischen Physik. Akademisch. Verlagges. M.B.H. Leibzig (1938)
- [4] **SCHMIDT, F.A.F** : (Tercüme: İ. Hakkı ÖZ) Motorlar Termodinamik Esaslar ve Deneysel Esaslar İ.T.Ü. Sayı: 314 (1964)
- [5] **SCHMIDT, F.A.F** : Beitrag zur Theoritischen und Experimentallen Untersuchung von Verbrennungsvorgaengen im Zunder und Dieselmotor. Luftfahrtforsch. Bd. 14 (1937)
- [6] **SEMENOFF, N.N.** : Chemical Knetics and Chain Reactions. Clearendom Oxford (1935)
- [7] **ŞYULE V.** : Teknik termodinamik. Cilt 1 , 1.kitap, Enerji İlmi Yazı Kurulu (1935)
- [8] **VİBE İ.İ.** : Motor iş çevrimi üzere yenilik. Makine İmalatı Yayınevi. M-S (1962)
- [9] **NEUMANN, K** : Untersuchungen an der Diesel Maschine.. Forschungsheft 4 (1934)
- [10] **KONÇAR B.M.** : Motorda indikatör diyagramı hesabı ve çiziminin detaylaştırılmış yöntemi. Dizellerde iş olayı araştırması makaleleri SNİDİ, 25, Mak. İmalatı Y.evi (1954)
- [11] **NEUMAN K.** :Dizelde yanma olayının kinetik analizi. “ İçten Yanmalı Motorlar” kitabı , cilt IV , Makine İmalatı Matbaası, (1938)
- [12] **İNOZEMSEV N.V** : Koşkin V.K. Motorlarda yanma prosesleri. Mak. Matbaası (1949)
- [13] **LUİS B., ELBE K.** : Gazlarda yanma, alev ve patlama. Yabancı Literatür Mat. (1948)
- [14] **SEMYONOV N.N.** : Zincirleme reaksiyonlar. Devlet Teknik Basımevi (1934)
- [15] **TOLSTOV A.İ.** : Sıkıştırma ile tutuşmalı yüksek hızlı dizellerde tutuşma gecikmesinin indike periyodu ve yanma dinamiği. Yüksek hızlı dizellerde iş prosesi ve yakıt beslemesi araştırmaları. M. , Mak. İmalatı Mat., (NILD çalışmaları, 1.sayı) (1955)
- [16] **KOŞKİN V.P.** : Yüksek hızlı dizelde yanma olayı kinetik analizi hakkında. MAİ çalışmaları, 4. sayı, Devlet Savunma Matbaası (1946)
- [17] **SEMYONOV N.N.** : “ Zincirleme reaksiyonlar teorisinin bazı soruları hakkında” tartışmalar. Fiziksel Kimya Dergisi, cilt XXVII , 6. sayı (1953)
- [18] **GLAKOLEV N.M.** : İçten yanmalı motorların iş olayları. Mak. İmalatı Matbaası (1950)
- [19] **KARPOV V.P.** : Motorlarda gaz karışımlarının yanması. Mak. İmalatı Matbaası (1951)
- [20] **SOROKO – NOVOTSKİ V.İ.** : Yanma Dinamiği ve bunun motor gücü ve ekonomisine etkisi. Makine İmalatı Matbaası (1976)
- [21] **SOKOLİK A.S. VE DİĞERLERİ.** : Motorlarda kimyasal ve türbülanslık faktörlerinin yanma olayına etkisi. “ Pistonlu Nakliyat Motorlarında Yanma” çalışmaları topluluğu, SSCB BA Matbaası (1951)
- [22] **HİTRİN L.N.** : Yanma ve patlama fiziği. Moskova Devlet Üniv. Matbaası (1957)

- [23] **FİSK E.** : Yanma olayı araştırmalarının özeti, “Motor çalışmasının kimyasal esasları” kitabı, cilt 1., Yabancı Literatür Matbaası (1948)
- [24] **DAMKBLER G.** : Der Sinfluss der Turbulens auf die Elektrochemil Bd 46 Nr 1(1940)
- [25] **ŞELKİN K.İ.** : Türbülanslı akışta yanma hakkında. “ Teknik Fizik” dergisi. Cilt XIII, 9. ve 10. sayılar (1943)
- [26] **BLUMERG P. AND KUMMER T.** : Prodiction of NO formation in spark-ignited Engines-An analisis of method of kontrol” Comb. Sci and Techn.”.t.4 p.p 73-95. (1971)
- [27] **YEFREMOV V.D., ERNYAK B.Y.** : İçten yanmalı motorlarda ısı ayrılma prosesinin matematik modellemesi. MADİ alışmaları, 96. sayı, M. (1975)
- [28] **CREMER – PAHL** : Kinetik der gasreactionen. Walter de Gruyter Co. Berlin (1961)
- [29] **WOSCHNİ G.A.** : Anisitıs F. Eine Methode Fur Vorausberechnung der Anderung des Brenverlaugs mittelschnell-leafen der Diesel motoren bei geramderten Betrieb, Sbedingungen “MTZ 34, No6 (1973)
- [30] **JANTE A.** : Die thermodgnamischen Arbeit-averfahren der Verbrenmings. Dresden
- [31] **PATTAS K. KANER G.** : Stickoxidbildung bei der ottomotorichan Ver Brannung MTS, 34, N12, p.p 397-404 (1973)
- [32] **OKTAY AKÇAKOYUNLU** : Dizel Motorlarda Yanma Olayının Kinetik Analizi. Doktora Tezi (1974)
- [33] **AHMET DAĐDAŐ** : Adyabatik motorların performans analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi (1997)
- [34] **UĞUR GENCAV** : Dizel motorlarda yanma kanununun bilgisayar modellemesi. İ.T.Ü, Yüksek Lisans Tezi (1990)
- [35] **ÖZGÜR OĞUZ TAŐKIRAN** : Gemi dizel motorlarında karışım oluşumunun çok boyutlu modellemesi, İ.T.Ü, Yüksek Lisans Tezi (2004)
- [36] **AMDEN A.A, O’ROUKE, P.J ve BUTLER** : KIVA II: A Computer Program for Chemical Reactive Flows with Spray. Los Alamos Ulusal Laboratuarları (1980)
- [37] **AMDEN A.A, O’ROUKE, P.J ve BUTLER** : KIVA 3V A Block Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves. Los Alamos Ulusal Laboratuarları (1997)
- [38] **METİN GÜMÜŞ** : Dizel motorlarda tutuşma gecikmesinin silindir basınç seviyesine etkisi. Marmara Üniversitesi, Doktora Tezi (2005)
- [39] **HYUN KYU SUH, CHANG SİK LEE ve SUNG WOKK** : Effect of piezo-driven injection system on the macroscopic and microscopic atomization characteristics of diesel fuel spray. Hanyang Üniversitesi (2006)
- [40] **ALPER BULCA** : Diesel engine combustion and emission modeling. ukurova Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi (2000)

BÖLÜM VII

ÖZGEÇMİŞ

1977 yılında Sivas'ta doğdu. İlk ve orta ve lise öğrenimini Sivas'ta tamamladı. 1995 yılında Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Öğretmenliği Bölümü'nü kazandı ve 2001 yılında girdiği bölümden mezun oldu. 2001 yılında İstanbul Tersanesi Komutanlığında göreve başladı. 2004 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisansına başladı. Halen İstanbul Tersanesi Komutanlığında görevini yürütmektedir.

BÖLÜM VIII

EKLER

EK 1 Basic programı

```
10 REM PROGRAMME "VIBE - 2006. Dizel motoru iş çevriminin termodinamik hesabı"
20 PRINT CHR$(15)
30 WIDTH "LPT1:", 240
40 DEFINT I-J
50 DIM PM(3650), TM(3650), PCI(3650), X(13)
70 DEF FNR (X) = X * .0174533
80 DEF FNP (X) = EPS1 * (SIN(X) + .5 * LAMDB * SIN(2 * X))
90 DEF FNV (X) = 1 + EPS1 * (1 + LAMDB1 - COS(X) - LAMDB1 * SQR(1 - (LAMDB *
SIN(X)) ^ 2))
100 N = 2600: D = 120: CP = 120: NC = 8: EPS = 17: LAMDB = .27
110 P0 = .1: T0 = 293: PR = .105: TR = 780: DT = 20: PA = .092
120 LAMDA = 1.4: TETA = 350: PSI = .81: FIZ = 50: MM = .3: N1 = 1.37: N2 = 1.26
130 C = .87: H = .126: O = .004: S = 0: W = 0: MMA = 28.96: ID = 1: DALD = 1
140 AEMK = 240: ET = 20000: B = (1 - 1.6 * N * 10 ^ (-4)) * 12 * 10 ^ (-7)
150 EPS1 = .5 * (EPS - 1): LAMDB1 = 1 / LAMDB
160 ALR = FNR(TETA): PCI1 = FNV(ALR)
170 ALR = FNR(AEMK): PCI2 = FNV(ALR)
180 CONS = (PCI1 - 1) / PCI2 + 1 / EPS
190 TOI = 6 * N * SQR(CONS * T0 / P0) * B * EXP(CONS ^ (N1 - 1) * ET / 8.315 / T0)
210 TOI = CINT(TOI): DALR = FNR(DALD): CPD = CP / D: ITOI = 0
220 SCP = 3.1416 * D ^ 2 / (4 * 10 ^ 6): VH = SCP * CP
230 VL = VH * NC: WMP = CP * N / (3 * 10 ^ 4)
240 'PRINT SPC(19); "Baslangıç verileri"
250 'PRINT SPC(19); "-----"
260 'PRINT USING " n##### Eps=###.# Po=#.### Lama=#.## C=#.### Toi=##.#"; N; EPS;
P0; LAMDA; C; TOI
270 'PRINT USING " Dc=### Lamb=## To=###.# Mma=##.## H=#.### n1=#.###"; D;
LAMDB; T0; MMA; H; N1
280 'PRINT USING " Cp=### Teta=### Pr=#.### Fiz=###.# O=#.### n2=#.###"; CP; TETA;
PR; FIZ; O; N2
290 'PRINT USING " Nc=## DT=## Tr=##### M=##.## S=#.### Aemk=#####"; NC; DT;
TR; MM; S; AEMK
```

```

300 'iş karışımı parametrelerinin hesabı
310 HU = (33.91 * C + 125.6 * H - 10.89 * (O - S) - 2.51 * (9 * H + W)) * 10 ^ 3
320 LOV = (C / 12 + H / 4 - O / 32) / .208: LOM = (8 * (C / 3 + H) - O) / .23
330 NMMC = LAMDA * LOV: MMC = LAMDA * LOM
340 'Emme olayı parametrelerinin hesabı
350 R0 = P0 * MMA * 10 ^ 6 / 8314 / T0
360 GAMR = (T0 + DT) * PR / TR / (EPS * PA - PR): GAMR1 = GAMR + 1
370 TA = (T0 + DT + GAMR * TR) / GAMR1
380 ETAV = T0 * (EPS * PA - PR) / ((T0 + DT) * (EPS - 1) * P0)
390 VAM = 8314 * TA / (PA * MMA * 10 ^ 6)
400 'Sıkıştırma olayı parametrelerinin hesabı
410 I = 1: PM(I) = PA: ALDI = 180: 'TETA = TETA + ITOI
420 ALR = FNR(ALDI): PCI(I) = FNV(ALR): PCIA = PCI(I)
430 I = I + 1: ALDF = ALDI + DALD: ALR = FNR(ALDF): PCI(I) = FNV(ALR)
440 PM(I) = PA * (PCIA / PCI(I)) ^ N1
450 TM(I) = TA * (PCIA / PCI(I)) ^ (N1 - 1)
460 ALDI = ALDF: IF ALDF < TETA GOTO 430
470 LTH = -10 ^ 3 * (PM(I) * PCI(I) - PA * PCIA) * VAM / EPS / (N1 - 1)
480 'Yanma olayı parametrelerinin hesabı
490 FOR IX = 1 TO 12: X(IX) = 0: NEXT IX
500 X(1) = C / 12: X(3) = H / 2: X(7) = .21 * (LAMDA - 1) * LOV: X(10) = .792 * LAMDA *
LOV
510 KSI = PSI: QZ = KSI * HU / (MMC * GAMR1 + 1): QZ1 = QZ
520 FOR IX = 1 TO 11: X(12) = X(12) + X(IX): NEXT IX
530 BOMAX = X(12) / NMMC: BMAX = (BOMAX + GAMR) / GAMR1: MM1 = MM + 1
540 PRINT
550 'PRINT SPC(14); "Termodinamik hesap sonuçları"
560 'PRINT SPC(14); "-----"
570 'PRINT USING "Hu= ##### Ksi=#.### H2O=#.### O2=#.### Gamr=#.### Pa=#.###
Vh=#.#####"; HU; KSI; X(3); X(7); GAMR; PA; VH
580 'PRINT USING "Qz= ##### Psi=#.### CO2=#.### N2=#.### Etav=#.### Ta=###.#
Vlt=###.###"; QZ; PSI; X(1); X(10); ETAV; TA; VL
590 'PRINT USING "Lov= ##### Bomax=#.## CO=#.##### Mtk=#.### R0=#.##### Py=#.###
Vam=#.#####"; LOV; BOMAX; X(2); NMMC; R0; PM(I); VAM
600 'PRINT USING "Lom=###.## Bmax=#.### H2=#.##### My =#.### Wmp=###.## Ty=#####
Scp=#.#####"; LOM; BMAX; X(4); X(12); WMP; TM(I); SCP
640 'PRINT
650 PRINT " ARV Fi X Wo Wfi Beta P T Wp"

```

```

660 XI = 0: IPR = 1: IDET = 2: FID = 0: W01 = 0: WFI = 0: WPI = 0: BETA = 1
670 FIZR = FNR(FIZ): TPY = TM(I) / (PM(I) * PCI(I))
680 E2 = EPS * QZ / (FIZR * VAM * 10 ^ 3): E1 = .5 * DALR * E2
685 PRINT USING "   ### ### .#### #.#### #.#### #.#### ##.### #####.# ###.####";
ALDI; FID; XI; W01; WFI; BETA; PM(I); TM(I); WPI
690 I = I + 1: TF = TM(I - 1) + DT: ALDF = ALDI + DALD: ALR = FNR(ALDF): PCI(I) =
FNV(ALR)
700 IF QZ = 0 GOTO 870
710 FID = FID + DALD
720 CONS = EXP(-6.908 * (FID / FIZ) ^ MM1): W02 = 6.908 * MM1 * (FID / FIZ) ^ MM *
CONS
730 XF = 1 - CONS: X12 = .5 * (XF + XI): WFI = W02 / FIZ
740 BETA = 1 + (BMAX - 1) * XF: BET12 = 1 + (BMAX - 1) * X12
750 T12 = .5 * (TF + TM(I - 1))
760 K12 = 1.259 + 76.7 / T12 - (.005 + .0372 / LAMDA) * X12
770 FF1 = PCI(I - 1) ^ (K12 - 1) * W01: FF2 = PCI(I) ^ (K12 - 1) * W02
780 PM(I) = (E1 * (K12 - 1) * (FF1 + FF2) + PM(I - 1) * PCI(I - 1) ^ K12) / PCI(I) ^ K12
790 TM(I) = TPY * PM(I) * PCI(I) / BET12: IF ABS(TM(I) - TF) >= .02 THEN TF = TM(I):
GOTO 750
800 WP = ((K12 - 1) * E2 * W02 - K12 * PM(I) * FNP(ALDF * .0174533)) / PCI(I)
810 LTH = LTH + .5 * 10 ^ 3 * (PM(I) + PM(I - 1)) * (PCI(I) - PCI(I - 1)) * VAM / EPS
820 IF PM(I) > PM(I - 1) THEN PMAX = PM(I): APMAX = ALDF - 360
830 IF TM(I) > TM(I - 1) THEN TMAX = TM(I): ATMAX = ALDF - 360
840 IF WP > 0 AND WP >= WPI THEN WPMAX = WP
850 IF ABS(FIZ - FID) < .5 * DALD THEN IDET = 2: IPR = 0: XF = .999: QZ = 0: PZ = PM(I):
TZ = TM(I): PCIZ = PCI(I): GOTO 920
860 GOTO 900
870 PM(I) = PZ * (PCIZ / PCI(I)) ^ N2
880 TM(I) = TZ * (PCIZ / PCI(I)) ^ (N2 - 1)
900 IF IPR < IDET GOTO 950
910 IF QZ = 0 GOTO 940
920 PRINT USING "   ### ### .#### #.#### #.#### #.#### ##.### #####.# ###.####";
ALDF; FID; XF; W02; WFI; BETA; PM(I); TM(I); WP
930 GOTO 950
940 PRINT USING "   ###           ##.### #####.#"; ALDF; PM(I); TM(I)
950 IPR = IPR + 1: IF IPR > IDET THEN IPR = 1
960 DT = TM(I) - TM(I - 1): TM(I - 1) = TM(I): PM(I - 1) = PM(I): XI = XF: W01 = W02: ALDI
= ALDF: WPI = WP

```

```

970 IF ABS(540 - ALDF) > .5 * DALD GOTO 690
980 ~ndike ve efektif parametrelerin hesabi
985 LTH = LTH + 10 ^ 3 * (PZ * PCIZ - PM(I) * PCI(I)) * VAM / EPS / (N2 - 1)
990 PMI = EPS * LTH * 10 ^ (-3) / (VAM * (EPS - 1)); ETAI = PMI * LOM * LAMDA / (HU *
10 ^ -3 * R0 * ETAV)
1000 IF ID = 1 THEN PMM = .089 + .0118 * WMP
1010 IF ID = 2 THEN PMM = .089 + .0135 * WMP
1020 IF ID = 3 THEN PMM = .103 + .0153 * WMP
1030 PME = PMI - PMM; ETAM = PME / PMI; ETAE = ETAI * ETAM
1040 NE = PME * VL * N / 120; ME = 3 * 10 ^ 4 * NE / (3.1416 * N)
1050 GI = 3.6 * 10 ^ 6 / (ETAI * HU); GE = 3.6 * 10 ^ 6 / (ETAE * HU); GT = GE * NE / 10 ^ 3
1060 PRINT
1070 PRINT SPC(12); "Motorun indike ve efektif parametreleri"
1080 PRINT SPC(12); "-----"
1090 PRINT USING " Pb=#.##### Pi=#.### EtaI=.### gi=###.# Ne=###.## APmax=##.##";
PM(I); PMI; ETAI; GI; NE; APMAX
1100 PRINT USING " Tb=#####.# Pm=#.### Etam=.### ge=###.# Me=###.##
ATmax=##.##"; TM(I); PMM; ETAM; GE; ME; ATMAX
1110 PRINT USING " Pmax=##.# Pe=#.### Etae=.### Gt=##.## Tmax=#####
Wpmax=##.##"; PMAX; PME; ETAE; GT; TMAX; WPMAX
1120 END

```