

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BENZİN MOTORLARINDA YANMA HIZININ PERFORMANSA ETKİSİ

Ömer ARSLAN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Hanlar BAĞIROV
(Danışman)

Makine Mühendisliği, Doç Dr.
(Bölümü, Ünvanı)

(İmzası)

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜNE

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

Başkan :Doç Dr. Hasan Hüseyin DURMAZUÇAR

Üye :Doç Dr. Hanlar BAĞIROV

Üye :Yrd. Doç Dr. Adnan ÖZTÜRK

Onay

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylıyorum.

14/07/2008

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

BENZİNLİ MOTORLARDA YANMA OLAYINI AÇIKLAYAN BAĞINTILAR

1.1 Giriş	1
1.2 Son Yıllarda Yapılan Çalışmalar	2
1.3 Yanma olayı	4
1.4 Alev yayılması	5
1.5 Türbülanslı yanma	8
1.6 Benzin Motorlarında Yanma Olayı	10
I faz veya ilk tutuşma fazı	10
II faz veya Ana faz	11
III faz veya Son faz	14
1.7 Normal Yanmayı Etkileyen Etkenler	14
Dönme sayısı, n	14
Hava fazlalık katsayısı, λ	15
Emme Basıncı, P_a	16
Artık gazların miktarı, M_r	16
Sıkıştırma oranı, ε	16
Yanma odası şekli	16
Çevrimden-Çevrime Farklılıklar	17
1.8 Normal Yanmanın Esas Bozuklukları	18
Vuruntulu Yanma	18
Kendi Kendine Erken Tutuşma	20
Kendi Kendine Geç Tutuşma	21
Ateşleme Kesildikten Sonra Kendi Kendine Tutuşma	22
Vuruntuya Etkiyen Etkenler	22
1.9 Yapısal Etkenler	23
Sıkıştırma oranı, ε	23
Yanma odası hacminin büyüklüğü	23
Supapların beraberce açık kalma süreleri (supap bindirmesi)	23
Yanma odası çeperlerinin sıcaklığı	24
Yanma odasının şekli	24
1.10 Çalışma Koşulları ve İşletme Etkenleri	26
Hava Fazlalık Katsayısı, λ	26
Ateşleme Avansı, α_{AA}	26

Dönme Sayısı, n	28
Emme Basıncı ve Sıcaklığı, p_a ve T_a	29
Soğutma Suyu Sıcaklığı	29
Yakıt Özellikleri ile İlgili Etkenler	29
1.11 Normal Yanma Olayının Termodinamiği	31
1.11.1 Var Olan Yanma Olayı Analitik İfadelerinin Analizi	31
1.11.2 Yanma Hızının İ.İ. Vibe'ye Ait Yarı Ampirik Denklemleri	37

BÖLÜM II

İŞ ÇEVRİMİNİN YANMA HIZI VE ATEŞLEME AVANSI AÇISI GÖZ ÖNÜNE ALINARAK HESABI

2.1 Giriş	42
2.2 Emme Olayının Hesabı	43
2.3 Sıkıştırma Olayının Hesabı	46
2.4 Benzin-Hava Karışımı Yanma Ürünlerinin Özgül Isıları Hesabı	50
2.5 Yanma Olayının Hesabı	55
Yanma Olayı Sıcaklığının Hesabı	62
Basınç Artış Hızının Hesabı	65
2.6 Yanma Olayı Katsayıları ve Parametrelerin Seçimi	66
2.7 Genişleme Olayının Hesabı	67
2.8 İş çevrimi indike parametrelerinin Hesabı	69
2.9 Motorun Efektif Parametrelerinin Hesabı	72
Mekanik Kayıpların Ortalama Basıncı	72
Ortalama Efektif Basınç ve Efektif Güç	73
Mekanik Verim	73
Efektif Verim	73
Efektif Özgül Yakıt Sarfıyatı	73
2.10 Yanma Olayının İndikatör Diyagramı Üzere Araştırılması	74
2.10.1 Genel Düşünceler	74
2.10.2 İndikatör Diyagramının Tahlilinde Kullanılan Temel Denklemler ve Formüller	75
2.10.3 Yanma Olayının Araştırılması	77
2.11 Yanma Olayının İndikatör Diyagramı Üzere Araştırılmasının Bir Örneği	82

BÖLÜM III
ELEKTRİK KIVILCIMI İLE TUTUŞTURMALI MOTORLARDA İŞ ÇEVİRİMİNİN
ARAŞTIRILMASI

3.1 Genel düşünceler ve başlangıç verileri	87
3.2 Ateşleme Avansı Açısının İş Çevrimine Etkileri	89
3.3 Yanma süresinin iş çevrimine etkileri	94
3.4 Yanma karakteri göstergesinin iş çevrimine etkileri	105
3.5 Sıkıştırma Oranının İş Çevrimine Etkileri	121
3.6 Yanma Etkinlik Katsayısının İş Çevrimine Etkileri	125

BÖLÜM IV

TARTIŞMA ve SONUÇ	129
--------------------------	-----

BÖLÜM V

KAYNAKLAR	133
------------------	-----

BÖLÜM VI

ÖZGEÇMİŞ	135
-----------------	-----

BÖLÜM VII

EKLER	136
--------------	-----

7.1: Hesaplanmış iş çevrimi diyagramları	136
7.2: Oluşturulan iş çevrimi matematik modelinin BASIC programlama dilindeki kodlanması.	148

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BENZİN MOTORLARINDA YANMA HIZININ PERFORMANSA ETKİSİ

Ömer ARSLAN

Cumhuriyet Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Hanlar BAĞIROV

Bu çalışma, bir benzinli 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, sıkıştırma oranının (ϵ), yanma etkinlik katsayısının (ξ) yanma olayına etkileri krank mili dönme açısına bağlı olarak incelenmiştir. Belirlenen optimum çalışma değerleri motorun en uygun işletme koşulları olarak ortaya konulmuştur.

ANAHTAR KELİMELELER: Benzinli motor, Yanma hızı, Ateşleme avansı açısı, Yanma karakteri göstergesi, Hava fazlalık katsayısı, Sıkıştırma oranı, Yanma etkinlik katsayısı

SUMMARY

M.Sc. Thesis

EFFECTION TO PERFORMANCE OF COMBUSTION SPEED FOR GAS OIL ENGINE

Ömer ARSLAN

Cumhuriyet University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof.Dr. Hanlar BAĞIROV

This study, contains to determine combustion effecting parameters and optimum operation parameters to obtain optimum work cycle. For this reason one dimensional mathematical model is prepared. Then by using Basic code solution is obtained as one of the combustion parameters is changed and others are kept constant. The effects of combustion time (φ_z), rate of relative density (m), compression ratio (ε), effective combustion coefficient (ξ) versus crankshaft angle are investigated to obtain optimal operation models. Finally, determined optimum operation parameters are given as the best operation condition of engine.

Key Words: Gas oil engine, Combustion speed, Ignition advance angle, Combustion character indicator, Compression ratio, Effectiveness of combustion

TEŞEKKÜR

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

Ömer ARSLAN

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1.1: Laminer alev cephesinde sıcaklığın ve başlangıç maddeleri yanma ürünlerinin yoğunluğunun yaklaşık değişim karakteri.	6
Şekil 1.2: U_n hızının çeşitli karbohidrojen karışımların içeriğine bağlı değişimi.	7
Şekil 1.3: Türbülanslı alev cephesinin, türbülans etkisi altında kıvrılması ve parçalanmasının yaklaşık karakteri.	9
Şekil 1.4: Yanma olayında basınç ve sıcaklığın KMA'na bağlı değişimi.	10
Şekil 1.5: Alevin yayılması.	11
Şekil 1.6: Bombadaki yanmada ilerleme hızı, alev hızı ve yanma hızı.	12
Şekil 1.7: Alev faktörü ve laminer yanma hızının değişimi.	13
Şekil 1.8: Dönme sayısına bağlı olarak silindir içi basınç değişimi.	15
Şekil 1.9: Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak yanma hızının değişimi.	16
Şekil 1.10: Çevrimden-çevrime farklılıkların $p-\alpha$ diyagramları.	17
Şekil 1.11: Vuruntulu yanmada silindir basıncının değişimi.	18
Şekil 1.12: Sıkıştırma düzeneğindeki yanmada basıncın değişimi.	20
Şekil 1.13: Erken tutuşmalı durumda $p-V$ diyagramının aldığı şekil.	21
Şekil 1.14: Geç tutuşmalı durumda $p-V$ diyagramının aldığı şekil.	21
Şekil 1.15: Sıkıştırma oranına bağlı olarak kritik ortalama basıncın değişimi.	23
Şekil 1.16: Supap bindirmesinin vuru sınırina etkisi.	24
Şekil 1.17: Yanma odalarının şekilleri.	25
Şekil 1.18: Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak reaksiyon zamanının ve yanma hızının değişimi.	27
Şekil 1.19: Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak vuru sınırinin değişimi.	27
Şekil 1.20: Ateşleme avansına bağlı olarak $p-\alpha$ diyagramının değişimi.	27
Şekil 1.21: Ateşleme avansına bağlı olarak vuru sınırinin değişimi.	28
Şekil 1.22: Dönme sayısına bağlı olarak vuru sınırinin değişimi.	28
Şekil 1.23: Oktan sayısına bağlı olarak vuru sınırinin değişimi.	30
Şekil 1.24: Oktan sayısına ve λ 'ya bağlı olarak vuru sınırinin değişimi.	30
Şekil 1.25: Mecburi ateşlemeli motorda izoktan yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri.	39
Şekil 1.26: Mecburi ateşlemeli motorda benzin yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri.	39
Şekil 1.27: t_m/t_z , $t_{1/2}/t_z$, x_m ve W_{0max} parametrelerinin yanma karakter göstergesi m' e bağlı değişimi.	41

Şekil 2.1: Tipik yanma eğrileri.	42
Şekil 2.2: Emme sırasında basınç değişimi.	44
Şekil 2.3: Sıkıştırma olayında basınç değişimi.	47
Şekil 2.4: $\lambda \leq 1$ iken benzin yanma ürünleri ve hava için $k = F(1/T)$ fonksiyonu grafikleri.	53
Şekil 2.5: $\lambda \geq 1$ iken benzin yanma ürünleri için $k = F(1/T)$ fonksiyonu grafikleri.	54
Şekil 2.6: Yanma olayının $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgesine ayrılması.	61
Şekil 2.7: Yanma olayının $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgesine ayrılması.	61
Şekil 2.8: Genişlemede P , T , k_2 ve n_2 büyüklüklerinin değişimi.	67
Şekil 2.9: Benzin motorlarında genişleme olayı boyunca basınç değişimi.	68
Şekil 2.10: Gazların mutlak işinin tayin edilmesi.	70
Şekil 2.11: Yanma olayı tahliline ait diyagram.	77
Şekil 2.12: İndikatör diyagramının hesaplanmış verilerle karşılaştırılması.	86
Şekil 3.1: θ 'nın beş farklı değeri için diyagramlar. $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; $\varepsilon = 8,5$	91
Şekil 3.2: İş Çevriminin Temel Parametrelerinin θ 'ya bağlı olarak değişim grafikleri. $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; $\varepsilon = 8,5$	93
Şekil 3.3: Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; $\varepsilon = 8,5$; $m = 3$; $\theta = -25^\circ$; ve $\varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ, 100^\circ$	94
Şekil 3.4: Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; $\varepsilon = 8,5$; $m = 3$; $\theta = -25^\circ$; ve $\varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ, 100^\circ$	95
Şekil 3.5: Çeşitli θ 'larda silindir içi gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 25^\circ$;	96
Şekil 3.6: Çeşitli θ 'larda silindir içi sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 25^\circ$;	97
Şekil 3.7: Çeşitli θ 'larda silindir içi gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 50^\circ$;	97
Şekil 3.8: Çeşitli θ 'larda silindir içi sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 50^\circ$;	98
Şekil 3.9: Çeşitli θ 'larda silindir içi gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 80^\circ$;	98
Şekil 3.10: Çeşitli θ 'larda silindir içi sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 80^\circ$;	99

- Şekil 3.11:** Çeşitli θ 'larda silindir içi gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 100^\circ$; 99
- Şekil 3.12:** Çeşitli θ 'larda silindir içi sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 100^\circ$; 100
- Şekil 3.13:** Yanma süresi φ_z 'nin 4 farklı değeri için iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri. $m = 1,5$; $\varepsilon = 8,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; 101
- Şekil 3.14:** Yanma süresi φ_z 'nin 4 farklı değeri için iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri. $m = 3$; $\varepsilon = 8,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; 102
- Şekil 3.15:** Optimal ateşleme avansı açısının φ_z 'ye ve m 'ye bağlı değişim grafikleri. 103
- Şekil 3.16:** $\varphi_z = 50^\circ$ sabit iken silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın farklı yanma karakteri göstergelerinde, krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\theta = -25^\circ$ ve $\xi = 0,84$ 106
- Şekil 3.17:** $m=0,5$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın θ 'larda değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 108
- Şekil 3.18:** $m=1$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli θ 'larda değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 109
- Şekil 3.19:** $m=1,5$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli θ 'larda değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 110
- Şekil 3.20:** $m=3$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli θ 'larda değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 111
- Şekil 3.21:** $m=4,5$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın θ 'larda değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 112
- Şekil 3.22:** Yanma karakteri göstergesi m 'in 5 farklı değeri için iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri. $\varphi_z = 50^\circ$; $\varepsilon = 8,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; 113
- Şekil 3.23:** Karbüratörlü motorda tabakalı karışım oluşturma prensip şeması. 119
- Şekil 3.24:** Bezin püskürtmeli ve alevle tutuşmalı bir motorda tabakalı karışım oluşturma prensip şeması. 120

- Şekil 3.25:** Ateşleme avansı açısı -18° iken silindir içi gaz basıncı P ve sıcaklığı T 'nin farklı sıkıştırma oranlarında krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri. $P_a = 0,085$; $\varepsilon = 8; 11; 14$ $\lambda = 0,96$ $\varphi_z = 50^\circ$ $\xi = 0,84$ 122
- Şekil 3.26:** Sıkıştırma oranı ε 'nin 3 farklı değerinde iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri. $m = 1,5$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; 124
- Şekil 3.27:** Yanma etkinlik katsayısı ξ 'nin farklı değerlerinde gaz sıcaklığın değişimini gösteren iş çevrimi diyagramı. $P_a = 0,085$ MPa; $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$; $\theta = -18^\circ$ 125
- Şekil 3.28:** Yanma etkinlik katsayısı ξ 'nin farklı değerlerinde gaz basıncının değişimini gösteren iş çevrimi diyagramı. $P_a = 0,085$ MPa; $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$; $\theta = -18^\circ$ 126
- Şekil 3.29:** Yanma etkinlik katsayısı ξ 'nin 3 farklı değerinde iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri. $m = 1,5$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; 128
- Şekil EK - 1:** $m=0,5$ ve $\varphi_z = 25^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 136
- Şekil EK - 2:** $m=0,5$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 137
- Şekil EK - 3:** $m=0,5$ ve $\varphi_z = 100^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 138
- Şekil EK - 4:** $m=1$ ve $\varphi_z = 25^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 139
- Şekil EK - 5:** $m=1$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; 140

- Şekil EK - 6:** $m=1$ ve $\varphi_z = 100^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri.
 $\varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; \xi = 0,84;$ 141
- Şekil EK - 7:** $m=1,5$ ve $\varphi_z = 25^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri.
 $\varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; \xi = 0,84;$ 142
- Şekil EK - 8:** $m=1,5$ ve $\varphi_z = 50^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri.
 $\varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; \xi = 0,84;$ 143
- Şekil EK - 9:** $m=1,5$ ve $\varphi_z = 100^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri.
 $\varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; \xi = 0,84;$ 144
- Şekil EK - 10:** $m=4,5$ ve $\varphi_z = 25^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri.
 $\varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; \xi = 0,84;$ 145
- Şekil EK - 11:** $m=4,5$ ve $\varphi_z = 50^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri.
 $\varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; \xi = 0,84;$ 146
- Şekil EK - 12:** $m=4,5$ ve $\varphi_z = 100^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri.
 $\varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; \xi = 0,84;$ 147

TABLOLAR DİZİNİ

	Sayfa No
Tablo 1.1: Reaksiyon soyut hızının sıcaklığa bağlı değişimi.	5
Tablo 2.1: Çeşitli gazların sabit hacimdeki ortalama özgül ısılarının sıcaklığa bağlılığı.	48
Tablo 2.2: Benzin yanma ürünleri için μ_{cv} 'nin [kcal/(mol.der)] hava fazlalık katsayısına bağlı olarak hesaplanmış değerleri.	51
Tablo 2.3: Benzin yanma ürünleri için k 'nin sıcaklığa ve hava fazlalık katsayısına bağlı olarak hesaplanmış değeri.	52
Tablo 2.4: Gaz basıncının deneysel değerleri ile hesaplanmış değerlerin karşılaştırılması.	86
Tablo 3.1: İş çevrimi temel parametrelerinin hesap adımına bağlı değişimi.	88
Tablo 3.2: Yanma Olayının Hesap Sonuçları. $\theta = -25^\circ$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$ ve $\xi = 0,84$	90
Tablo 3.3: Teorik iş çevriminin parametreleri.	92
Tablo 3.4: Teorik iş çevriminin enerji ve ekonomiklik parametreleri.	92
Tablo 3.5: Yama süresinin iş çevrimi parametrelerine etkisi. $\theta = -25^\circ$; $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; $m = 3$	95
Tablo 3.6: Optimal ateşleme avansı açısının yanma süresine bağlılığı.	103
Tablo 3.7: Optimal ortalama yanma hızının, krank mili dönme hızına bağlı değişimi.	104
Tablo 3.8: İş çevrimi parametrelerinin yanma karakter göstergesi m' e bağlılığı. ($\varphi_z = 50^\circ$)	107
Tablo 3.9: İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} iken yanma karakteri göstergesine bağlılığı.	114
Tablo 3.10: Maksimum yanma hızı anında iş çevrimi parametrelerinin m' e bağlılığı. ($\varphi_z = 50^\circ$)	117
Tablo 3.11: P_{max} ve T_{max} anlarındaki iş çevrimi parametrelerinin yanma karakter göstergesine bağlılığı. ($\varphi_z = 50^\circ$).	119
Tablo 3.12: İş çevrimi parametrelerinin optimal ateşleme avansı açılarında sıkıştırma oranı ε 'a bağlılığı. $\varepsilon = 8; 11$ ve 14 $\lambda = 0,96$ $\varphi_z = 50^\circ$ $\xi = 0,84$	123
Tablo 3.13: Ateşleme avansı açısı $\theta = -18^\circ$ sabit alındığında iş çevrimi parametrelerinin Yanma etkinlik katsayısı ξ 'na bağlılığı. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$	127

SİMGELER DİZİNİ

Simge	Açıklama	Birim
D	Silindir çapı	[mm]
$g_{\text{çev}}$	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. yakıtı indirgenmiş ağırlığı	[kg i.k / kg yakıt]
$G_{t,k}$	Taze karışımın 1 kg. yakıtı indirgenmiş ağırlığı	[kg t.k / kg yakıt]
G_r	Artık gazların 1 kg. yakıtı 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}	1 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	Ateşleme anından hesaplanan anlık zaman dilimi	
t_z	Ateşleme 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_{Cp}	Sabit basınçta özgül ısı	[kJ/(kmol °C)]
μ_{Cv}	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	Ateşleme 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

BENZİNLİ MOTORLARDA YANMA OLAYINI AÇIKLAYAN BAĞINTILAR

1.1 Giriş:

İçten yanmalı motorların (İYM) gelişiminin bugün ki aşaması yakıt ekonomisini yükseltmek ve egzoz gazındaki kirletici bileşenleri azaltma yollarının ısrarla aranmasıyla karakterize olmaktadır. Bu aramalar çevre ortamın kirlenmesi ve doğal yakıt rezervlerinin tükenmesinin genel sorunları ile ilgilidir [1,2]. Anılan sorunların boyutlarını daha bariz görmek için şunları söylemek yeterli olabilir.

Bugün dünya otomobil parkında çok büyük sayıda motorlu taşıt bulunmaktadır ve bunların yıllık yakıt tüketimi 300 milyon tona ulaşır, yalnız benzinli motorların çevreye attığı CO, CH_x ve NO_x in yıllık miktarı sırasıyla 150, 30 ve 80 milyon ton, kurşun oksitlerin miktarı 200 bin ton, yakıt donanımı elamanlarından yakıt buharlaşması ve çevreye atılan karter gazları 20 milyon tona ulaşır [3] ve dev makine parkının verdiği zararı değerlendirmek için şu örneği gösterebiliriz; ABD de hava kirliliğinden dolayı bitkiler ve hayvanlar da dahil ziraatta ortaya çıkan kayıp yıl başına yaklaşık 500 milyon doları bulur [4].

Yukarıda açıklanan sorunlardan dolayı şu önerilere özel önem verilmektedir;

- 1-İYM'nin yeni gelişmiş çeşitlerinin üretiminin önemli ölçüde hızlandırılması
- 2-Üretilen motorların ömürlerinin artırılması
- 3- Metal miktarının ve zehirliliğin azaltılması
- 4-Yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi

Bu nedenle pistonlu İYM' nin, özellikle de benzinli motorların bir sonraki geliştirilme sorunu olağanüstü aktüel kalmaktadır. Motor performansını ve zehirlilik karakteristiklerini iyileştirmek amacı ile son yıllarda bir sıra tedbirler hazırlanmış ve uygulanmıştır. Örneğin ince katlı karışım oluşturma prosesi [5], M- prosesi [6], Pishinger prosesi [7], iki kademeli yakıt püskürtme prosesi [8], dizelerde emme havasının yakıt buharı ile zenginleştirilmesi [9] vb. Bütün bu tedbirler kuşkusuz iş olayının iyileşmesine yardımcı olmuştur, fakat benzin ve dizel motorlarının temel eksikliklerini önemli ölçüde gidermeye götürmemiştir. Yakıtın hava içi tabakalı dağılımının motor parametrelerini iyileştirme alanında yeni sayfalar açtığı genel düşünceler olarak mevcut olmaktadır. Çünkü bu halde yakıt ekonomisi bakımından dizel motorları litre gücü bakımından benzinli motorlar ile aynı seviyede bulunan bir motor yapılabilir. Bunun yanında kullanılan yakıt kaynağını genişletmek, gürültü ve metal kapasitesini düşürmek aynı zamanda egzoz gazı zehirliliğini duyulur bir şekilde azaltmak mümkün olabilir. Perspektif planlamayla meşgul olan "EATON" firması (ABD) tahminlerine göre gelecek tabakalı karışimli İYM' ye ait olmaktadır. Önemli yabancı firmalar (GMC, Ford, Volkswagen, Porsche, Honda, Mitsubishi) tarafından uzun zamandır yapılan işler bu sorunun çözümüne yönelmiştir. Bu tür iş olayının hatta çeşitli şemaları da hazırlanmıştır. Bu veya diğer bir yöntem esasında çalışan benzinli bir motorun geliştirilmesi işlerini hızlandırmak amacı ile iş çevrimi olaylarını araştırma metodunun bilgisayar destekli matematik modelini hazırlamak gerekmektedir.

Bu tez benzinli bir motorda iş çevrimini inceleme ve uygun hale getirme fırsatını veren matematik modelin hazırlanmasını içermektedir. İndikatör diyagramının işlem yöntemi ve bunun EHM’de (Elektronik Hesaplama Makinesi) gerçekleştirilme algoritması tarafımızdan hazırlanmıştır. Yöntem hazırlık işlemlerini minimize etmekle birlikte İ.İ.VİBE’ nin önerdiği yanma kanunu sabitleri (m , ϕ_z) dahil iş çevriminin mümkün olan tüm parametrelerini tayin etme imkanı vermektedir. Yapısal ve çalışma rejimi parametrelerinin motor performansına etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile yapılmış olan teorik araştırma sonuçları hem diyagramlar hem de tablolar şeklinde verilmiştir. Yapılan teorik araştırmalar incelenen motorda iş prosesinin geliştirilme yönü ve rezervini tayin etme imkânı vermiştir.

1.2 Son Yıllarda Yapılan Çalışmalar:

Benzinli motorlarda yanma süreci çok iyi tanımlanamayan karmaşık kimyasal ve fiziksel olayların sonucunda gerçekleşir. Benzinli motorlar üzerinde araştırma ve geliştirme çalışmaları oldukça yüksek maliyetli laboratuvar imkânları dâhilinde yapılabilmektedir. Bu tip deneysel çalışmaların sayısını azaltmak için günümüze kadar birçok 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.

1988 yılında “İstanbul Teknik Üniversitesi’nde” Prof. Dr Behçet SAFGÖNÜL danışmanlığında “Benzin ve doğalgaz motorunun çevrim analizinin matematiksel model ile karşılaştırılması” başlıklı doktora tezi çalışmasında Vibe fonksiyonu kullanarak yanmış ve yanmamış karışım bölgelerini ayıran reaksiyon bölgesindeki hava fazlalık katsayısının diğer çalışmalardan farklı olarak dolgunun hava fazlalık katsayısına eşit olduğu kabul edilerek yeni bir matematiksel model oluşturulmuştur. Burada basınç ve sıcaklık değişimi çevrim boyunca hesaplanmış maksimum değerleri bulunmuştur. Modelin benzin motoruna uygulanması ile bulunan sonuçların gerçek motor çalışmasına uygunluğu görülmüştür ve bu defa aynı model doğalgaz motoruna da uygulanılarak birbirleriyle karşılaştırılma imkânı belirlenmiştir.

1989 yılında “İstanbul Teknik Üniversitesi’nde” Prof. Dr O.Kamil SAĞ danışmanlığında “Benzinli motorların termodinamik modellemesi” başlıklı yüksek lisans tez çalışması yapılmıştır. Çalışmada geliştirilmiş bir bilgisayar programı ile NO emisyonu tahmini ile tüm çevrimleri simüle etmektedir.

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 uygulanması 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 modellenenbilme 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.

1994 yılında “Karadeniz Teknik Üniversitesi’nde” Doç. Dr. Orhan DURGUN danışmanlığında yapılan “Benzin motoru çevrimlerinin bilgisayarla hesabı” başlıklı yüksek lisans tez çalışmasında Whitehouse tarafından verilen hesaplama yöntemi ile tek bölge yanma modeli yardımı ve silindir içi gazların ideal kabul edildiği şartlar altında gerçek bir çevrime yaklaştırılmaya çalışılmıştır.

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 Taşkıran 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 birçok üniversitede ve motor AR-GE çalışmalarında firmalarca kullanılmaktadır.

KIVA 3V programı kimyasal reaksiyonlu akışkanlar dinamiği denklemlerini aynı zamanda buharlaşan sıvıların püskürtülmesi dinamiğini çözümlleyen bir programdır. Bu program özellikle bilinen içten yanmalı motor uygulamaları ve benzer nitelikteki uygulamaları kolaylaştırmak için geliştirilmiştir. Formülasyonu tamamıyla üç boyutludur fakat basit ve iki boyutlu objeler için de 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.

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 kullanılacak 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 Yanma olayı:

1.3.1 Genel bilgiler:

Yanma karmaşık fiziko-kimyasal bir olaydır. Bunun meydana gelmesi, gelişimi ve dolgunluğu gerek kimyasal reaksiyonların özellikleri ve hızı ile, gerekse alev bölgesindeki ısı ve kütle alış verişi, yine duvarlara ısı verişi şartları ile tayin edilir.

Oksitlenme ve yanma proseslerinin hızı, ya başlangıç maddelerin (Yakıt veya oksijen) tüketim hızına yada sıcaklık veya basıncın artış hızına göre değerlendirilebilirler. Bu pratik amaçlar için daha uygundur. Yanma gaz fazında gerçekleşir, oksitleme reaksiyonlarının yeterince yüksek hızla gelişmesi için sıvı yakıt buhara dönüşmelidir ve buhar hava ile karışmalıdır. Yanma prosesi homojen karışımlarda daha büyük hızla gerçekleşir, çünkü yakıt molekülleri oksijen molekülleri arasında daha düzgün dağılmaktadır. Heterojen gaz karışımlarında yanma hızı esasen yakıt buharları ve havanın karşılıklı difüzyon hızı ile tayin edilmektedir ve kimyasal reaksiyonların hızı ikinci dereceli önem taşımaktadır. Sıvı yakıtın yanma hızı, bu yakıtın buharlaşma hızı ve oluşan buharın hava ile karışma hızı ile tayin edilir. Genellikle oksitleme reaksiyonları çok aşamalı karakterdedir ve zincir varidir. Bu reaksiyonlarda ana rolü reaksiyon sırasında oluşan aktif ara ürünler (Serbest değerli atomlar ve serbest radikaller) oynamaktadır. Oksitleme reaksiyonlarındaki elementer aşamaların gerçek ardışıklığı ve kompleks motor yakıtlarının reel yanması halen tam öğrenilememiştir. Fakat çoğu kimyasal reaksiyonlar için bunların hızının sıcaklığa güçlü bağımlılığı karakteriktir. Ayrıca kimyasal reaksiyonların hızı, daha düşük derecede birim hacimdeki reaktiflerin yoğunluğuna dolayısıyla karışım basıncına bağlıdır. Basit kimyasal reaksiyon hızının sıcaklık ve basınca bağlılığı aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$W_p = -\frac{dc}{dt} A p^n e^{-E/RT} \quad (1.1)$$

Burada; $\frac{dc}{dt}$ başlangıç maddelerden herhangi birinin zamana bağlı olarak yoğunluğunun değişim hızı

A; Yakıtın özelliğine ve taze karışım içeriğine bağlı bir sabit

E; Aktivasyon enerjisi

n; Reaksiyon derecesi

R; Evrensel gaz sabiti

T; Mutlak sıcaklık

exp çarpanı, aktivasyon enerjisini aşan ısı hareket enerjisine sahip molekül kısmını ifade etmektedir.

Bilindiği gibi aktivasyon enerjisi reaksiyon olayının enerji bariyerini yenmek için gereken bir enerjidir. Aktivasyon enerjisi karmaşık kimyasal reaksiyon halinde şartlı bir değer olup, en düşük dönüşüm aşaması ile tayin edilir. Çünkü bu değer genellikle reaksiyon hızına limit koymaktadır. Çoğu oksitlenme reaksiyonları ve yanma için şartlı (efektif) aktivasyon enerjisi E_{ef} ($8,4 - 16,8 \cdot 10^3$ kJ / kmol) dur. Buradan anlaşılır ki düşük sıcaklıklarda reaksiyon hızı yok olacak kadar azdır, fakat sıcaklık artışı ile adı geçen hız, hızla yükselir ve ne kadar şiddetli ise bir o kadar aktivasyon enerjisi büyük ve sıcaklık düşük olur.

Tablo 1.1: Reaksiyon soyut hızının sıcaklığa bağlı değişimi.

Aktivasyon enerjisi, kJ/kmol	Mutlak sıcaklık, K				
	300	500	1000	1500	2000
84000	1	$6 \cdot 10^5$	$1,36 \cdot 10^{10}$	$4 \cdot 10^{11}$	$2 \cdot 10^{12}$
168000	1	$2 \cdot 10^{11}$	10^{20}	$8 \cdot 10^{22}$	$2 \cdot 10^{24}$

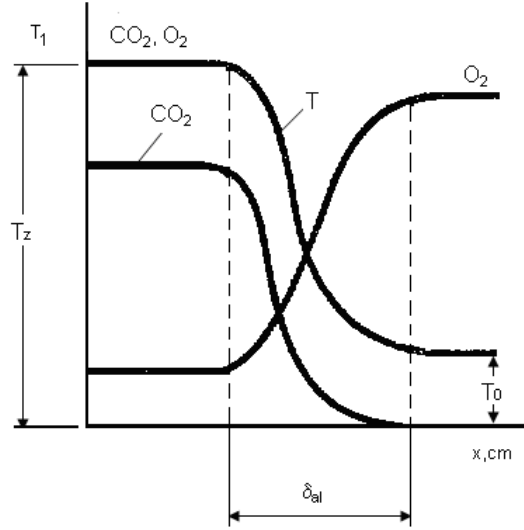
Not: T= 300 K'de reaksiyon hızı şartlı olarak 1'e eşit alınmıştır.

İçten yanmalı motorlarda nispeten düşük sıcaklıklarda (1000 K'den daha az) gerçekleşen proseslerde, sıkıştırma ile ısıtılmış taze karışımın ilerleyen reaksiyon hızları kendi kendine tutuşma ve vuruntu oluşum şartlarını tayin eder. Yanma sıcaklığına yakın yüksek sıcaklıklarda (1500 K ve üzeri), alev yayılma hızı kimyasal reaksiyonların hızına bağlıdır. Kendi kendine tutuşma dizel motorlar için karakteristik olmasından dolayı burada ele alınmayacaktır.

1.4 Alev yayılması:

Kendi kendine tutuşma proseslerinden farklı olarak alev, yanma bölgesinden komşu taze karışıma ısı taşınımı ve aktif merkezlerin difüzyonu ile yayılır. Hareketsiz veya laminer akışlı taze

karışımında alev cephesi, T_0 sıcaklıklı bu karışımı T_z sıcaklıklı yanma ürünlerinden ayıran dar bir bölge şeklinde görülür ve bu bölgenin başlangıcında (Şekil 1.1) karışım kısmen ısı geçişi ile fakat



Şekil 1.1: Laminer alev cephesinde sıcaklığın ve başlangıç maddeleri yanma ürünlerinin yoğunluğunun yaklaşık değişim karakteri.

büyük ölçüde alev bölgesindeki yanma ürünlerinin bu karışıma difüzyonu sonucu ısınmaktadır. Kimyasal reaksiyonların yalnız yeterince yüksek sıcaklıklarda ve büyük hızla gerçekleşmesinden dolayı alev cephesindeki kimyasal dönüşümler bölgesi, bu alev cephesinin toplam kalınlığı δ_{al} 'nin az bir kısmını oluşturur. Adı geçen bölge sıcaklığı son yanma ürünleri sıcaklığı T_z 'ye çok yakındır. Bu bölgede tam yanma veya eksik yanma ürünleri ile aşırı seyreltilmiş karışım yanar. Yüksek kimyasal aktifliğe sahip bu tam veya eksik yanma ürünleri, sıcaklık artışı kadar kimyasal zincir reaksiyonlarının hızlı gelişmesine yardımcı olur. Kimyasal dönüşümlerin bu tür zincir ısı mekanizması bütün yanma prosesleri için karakteriktir. Laminer yanma cephesinin bu cepheye dik yönde ilerleme hızına normal alev hızı (U_n), veya laminer yanma hızına ise (U_{lam}) hızı denir. Bu hız aşağıdaki iki faktörle tayin edilir;

-Taşıma proseslerinin alev cephesindeki ısı veriş, difüzyon hızı

-Kimyasal dönüşümlerin kendi hızları.

Bu bakımdan normal alev hızı, adı geçen iki faktöre bağlı olarak şöyle ifade edilir;

$$U_n \approx \sqrt{\chi \cdot W_z}, \quad (1.2)$$

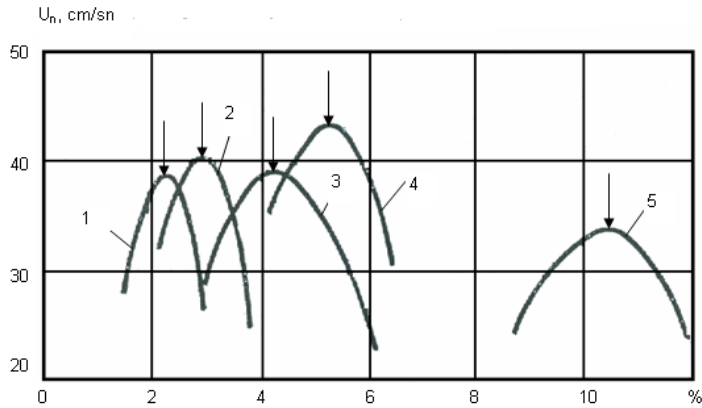
Burada $\chi = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho}$ taze karışımın ısı iletkenlik katsayısı olup, difüzyon katsayısına eşit alınır;

W_z , maksimum alev sıcaklığı t_z 'ye yakın bir sıcaklıkta reaksiyon hızıdır. Laminer alev cephesinin

kalınlığı δ_{al} ise büyük değildir. Örneğin atmosfer basıncındaki stokiyometrik içerikli metan hava karışımında $\delta_{al}=1\text{mm}$ dir. Üstelik bunun büyük kısmı (%80) ısınma bölgesine ve yalnız (% 20) kimyasal dönüşümlere denk gelir. Daha hızlı yanan $2\text{H}_2 + \text{O}_2$ karışımında $\delta_{al} \approx 0,1 \text{ mm}$ olur. δ_{al} değeri alev yayılma hızında olduğu gibi aynı iki faktörle belirlenir, fakat ısı-kütle alış veriş hızları ile reaksiyon hızlarının etkisi incelenen hal için birbirine zıttır yani;

$$\delta_{al} = \text{const.} \frac{\chi}{U_n} \approx \sqrt{\chi/W_z} \quad (1.3)$$

(1.2) ve (1.3) ifadeleri karşılaştırıldığında reaksiyon hızının artışı ile U_n yükselir ve aynı zamanda alev cephesi kalınlığı küçülür. Isı iletkenlik ve difüzyon katsayıları arttığında ise U_n artar, ancak alev cephesi de uzamış olur. Karbohidrojen yakıtlarda en büyük alev yayılma hızı bir miktar zengin karışımlarda ($\lambda = 0,85 - 0,9$) ortaya çıkar. $\lambda = 1$ içerikli karışıma kıyasla böyle bir zengin karışımında en büyük reaksiyon hızına ve en büyük moleküler değişim katsayısına ulaşılır. Karışımın bundan daha fakir veya daha zengin içeriklerinde alev yayılma hızı uyumlu bir şekilde düşer. (Şekil 1.2)



Şekil 1.2:

$P = 0,1 \text{ MPa}$, $T_0 = 20^\circ \text{C}$ koşullarında U_n hızının çeşitli karbohidrojen karışımların içeriğine bağlı değişimi, 1 – n, Hekzan; 2 – Benzol; 3 – Pr opan; 4 – Pr open; 5 – Me tan ; $\lambda = 1$ değerine tekabül eden nokta ok ile gösterilmiştir.

Genelde İYM’de kullanılan hava-karbohidrojen yakıt karışımlarda U_n ’in maksimum değeri atmosfer basıncı ve $T_0 = 20^\circ \text{C}$ koşullarında nispeten küçük sınırlarda değişmektedir (35-55 cm/sn). En küçük U_n hızı parafinli yakıtlarda, örneğin metanda görülür. Karışımın zenginleşmesi veya fakirleşmesi ile normal alev hızları sınırsız azalmamaktadır, dolayısıyla belirli bir minimum değere ($U_n > 8-12 \text{ cm/sn}$) kadar inebilir, bunun altındaki değerlerde ise alev söner. Küçük U_n ’ler de görülen bu durum yanma bölgesinden olan ısı kayıplarının artmasıyla açıklanabilir. Alev yayılmasının imkansız olabileceği mümkün olabilir karışım zenginleştirme sınırına alev

yayılmalarının üst konsantrasyon sınırı (λ_{\min}), mümkün olabilir fakirleştirme sınırına ise alev yayılımlarının alt konsantrasyon sınırı (λ_{\max}) denir.

Atmosfer basıncında ve $T_0 = 20$ °C de çoğu motor yakıtları için laminar alev yayılma üst sınırı $\lambda_{\min} = 0,25 - 0,35$, alt sınırı ise $\lambda_{\max} = 1,65 - 1,80$ aralığında değişmektedir. Yanmanın halen yeterince stabil kalmaya devam ettiği karışım içeriğinin pratik değişim aralığı oldukça dardır, örneğin benzin motorları için bu aralık $0,6 < \lambda < 1,3$ 'ü genelde aşmaz. Gaz yakıtlarla çalışan motorlar için mümkün olabilir zenginleştirme sınırı ise bir miktar daha büyüktür. Taze karışımın başlangıç sıcaklığının artması ile alev yayılımlarının normal hızı artar ve konsantrasyon aralığı bir miktar genişler. Bu durumun, daha yüksek alev sıcaklığı T_z den dolayı karışımın reaksiyon hızı ve ısı iletkenlik katsayılarının artışından kaynaklandığı kolayca anlaşılabilir.

Basınç artışı tam tersi normal alev yayılma hızını bir miktar azalmaya sevk eder. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir; Basıncın kimyasal reaksiyon hızına etkisi nispeten büyük değildir, ayrıca difüzyon ve ısı iletimi proseslerinin soyut hızı basınca ters orantılı olarak küçülür.

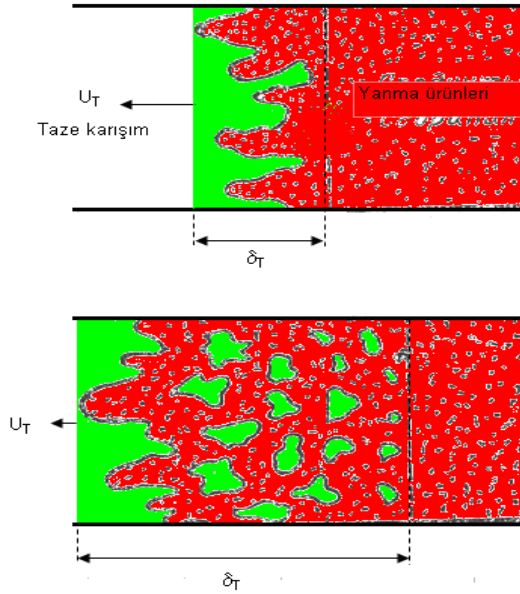
Benzin-hava karışımlarında laminar alev yayılma hızının karışımın başlangıç sıcaklığı ve basıncına bağlı değişimi pratikte yeterli doğrulukta aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$U_n \approx p^{-0,35} \cdot T_0^2 \quad (1.4)$$

1.5 Türbülanslı yanma:

Çoğu hallerde silindir içi iş karışımının esas kütlesi yeterli şiddette türbülanslı harekette bulunmaktadır. Adı geçen hareket gaz akışlarının yönlü girdaplarında ve hızların düzensiz pulsasyonundan meydana gelmektedir. Türbülans etkisi altında alev yayılma hızı şiddetle yükseliyorsa, bunun iki nedeni vardır;

-Büyük girdaplar veya büyük ölçekteki türbülanslı pulsasyonlar alev cephesini kıvrımlı hale getirir ve müstakil yanıcı merkezlere böler, mevcut yanma yüzeyini bir çok katı kadar artırmaya götürebilir.



Şekil 1.3: Türbülanslı alev cephesinin, türbülans etkisi altında kıvrılması ve parçalanmasının yaklaşık karakteri.

-Laminer alev cephesinin kalınlığı ile mukayese edilebilen küçük ölçekli türbülanslı pulsasyonlar alev cephesinin kıvrılmasına neden olmuyor, ancak cephe direkt alev cephesinde difüzyon ve ısı iletimi proseslerini şiddetlendirerek ağır moleküller yüzeyindeki yanma hızını yükseltirler.

Adı geçen her iki faktörün etkisi altında türbülanslı alev yayılma hızı türbülanslılık şiddeti ile pratik olarak doğrusal yükselir (türbülanslı pulsasyon hızlarının ortalama karekök değeri U^1). Bu sırada türbülanslı yanma hızının karışım içeriğine, karışımın başlangıç sıcaklık ve basıncına bağımlılığı, alevin normal hızı U_n 'in aynı faktörlere bağımlılığı ile kıyaslandığında bir miktar farklı olduğu görülür. Türbülanslı alevin yayılma hızı üzere yapılan son araştırmaların sonuçlarına göre;

$$U_T \approx U_n + BU^1, \quad (1.5)$$

Burada B; T_z alev sıcaklığındaki reaksiyon hızına doğrusal orantılı bir katsayıdır, yani:

$$B \approx p^m \cdot e^{-E/RT_z} \quad (1.6)$$

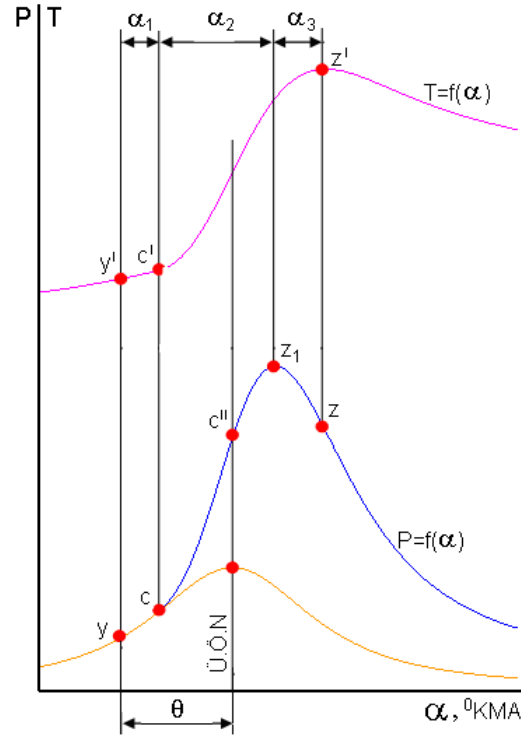
Basınç artışı U_T hızına pozitif etkimektedir (Benzin-hava karışımlarında $U_T \approx p^{0.35}$). Karışım başlangıç sıcaklığı ve içeriği U_n ' ye kıyasla U_T ' ye daha büyük etki yapar. Yanma bölgesi kalınlığı δ_T , U_T hızının artmasıyla eşzamanlı olarak büyür. Bundan dolayı türbülanslı alev bölgesinin ön sınırının ilerleme hızı, yanmanın tam bitmesine cevap veren ısı ayrılmanın gerçek

hızını tek başına karakterize etmez. Benzinli motorlarda türbülanslı alev cephesindeki yanma bölgesi genişliği 20-25mm'ye ulaşabilir. Bu da deneysel basınç diyagramlarının alev yayılmasının kayda geçirmesiyle karşılaştırıldığında göz önüne alınmalıdır.

1.6 Benzin Motorlarında Yanma Olayı:

Benzin motorlarında yakıt ve hava karışımı, silindir dışında yakıt moleküllerinin, hava molekülleri içerisinde düzgün dağıldığı homojen bir karışım oluşturacak şekilde hazırlanmaktadır.

Yanma olayı genel olarak üç faza bölünerek incelenebilir. Ancak fazlar çok belirgin bir şekilde birbirlerinden ayrılamazlar. Yanma olayının gelişimi sırasında silindir içi basıncın KMA'na (Krank Mili Dönme Açısı) göre değişimi Şekil 1.4'de görülmektedir.



Şekil 1.4: Yanma olayında basınç ve sıcaklığın KMA'na bağlı değişimi.

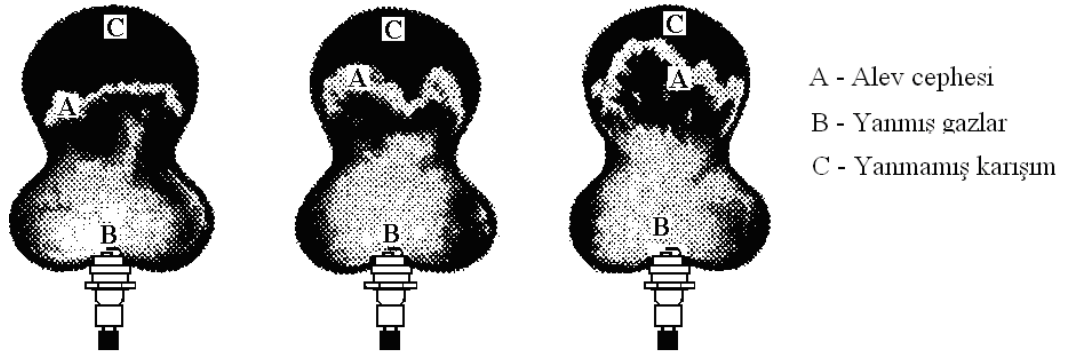
I faz veya ilk tutuşma fazı: Bu jide kıvılcımın çıktığı nokta (y) ile sıkıştırma eğrisinin yanmasız sıkıştırma eğrisinden ayrıldığı nokta (c) arasındaki zaman birinci faz (ilk tutuşma fazı, α₁) olarak kabul edilir. Bu fazda yanan karışım miktarı az olup, toplam miktarın %1'i kadardır. Bu nedenle p-α diyagramı üzerinde basınç artışı görülmez.

Piston ÜÖN'ya (Üst Ölü Nokta) gelmeden önce buji elektrotları arasında çakan kıvılcımın enerjisi (30–100 MJ) nedeniyle, bu bölgedeki homojen karışımında, belli bir tutuşma gecikmesi sonunda, ilk alev cephesi patlama şeklinde oluşmaktadır. Tutuşma gecikmesi süresi,

- buji kıvılcım enerjisine,

- kıvılcımın uygulanma süresine,
- buji elektrotları arasındaki ısınan bölgenin hacmine (buji tırnak aralığında),
- yakıtla hava oranına (kimyasal reaksiyonların hızına),
- buji önündeki akış hızına (ilk ısınan bölgenin hızlı taşınım sonucu enerji seviyesinin düşmesine) bağlıdır.

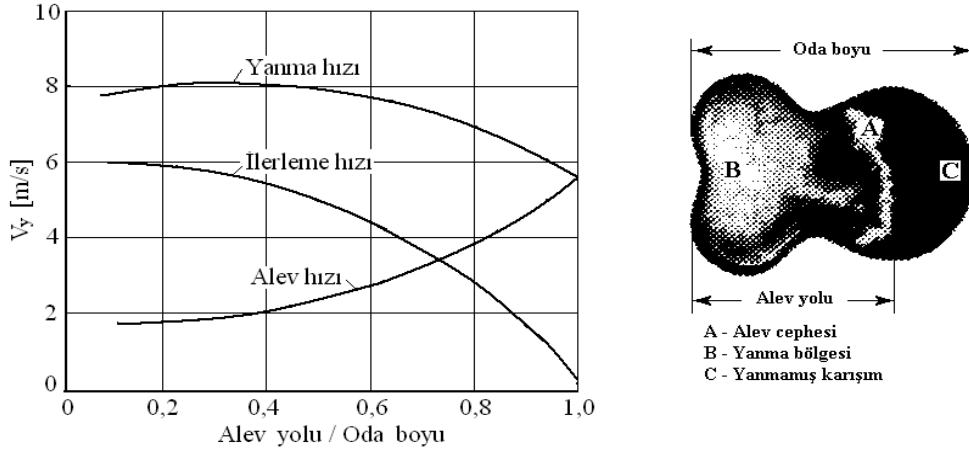
II faz veya Ana faz: Bu faz, tutuşma gecikmesi sonunda (c noktası) başlamakta ve ÜÖN'dan sonra, maksimum basınç oluşuncaya kadar (z₁ noktasına dek) devam etmektedir. Ana fazın süresi $\alpha_2 = 25...30^\circ$ KMA civarındadır. Tutuşma gecikmesi süresi sonunda basınç, sıcaklık ve karışım oranının belirlediği bir yanma hızı ile alev cephesi sürekli şekilde ilerler. Alev cephesinin bujiden itibaren yayılması Şekil 1.5'de görülmektedir.



Şekil 1.5: Alevin yayılması.

Homojen ve durgun karışımlarda yanma hızının belirlenmesi, sabit hacimli odalarda (bombalarda) yapılan deneylerle gerçekleştirilmektedir. Sabit hacimli bir odada oluşan normal yanmada alev cephesi, fiziksel ve kimyasal etkilerle ilerlemektedir. Cephenin arkasında kalan alev yolu bölgesi ısınmakta, genişlemekte ve yanmamış kısmı sıkıştırarak ilerlemektedir.

Alev cephesi ilerledikçe yanmamış bölge küçüldüğünden ve karşı basınç arttığından ilerleme hızı azalacaktır. Diğer taraftan alev cephesi, kimyasal reaksiyonların hızına bağlı olarak belirlenen alev hızı ile de ilerlemektedir. Oda içinde basınç ve sıcaklık giderek arttığından, alev cephesi ilerledikçe alev hızı artmaktadır. İlerleme ve alev hızlarının toplamı alevin yayılma hızını belirler ve yanma hızı olarak tanımlanır. Yanma hızı, alev cephesine dik doğrultuda oluşmaktadır.



Şekil 1.6: Bombadaki yanmada ilerleme hızı, alev hızı ve yanma hızı.

Burada basınç, yanma hızına bağlı olarak değişir. Basıncın artma hızı bombanın şekline de (küresel veya silindirik) bağlıdır. Sabit hacimli odanın küresel yapıda olması durumunda basınç artışı, silindirik yapıya göre daha hızlıdır. Basınç yükselişi alev yoluna paralel olarak artmakta, ancak bunu daha geriden takip etmektedir. Genel olarak maksimum basınç değerinin %80'i, alev yolunun son %30'luk bölümünde elde edilir.

Sabit hacimli odadaki homojen karışımda alevin her yöndeki ilerleme hızı aynı olup, alev cephesinin şekli düzgündür. Ancak motorun yanma odasında karışımın tam homojen olmaması nedeniyle ve oda içindeki türbülanslı hava hareketleri sonucu alev cephesinin şekli bozulmakta ve yüzeyi artmaktadır. Artan cephne yüzeyi ile yanmış bölgeden yanmamış bölgeye ısı iletimi ve ayrıca türbülanslı kütle ve ısı taşınımı önemli derecede arttığından, gerçek motorda yanma hızı bombadakinden daha yüksek olur. Bunun dışında motordaki yanma olayı bombadakinden prensip olarak çok farklı değildir.

Motordaki yanma hızı, karışımın sıcaklığına ve basıncına, hava fazlalık katsayısına ve yanma odasındaki türbülans şiddetine bağlı olup,

$$V_t = f(T, p, \lambda, k) \quad (1.7)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada, V_t türbülanslı yanma hızı olup, büyük ölçüde türbülansın kinetik enerjisine (k) bağlıdır.

Türbülanssız, homojen karışımdaki laminar yanma hızı 3-4 m/s iken, türbülans nedeniyle bu hız 3-15 misli kadar artabilmektedir. Uygulamada türbülansın etkisi, çeşitli yakıtlar için deneye dayalı olarak belirlenmiş laminar akış hızının, türbülans şiddetine bağlı bir alev faktörü (AF) ile çarpılmasıyla hesaba katılmaktadır. Örneğin laminar akış hızı Kühl tarafından propan-hava karışımı için,

$$V_1 = \frac{1,087 \cdot 10^6}{\left(\frac{10000}{T_b} - \frac{900}{T_u}\right)^{4,936}} \cdot p^{-0,0987} \text{ [cm/s]} \quad (1.8)$$

ifadesi verilmiştir. Burada;

p; basınç [inç Hg]

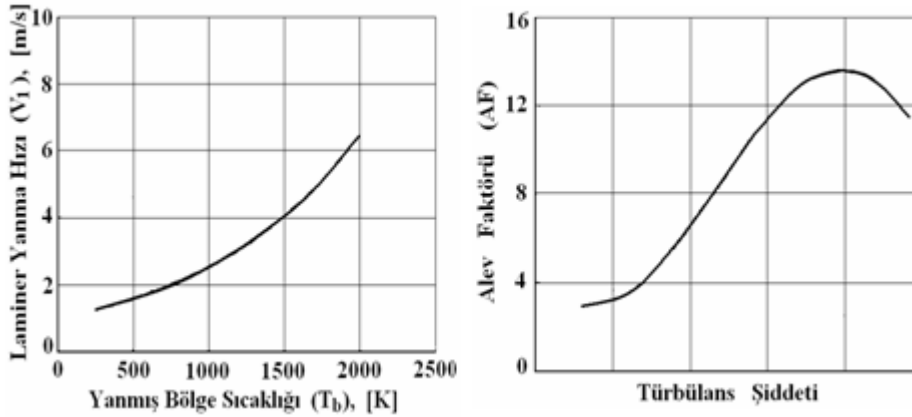
T_u ; yanmamış karışım sıcaklığı [K]

T_b ; yanmış karışım sıcaklığı [K]

Türbülanslı alev hızı ise,

$$V_t = AF \cdot V_1 \quad (1.9)$$

şeklinde hesaplanır. Yanmış bölge sıcaklığına bağlı olarak laminar alev hızı ve türbülans şiddetine bağlı olarak alev faktörünün değişimi Şekil 1.7’de gösterilmiştir. Alev faktörü artan türbülans şiddeti ile artmakta, ancak belli bir türbülans değerinden sonra azalmaya başlamaktadır. Bu durum, büyük ölçekli türbülansın alev cephesinden kopmalara neden olması ve cephenin soğuması sonucu ortaya çıkmaktadır.



Şekil 1.7: Alev faktörü ve laminar yanma hızının değişimi.

Yanma hızı bu fazda oldukça yüksek ve dolayısıyla yanan karışım miktarı fazladır. Yanma hızı yanma odasında en az 10–15 m/s civarlarında, yüksek dönme sayılı motorlarda ise 50–60 m/s kadar olmaktadır. Yanma hızı çepelere yaklaştıkça soğuma nedeniyle azalmaktadır. Bu fazda basınç artış hızı yüksek olup, sıkıştırma oranına bağlı olarak şu aralıkta değişebilir:

$$\text{Sıkıştırma oranı } \varepsilon = 7-8 \text{ için } \frac{dp}{d\alpha} = 0.10-0.12 \text{ MPa /}^\circ \text{ KMa}$$

$$\text{Sıkıştırma oranı } \varepsilon = 8-10 \text{ için } \frac{dp}{d\alpha} = 0.15-0.25 \text{ MPa /}^\circ \text{ KMa}$$

Motor performansına, alev yolu ile basınç artışı arasındaki ilişki etki etmektedir. Bu ilişki, motorda da maksimum basıncın yaklaşık %80'inin yolun son %30'unda yükselmesi şeklindedir. Maksimum basınç ÜÖN'dan 12-15° KMA sonra oluştuğu zaman en büyük verim elde edilmektedir. Tutuşma gecikmesi süresi ve ilk yanma süresi göz önüne alınarak ateşleme noktası bu durumu sağlayacak şekilde ÜÖN'dan belli bir açı (θ) kadar önce seçilmelidir.

III faz veya Son faz: Son faz maksimum basınç oluşmasından sonra başlamakta ve genişleme sırasında yakıtın tümü yanıncaya kadar devam etmektedir (φ_3). Gazların sıcaklığı ise maksimum basınçtan belli bir süre sonra (z' noktasında) maksimuma ulaşır.

Sonuç olarak normal yanma koşullarında yanma sırasında yakıtın toplam enerjisinin %70-75'i maksimum basınca ulaşıncaya kadar, %85-90 kadar maksimum sıcaklığa ulaşıncaya kadar açığa çıkar. Kısmi yüklerde ise (gaz keleşmesi kısılmış durumda, dolayısıyla basınç ve sıcaklıklar yüksek değil iken) yanma hızının düşük olması nedeniyle maksimum basınç noktasına kadar toplam yakıt enerjisinin ancak %50'si kullanılmış olur. Dolayısıyla yanma, genişleme zamanı süresince devam eder, çok kötü koşullarda genişleme süresinin sonunda da yanma sona ermemiş olabilir. Bu durumda ise motorun verimi ve dolayısıyla gücü azalır.

1.7 Normal Yanmayı Etkileyen Etkenler:

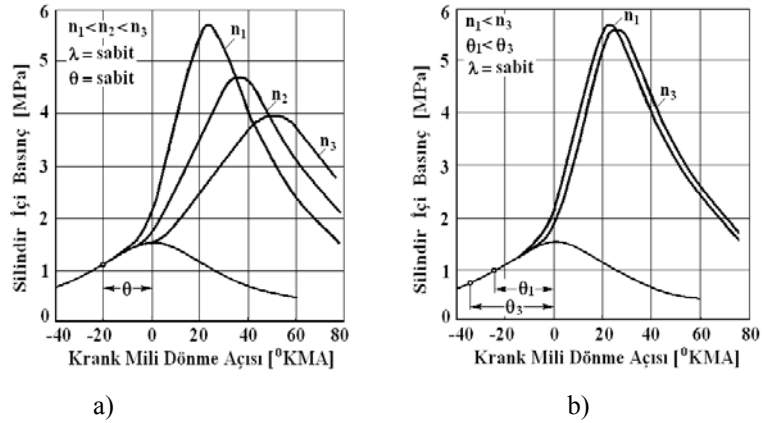
Motorun her türlü çalışma koşulunda maksimum verimin elde edilebilmesi için ateşleme noktasının uygun seçilmesi gerekir. Avansın seçimini belirleyen ana etkenler yanma hızı ve tutuşma gecikmesidir. Bunlara etki eden faktörler de genelde sıcaklık, basınç, karışım oranı türbülans şiddetidir. Motorun çalışması sırasında sıcaklık, basınç, karışım oranı ve türbülans şiddetine etkili her faktör dolaylı olarak yanma hızına etki etmektedir. Bunlar aşağıda sıralanmıştır.

Dönme sayısı, n: Motorun dönme sayısı arttıkça yanma olayı için gerekli süre azalır ($t = \varphi/6n, sn$). Ancak dönme sayısının artışına bağlı olarak ortalama piston hızı arttığından yakıt-hava karışımındaki türbülans şiddeti hızla artar. Dolayısıyla dönme sayısı ile yanma hızı da artmaktadır. Ancak dönme sayısının artışı tutuşma gecikmesi süresine fazla etki etmemekte ve bu nedenle tutuşma gecikmesi KMA olarak büyümekte, ana faz süresi ise yaklaşık olarak değişmemektedir.

Basıncın dönme sayısı ile değişmesi, Şekil 1.8a'da sabit ateşleme noktası için gösterilmiştir. Görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı λ ve ateşleme avansı açısı θ sabit olduğunda, dönme sayısı

arttıkça yanma olayı gelişimi daha geç, dolayısı ile de daha büyük silindir hacminde meydana gelmektedir. Bu nedenle maksimum basınç düşmektedir. Bu bakımdan ateşleme noktası artan dönme sayısı ile orantılı olarak ÜÖN'dan daha önceye kaydırılırsa p- α diyagramının en iyi şekli korunabilir.

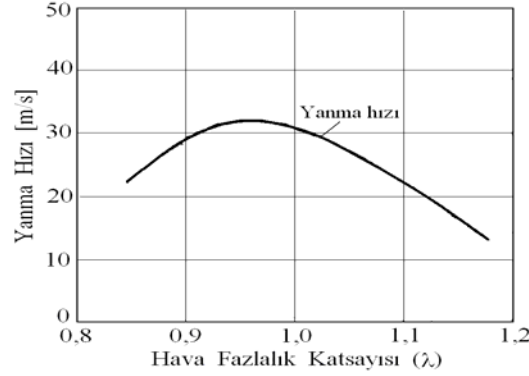
Basıncın dönme sayısı ile değişmesi Şekil 1.8b'de değişken ateşleme avansı için gösterilmiştir. Böylece, ateşleme avansı uygun şekilde değiştirilirse, dönme sayısı değişse de motor verimi hemen hemen aynı kalmaktadır.



Şekil 1.8: Dönme sayısına bağlı olarak silindir içi basınç değişimi.

Hava fazlalık katsayısı, λ : Karışım oranını tanımlayan hava fazlalık katsayısı, yanma hızını, dolayısıyla açığa çıkan ısı miktarını, basıncın ve sıcaklığın değişimini etkiler. Hava fazlalık katsayısı (HFK) 0,9–0,95 değerleri arasında bulunduğu yanma hızı maksimumdur (Şekil 1.9). Buna karşın daha zengin ($\lambda < 0,9$) ve daha fakir ($\lambda > 0,95$) karışımlarda bu hız düşüktür. Ancak 0,7 gibi bir λ değerinin altına düşüldüğünde, şartlara bağlı olarak, kolaylıkla tutuşma sınırının dışına çıkılmaktadır. λ 'nın 0,8–0,9 gibi değerlerinde tutuşma gecikmesi süresi ve ana faz süresi kısalmakta ve basınç artma hızı büyümektedir. HFK 0,9'dan büyük ise tutuşma gecikmesi büyür, ana faz süresi ise çok az değişir, basınç artma hızı ve buna bağlı olarak maksimum basınç düşer.

Fakir karışımlarda ($\lambda = 1,1-1,2$) ise, tutuşabilme sınırına yaklaşılmış olduğundan, motorun yapısına bağlı olarak ateşleme ve yanma, çevrimden çevrime değişim gösterir. Karışım fakirleştikçe ateşlemenin sağlanamadığı çevrimlerin sayısı giderek artar.



Şekil 1.9: Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak yanma hızının değişimi.

Emme Basıncı, P_a : Silindire emilen yakıt-hava karışımının basıncı artarsa, alev cephesinin ilerleme hızı azalmakla beraber sıkıştırma sonu sıcaklığı da arttığından alev hızı da artmakta ve sonuçta yanma hızı artmaktadır. Dolayısıyla yanma olayı için geçen süre azalmaktadır.

Benzin motorları, kısmi yüklerde gaz kelebeği kısık olarak çalıştığında, emme basıncı düştüğünden, yanma hızı da azalır. Bunu karşılamak için kısmi yüklerde ateşleme avansının artırılması gerekir.

Artık gazların miktarı, M_r : Silindir içerisinde kalan artık gaz miktarı arttıkça, diğer bir deyişle egzoz gazlarının basıncının emme basıncına oranı (p_r/p_a) arttıkça, silindirdeki kullanılabilir oksijen miktarı azaldığı için yanmış gazların sıcaklığı azalmakta, dolayısıyla yanma hızı da azalmaktadır. Motor yükü azaldıkça (gaz kelebeği kapandıkça) emme sonu basıncının düşmesinin dışında, artık gaz miktarı da arttığından yanma hızı daha da azalmaktadır.

Sıkıştırma oranı, ϵ : Sıkıştırma oranı artarsa ateşleme anındaki karışımın basıncı ve sıcaklığı artar, artık gazların miktarı ise azalır. Dolayısıyla karışımın ateşlenebilmesi için daha uygun koşullar oluşur. Sonuçta yanma olayının başlangıç fazın süresi azalır, ana fazdaki yanma hızı artar, buna karşın yanma odasının hacim/yüzey oranı azalacağından cidarlara yakın bölgelerdeki karışım miktarı artış gösterir ve son fazın süresi de artar.

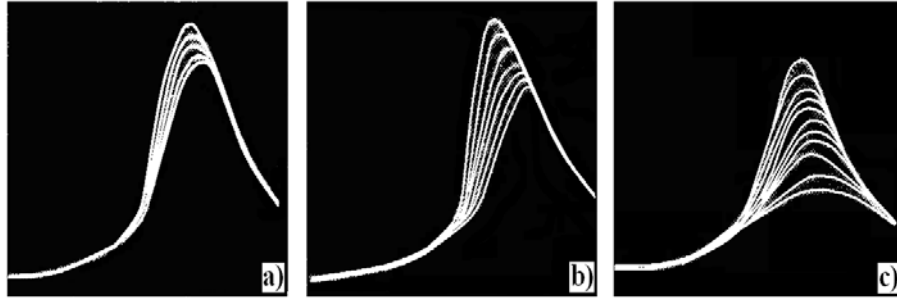
Yanma odası şekli: Yanma odasındaki türbülans şiddeti, emme kanalının ve yanma odasının şekline bağlı olarak değişmektedir. Yanma odası uygun biçimde şekillendirilerek türbülans şiddeti artırılabilir. Buna bağlı olarak yanma hızı da artar. Yanma odasının şekli, küresel veya küresele yakın ise toplam alev yolu kısa olacağından yanmanın tamamlanması için gerekli KMA aralığı daha küçük, basınç artış hızı daha yüksektir.

Yanma odasına yerleştirilen bujilerin konumu ve sayısı da toplam yanma süresini etkilemektedir. Buji yanma odasının ortalarına konulmaya çalışılmalıdır. Ayrıca buji sayısı arttıkça da ortalama yanma hızı artmaktadır.

Ancak sayılan bu etkenlere ve özellikle sıkıştırma oranına bağlı olarak, yanma hızının ve basınç artış oranının yüksek değerlere ulaşması verim yönünden her zaman en iyi durumu sağlamamaktadır. Ana faz içinde büyük $dp/d\alpha$ değerleri bir yandan aşırı mekanik zorlanmalara neden olurken, diğer taraftan türbülansı arttırarak ısı kayıplarının artmasına ve sonuçta verimin düşmesine neden olur. Genel olarak en yüksek verim $dp/d\alpha = 0,20 \dots 0,25 \text{ MPa}^\circ\text{KMA}$ için elde edilmektedir.

Çevrimden-Çevrime Farklılıklar: Motorun çalışması sırasında, birbirini izleyen çevrimlerin her biri çeşitli etkenlerin değişiminin etkisi altında farklı oluşmaktadır (Şekil 1.10). Bu etkenler başlangıç fazına ve yanma hızına etki ederek, basınç artış hızını ($dp/d\alpha$) belirlemektedir. Motor kritik koşullarda çalışıyorsa, $dp/d\alpha$ birbirini izleyen çevrimlerde çok farklı değerler alır ve dolayısıyla motorun çalışmasında düzgünlükler ortaya çıkar. Basınç artış hızının çevrimden-çevrime farklı olması, daha çok ilk tutuşmadaki koşullara bağlıdır. Bu koşulları, hava fazlalık katsayısı ve türbülans şiddeti belirlemektedir.

Karışımın stokiyometrik orandan ($\lambda=1$) daha fakir olması durumunda ($\lambda>1$), tutuşma koşulları giderek kötüleşmekte, çevrimden-çevrime farklılıklar artmaktadır. Çünkü ortalama olarak fakir tutulan karışımlarda, karışım oranı çevrimden-çevrime yerel olarak (buji önünde) tutuşabilme sınırının da altına düşebilmekte ve bu çevrimde hiç ateşleme olmamaktadır. Karışım zenginleştikçe bu düzgünlükler azalır.



Şekil 1.10: Çevrimden-çevrime farklılıkların $p-\alpha$ diyagramları.

a) $\lambda = 0,87$; b) $\lambda = 0,98$; c) $\lambda = 1,14$

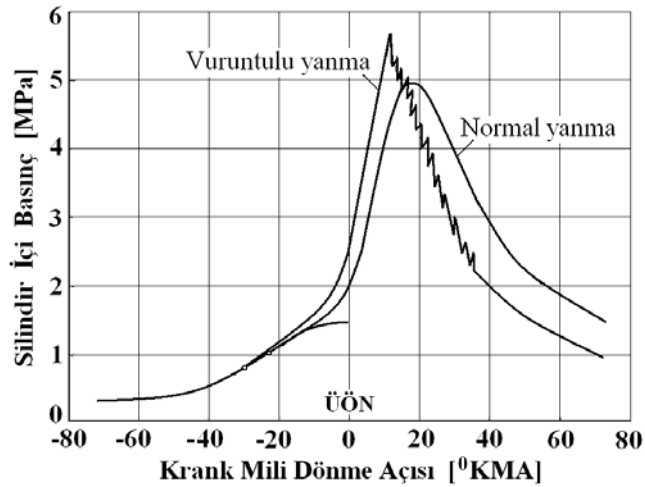
Diğer taraftan tutuşmanın gerçekleşmesi için yakıt hava karışımının buji önünde belli bir süre kalarak ısınması ve ilk alev çekirdeğinin belli bir hızla yayılması gerekmektedir. Bu ısınma süresi buji önündeki akış hızına bağlı olup türbülansın şiddeti ile etkilenmektedir. Büyük ölçekli türbülans durumunda buji önündeki karışım bölgesel olarak ötelenmektedir. Bu durumda tutuşma gerçekleşemez. Motorun dönme sayısı arttıkça ve emme kanalı giriş kesiti daraldıkça yanma odasındaki türbülans ölçeği küçülmekte, dolayısıyla çevrimden-çevrime farklılıklar azalmaktadır.

1.8 Normal Yanmanın Esas Bozuklukları:

Vuruntulu Yanma: Vuruntulu yanma, yanmamış karışımın kendi kendine tutuşması ile oluşmaktadır. Bujide çakan kıvılcımın oluşturduğu alevin yayılması ile, yanma odasının diğer tarafına alev cephesinin önünde bulunan karışım sıkışmakta ve ısınmaktadır. Normal alev cephesi bölgeye ulaşmadan yanmamış karışımın sıcaklığı kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşırsa, bu karışım, kendi kendine oluşan tek veya çok sayıda alev çekirdeği ile aniden tutuşur ve oluşan alev yüksek hızla yayılır. Bu tür yanma, çok hızlı reaksiyon nedeniyle sabit hacimde olmaktadır. Dolayısıyla yüksek ve ani basınç artışları ve şiddetli basınç dalgaları meydana gelmektedir. Bu dalgalar silindir içinde ses hızı ile hareket ederek silindir çeperlerinden yansır. Bu dalgalanmaların frekansı silindir içindeki dolgunun doğal frekansıdır ve titreşimler dışarıya çeperler yoluyla ses dalgası olarak taşınmaktadır. Vuruntu sesinin frekansı otomobil motorlarında 5000 Hz civarında olup, bu değer bu motorların boyutları için doğal frekans mertebesindedir.

Vuruntulu yanma olayında basıncın KMA'na bağlı olarak değişimi Şekil 1.11'de görülmektedir. Vuruntulu yanma hızlı basınç artışı ve oda basıncının üzerine binmiş olan basınç titreşimlerinden tanınmaktadır. Vuruntulu yanmada maksimum basınç normal yanmadakinin iki katına kadar çıkmakta, yanma hızı ise 300 m/s'ye kadar ulaşmaktadır.

Vuruntulu yanmada basınçlar yüksek değerlere ulaşmakla birlikte motor gücünde bir artma gözlenmemektedir. Bu da, basınç piklerinin oda basıncı üzerine binmiş basınç dalgaları şeklinde olduğunu ayrıca göstermektedir. Vuruntu, gücü arttırmadığı gibi tam tersine buji ve supaplar gibi elemanların aşırı ısınması sonucu erken ateşlemeye yol açarak güç kaybına neden olur. Vuruntu sonucu artan türbülans ile yerel olarak ısı iletimi artmakta, bundan dolayı ortaya çıkan güç kaybının yanı sıra piston, silindir kafası gibi elemanlar üzerinde erimeler ve bozulmalar (basınç erozyonu) olmaktadır.

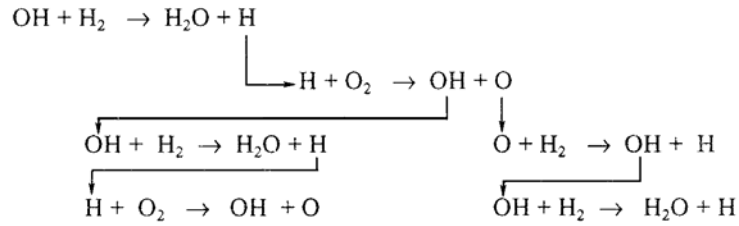


Şekil 1.11: Vuruntulu yanmada silindir basıncının değişimi.

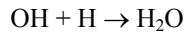
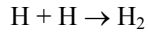
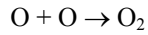
Vuruntulu yanma olayında, kendi kendine tutuşma aşaması kimyasal bakımdan tam olarak bilinmekle birlikte, vuruntu detonasyon ve zincir reaksiyonlar teorileri ile açıklanmaya çalışılmaktadır.

Detonasyon, bir tüp şeklinde uzun ve ince bir yanma hacminde, yüksek bir basınç dalgasının ve bununla beraber alev cephesinin şok dalgası şeklinde ses hızı ile ilerlemesi olayıdır. Alev hızının bu kadar yükselmesinin nedeni basınç dalgasının geçtiği yerde sıcaklıkları yükselterek kimyasal reaksiyonları hızlandırmasıdır. Ancak motor yanma odalarında böyle ince ve uzun yanma hacimlerinin bulunmaması mekanizmayı geçersiz kılar gibi gözükmektedir.

Zincir reaksiyonlar teorisinde ısınma ve ön reaksiyonlar sonucu yakıtın parçalanması ile ortaya çıkan aktif ögeler (OH gibi hidroksil, HC gibi aldehit radikalleri ve O ile H) giderek zincir şeklinde çoğalmakta ve ürün oluşum hızını artırmaktadırlar. Bunlardan OH radikalinin artması ile H₂O'nun oluşumunun hızlanması aşağıdaki reaksiyon dizisine göre gerçekleşir:



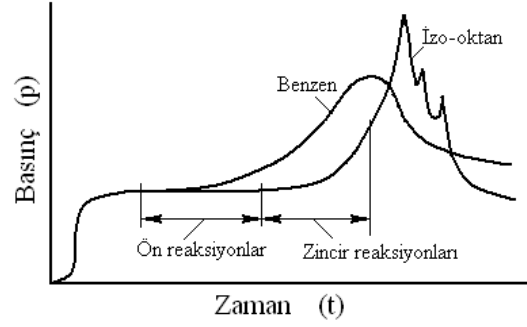
Buna karşın,



gibi reaksiyonların etkinliği fazla ise, aktif öge sayısı doğal olarak azalmakta ve zincir reaksiyon yavaşlamaktadır. Böylece vuruntulu yanma olasılığı kendiliğinden azalır. Bazı katkı maddeleri (kurşun tetraetil gibi) de aktif ögeleri azaltıcı yönde etki ederek zincir reaksiyonlarını yavaşlatır ve vuruntuyu önler.

Vuruntulu yanmanın zincir reaksiyonlar sonucu meydana geldiği bazı deneylerle de desteklenmektedir. Vuruntulu yanma sırasında, motorun yanma odalarından alınan yanma ürünlerinde alevin önündeki bölgelerde aktif ögelerin normal yanmayı göre çok artmış olduğu görülmüştür. Ayrıca deney sırasında alevin önündeki bölgeye uzun ömürlü (aktif ögelerin ömürleri esas yanma reaksiyonunun süresi yanında çok kısadır) aktif ögelerin gönderilmesi halinde vuruntunun arttığı gözlemlenmiştir.

Vuruntu olayının, çok hızlı olarak ancak tek bir sıkıştırma yapan, bir piston-silindir mekanizmasında incelenmesi ile Şekil 1.12'deki gibi bir basınç değişimi bulunmuştur. Buradan elde edilen sonuçlar zincir reaksiyon teorisini doğrular niteliktedir. Benzen gibi yakıtlarda esas reaksiyonlar göreceli olarak yüksekçe bir hızlı oluşmakta ve aktif ögelerin oluşmasına zaman

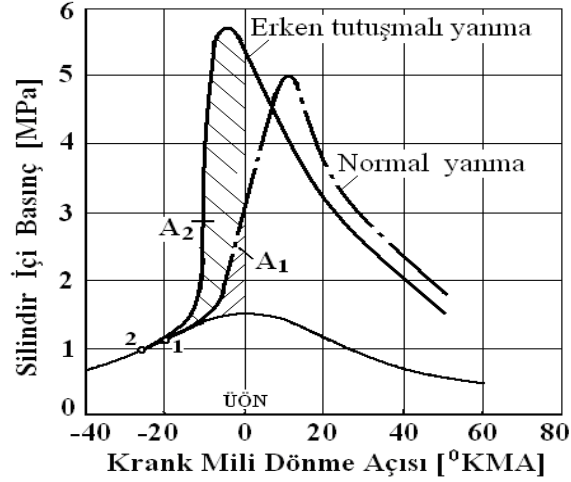


Şekil 1.12: Sıkıştırma düzeneğindeki yanmada basıncın değişimi.

kalmadan yanmaya geçilmektedir. İzo-oktanda ise yavaş gelişen bir ön reaksiyon süresi (soğuk alev) sonunda oluşan aktif ögeler vuruntuya neden olmaktadır. Gerçekten, katkı maddelerinin parafinik yakıtlara (izo-oktan gibi) ilavesi ön reaksiyonlara engel olarak vuruntuyu azaltırken, genelde ön reaksiyonsuz olarak yanan aromatik (benzen gibi) yakıtlara eklenmesinin vuruntuya etkisi hemen hemen hiç yoktur. Parafinik yakıtların oktan sayıları katkı maddeleri ile aromatiklerin düzeyine getirilebilir.

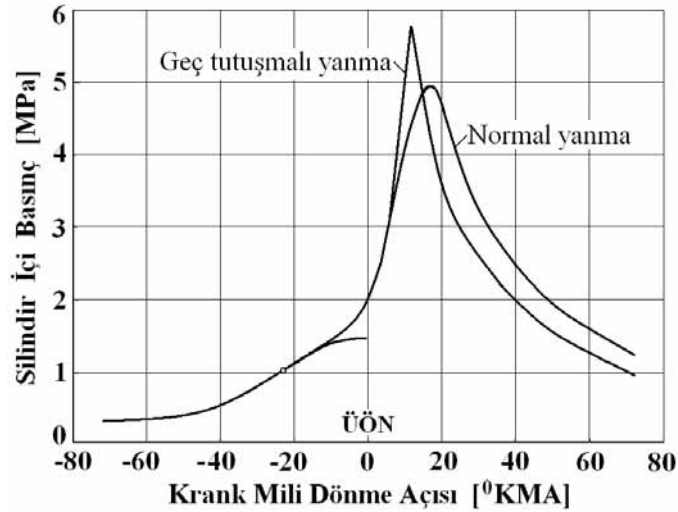
Vuruntu, silindirden kaynaklanan akustik titreşimler (vuruntu sesi), basınç, sıcaklık yükselmeleri ve yanma hızının artması şeklinde kendini belli eder. Bu nedenle bu büyüklükler ölçüldüğünde, belli sınırların aşılması durumunda vuruntunun başlamış olduğu kabul edilir. Genel olarak vuruntunun belirlenmesi için en büyük silindir basıncının ölçülmesi yoluna gidilmektedir.

Kendi Kendine Erken Tutuşma: Yanma odası çeperlerinde birikmiş olan katı artıklar sıkıştırma zamanında ısınarak (700-800°C) karışımın, bujide kıvılcımın çakmasından önce (2 noktasında) tutuşmasına neden olurlar (Şekil 1.13). Bu birikimlerin neden olduğu tutuşma, karışımın buji ile ateşlenmesine benzer bir yanma olayı oluşturur. Ancak bu durumda buji ile ateşlemeden farklı olarak, ateşleme zamanı kontrol edilememektedir. Eğer kendi kendine tutuşma çok erken başlarsa motor gücü düşer. Çünkü yanma olayının önemli bir kısmı sıkıştırma zamanında gerçekleşmektedir (Sıkıştırma işi negatif bir iştir ve üstelik $A_2 > A_1$ 'dir). Öte yandan, basınç ve sıcaklığın çok hızlı yükselmesi ve yüksek sıcaklıktaki gazların silindir içinde daha uzun süre kalacağından, çeperlerin ısınması fark edilir derecede artar. Aynı zamanda krank mili yataklarına ani darbeler gelir ve motorun genel gürültüsü dışında boğuk bir gürültü meydana gelir. Ancak bu gürültü motorun genel gürültüsü içinde duyulmaz.



Şekil 1.13: Erken tutuşmalı durumda p-V diyagramının aldığı şekil.

Kendi Kendine Geç Tutuşma: Büyük sıkıştırma oranlı benzin motorlarının, özellikle vuruntu önleyici maddelerin katılmış yakıtla çalışması sırasında, bujinin oluşturduğu normal alev cephesi ilerlerken yanma odasının başka bir noktasında kendi kendine ikinci bir yanma odağı oluşabilir.



Şekil 1.14: Geç tutuşmalı durumda p-V diyagramının aldığı şekil.

Bu tür geç tutuşmanın kaynağı, yanma odası çeperlerinden koparak yanmamış karışım içerisinde asılmış kurum zerresi olabilir. Her iki yanma cephesinin paralel etkisi nedeniyle ana fazın sonunda yanma hızı çok keskin yükselir. İndikatör diyagramının yanmanın tamamlanmasına tekabül eden kısmı sivri uç şeklinde oluşur. Maksimum basınç, özellikle de basınç artış hızı $dp/d\phi = 1 \text{ MPa}/^\circ \text{KMA}$ gibi çok yüksek değerlere ulaşabilir (Şekil 1.14). Normal yanmada ise $dp/d\alpha = 0,2 \text{ MPa}/^\circ \text{KMA}$ olabilir.

Bu tür yanma olayı vuruntulu yanmadan farklı olup, yanma odasında vuruntuyu karakterize eden basınç titreşimleri meydana gelmez.

Ateşleme Kesildikten Sonra Kendi Kendine Tutuşma: Modern otomobil motorları durdurulduktan (ateşleme kesildikten) sonra düzensiz bir şekilde, bir süre için boşa çalışmaya devam etmektedir. Bu olay bazen yanlışlıkla kendi kendine tutuşma gibi açıklanır. Gerçekte ise yüksek sıkıştırma oranlı, normal ısınmış ve gaz kelebeği kapanmış (boşa çalışmaya tekabül eden konum) motorda iş karışımının sıkıştırma sonu ulaştığı sıcaklık, yakıt-hava karışımını küçük devir sayısında ($n = 300...400 \text{ dev/dak}$) kendi kendine tutuşmasına neden olur.

Bu olayın engellenmesinin en radikal yolu, ateşlemenin ve rölanti donatımından yakıt gelmesinin aynı zamanda kesilmesinden oluşmaktadır.

Vuruntuya Etkiyen Etkenler: Vuruntulu yanmada, vuruntunun başlama sınırları kritik sıkıştırma oranı ve kritik ortalama efektif basınç ile tanımlanmaktadır.

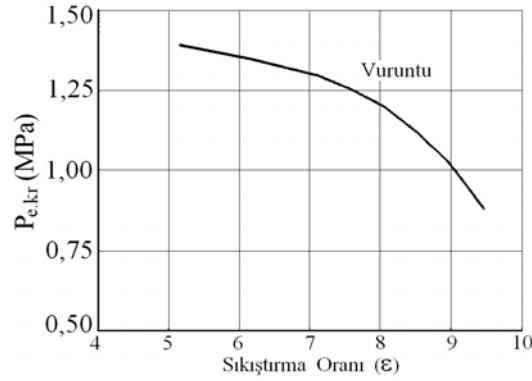
Kritik sıkıştırma oranı (ϵ_k), diğer koşullar aynı kalmak üzere sıkıştırma oranı arttırıldığında, motorda vuruntulu yanmanın başladığı sıkıştırma oranı değeridir. Bu oran, çalışması sırasında sıkıştırma oranı sürekli olarak değiştirilebilen deney motorunda (CFR veya BASF motorları) çeşitli faktörlerin vuruntuya etkisinin ölçüsü olarak kullanılmaktadır. Kritik sıkıştırma oranı motorun yapısı ile ilgili bir büyüklüktür.

Kritik ortalama efektif basınç ($P_{e,kr}$) ise vuruntunun başladığı ortalama efektif basınçtır. Benzin motorunun çalışması sırasında güç ayarı gaz kelebeği ile yapılmakta, gaz kelebeği açıldıkça güç ve ortalama efektif basınç artmakta, buna paralel olarak sıcaklık seviyeleri yükselmekte ve vuruntu meyli artmaktadır. Vuruntunun başladığı ortalama efektif basınç o çalışma koşullarındaki (dönme sayısı, hava fazlalık katsayısı vb.) vuruntu sınırını vermektedir. Kritik ortalama efektif basınç motorun işletme koşulları ile ilgili bir büyüklüktür.

Benzin motorlarında vuruntuyu etkileyen etkenler motorun yapısına, işletme koşullarına ve yakıtın cinsine göre sınıflandırılır:

1.9 Yapısal Etkenler:

Sıkıştırma oranı, ϵ : Sıkıştırma oranı, vuruntulu yanmayı doğuran en önemli etkidir. Motorun verimini artırmak için sıkıştırma oranını artırmak gerekir. Ancak, motorun sıkıştırma oranı arttıkça yanma hızı artmakta ise de, artan sıcaklıklar nedeniyle yakıtın cinsine bağlı olarak, belli bir değerden sonra vuruntulu yanma başlamakta ve gittikçe şiddetini artırmaktadır. Farklı yakıt cinslerine göre, çeşitli sıkıştırma oranlarında, vuruntulu yanmayı veren kritik ortalama efektif basıncın ($P_{e,kr}$) değişimi Şekil 1.15'de gösterilmiştir. Sıkıştırma oranı arttıkça vuruntunun oluşmaması için ya daha yüksek oktan sayılı yakıt kullanmak veya ortalama efektif basıncı azaltmak, yani motorun gücünü kısıtlamak gerekecektir.



Şekil 1.15: Sıkıştırma oranına bağlı olarak kritik ortalama basıncın değişimi.

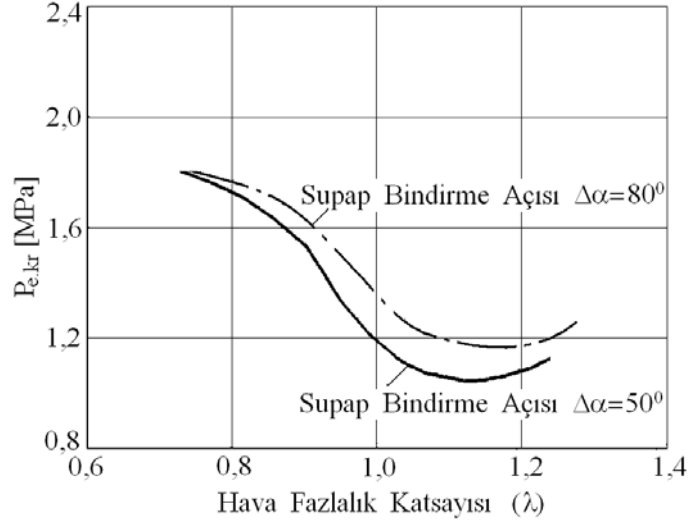
Yanma odası hacminin büyüklüğü: Yanma odasının büyüklüğü de vuruntuya etkir. Yanma odası küçüldükçe, çeper yüzey alanının hacme oranı artar, dolayısıyla soğutma daha iyi olur ve vuruntu meyli azalır. Rikardo tarafından yapılan deneylerde, strok/çap oranı yaklaşık olarak aynı olan silindirlerin çapları değiştirilmek suretiyle, vuruntunun başladığı sıkıştırma oranı saptanmıştır. Buna göre,

D [mm]	70	89	140	214
ϵ	7.9	7.3	6.2	5.4

değerleri bulunmuştur. Görüldüğü gibi silindir çapı büyüdükçe vuruntu meyli artmaktadır. Bu nedenle benzin motorlarında 150 mm'den daha büyük çaplar kullanılmaz.

Supapların beraberce açık kalma süreleri (supap bindirmesi): Egzoz sonu ile emme başlangıcı esnasında, emme ve egzoz supaplarının aynı anda açık kalma süreleri vuruntuyu etkiler. Emme ve egzoz supaplarının beraberce açık olduğu sürede emme supabından giren karışım egzoz gazlarını süpürür. Ayrıca çeperleri, egzoz supabını ve daha önce girmiş karışımın bir kısmını

soğutur. Bunun sonucunda vuruntulu yanma olasılığı azalır. Dolayısıyla supapların beraberce açık kalma süreleri uzadıkça vuruntu meyli azalır. Bu durum Şekil 1.16'da görülmektedir. Supap bindirme süresi uzadıkça, bütün koşullar aynı kaldığı halde kritik ortalama efektif basınç büyümektedir.

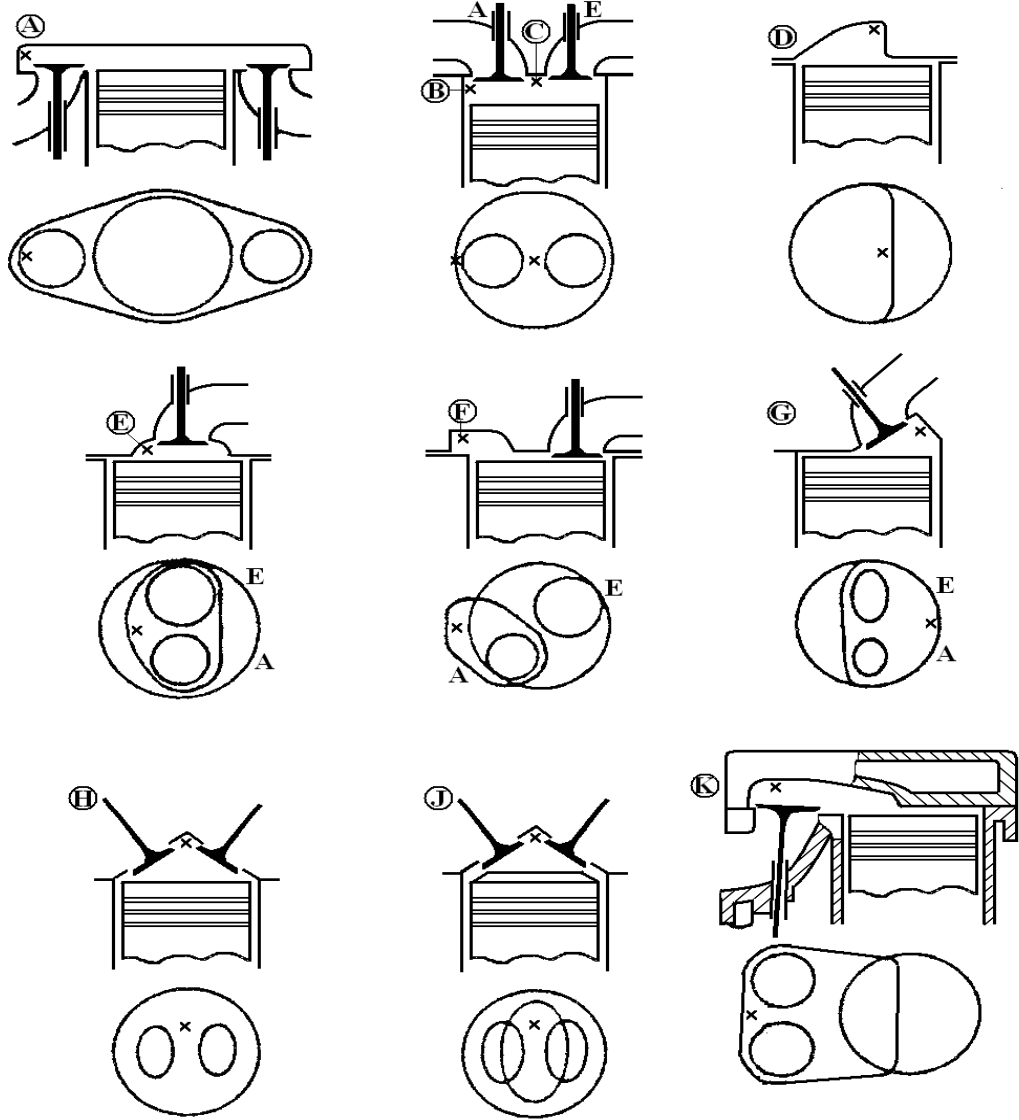


Şekil 1.16: Supap bindirmesinin vuruntu sınırına etkisi.

Yanma odası çeperlerinin sıcaklığı: Yanma odası çeperlerinin bujiden uzak olan kısımları bağıl olarak soğuk tutulabilirse vuruntu meyli azalır. Vuruntu sınırına yakın çalışan motorların piston ve silindir kafası yüzeyi temiz ise vuruntusuz bir çalışma sağlandığı halde bu yüzeylerin isle kaplanması durumunda gazlardan çeperlere olan ısı geçişi azalacağından ortamın sıcaklığı artar, dolayısıyla vuruntu başlayabilir. Silindir kafası hafif metalden yapılmış motorlarda vuruntu meyli kır dökümden yapılmış olanlara göre daha azdır. Çünkü ısı geçişi katsayısı alüminyumda kır dökümden 2,5 defa daha büyük olup, ısı yayılımı daha hızlı ve çeper sıcaklığı daha düşüktür. Ayrıca hava soğutmalı motorlarda yerel olarak çeper sıcaklıkları ve karışım sıcaklığı aynı boyuttaki su soğutmalı motorlardan daha yüksek ve vuruntu meyli daha fazladır. Vuruntuyu önlemek için hava soğutmalı motorda sıkıştırma oranı küçültülür.

Yanma odasının şekli: Yanma odasının şekli vuruntulu yanmayı önemli derecede etkilemektedir. Vuruntu genel olarak yanma odasının bujiden uzak ve sıcak olan bölgelerinde başlamaktadır. Çünkü bujiden yayılan alev cephesi bu bölgelere ulaşmaya kadar geçen sürede, vuruntuyu doğuran ön reaksiyonlar gelişebilmektedir. Bu bakımdan, alev yolunun kısa olduğu, yüksek yanma hızlarının sağlandığı ve bujiden uzak bölgelerin soğuk tutulduğu yanma odaları

vuruntu açısından en uygun yanma odası şeklini oluşturmaktadır. Yanma odası şekilleri Şekil 1.17’de görülmektedir.



Şekil 1.17: Yanma odalarının şekilleri.

Burada A tipi yanma odası, vuruntulu yanma olasılığı en fazla olandır. Artık bu tip yanma odaları yapılmamaktadır. Burada buji yanma odasının bir ucuna yerleştirilmiştir. Bu yapıda alev cephesinin yanma odasını bir baştan diğerine kat etmesi için uzun bir süre geçecektir. Dolayısıyla bujiden en uzak bölgedeki yakıt-hava karışımı alev gelmeden kendi kendine tutuşabilecek şekilde hazırlanacak ve vuruntulu yanma oluşacaktır.

B tipi yanma odasında ise buji egzoz supabının yanına yerleştirilmiştir. Alev yolu kısa olduğundan A tipi yanma odasından daha iyi bir tasarımıdır.

C tipi yanma odasında ise buji yanma odasının ortasında ve egzoz supabına yakın yerlerde olup, bu B tipinden daha iyidir.

D tipi yanma odasında piston ÜÖN'ya geldiğinde silindir kafası ile piston arasında dar bir hacim oluşmaktadır. Bu bölge bujiden uzak olmasına rağmen yüzey/hacim oranı büyük olduğu için iyi soğumakta ve vuruntu kaynağı oluşturmamaktadır. Buna karşın bu kısımda sıkışan gazlar ana odaya akarak türbülansı ve dolayısıyla yanma hızını artırmaktadır. E, F ve G tipi yanma odalarında da vuruntu aynı etkiyi yaratmaktadır.

H tipi yanma odasında ise yanma odası küresel (çatı) şekilde olup, buji üst ve merkeze yakın bir yerde bulunur. Bu şekilde alev yolu çok kısaltılmış olduğundan vuruntu meyli azalır. I tipi yanma odası da E ve H tipi yanma odalarının özelliklerini taşımaktadır.

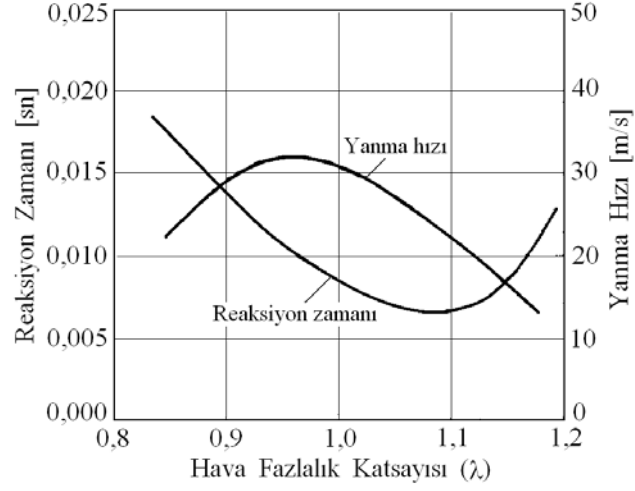
K tipi yanma odası, D tipi yanma odasına benzemekle birlikte daha basittir. Burada silindir kafası sadece bir kapak görevi görür. Diğer bütün elemanlar (supap, kam mili ve kumanda sistemi) gövde üzerinde bulunur. Bu yanma odası [2] tarafından geliştirilmiştir ve vuruntu meyli açısından oldukça iyidir.

1.10 Çalışma Koşulları ve İşletme Etkenleri:

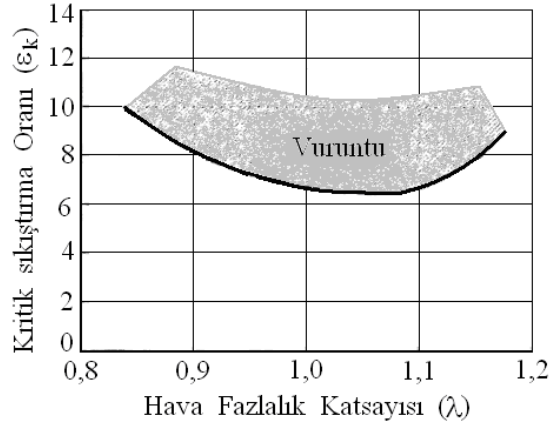
Bu etkenler motorun çalışması sırasında ya bazı dış etkilere bağlı olarak kendiliğinden değişirler (çalışma koşulları) ya da kullanıcı tarafından ayarlanarak değiştirilebilirler (işletme etkenleri):

Hava Fazlalık Katsayısı, λ : Vuruntuyu hazırlayan reaksiyonlar, $\lambda = 1,05$ için en büyük hıza sahiptir. Şekil 1.18'den görüldüğü gibi ön reaksiyon süresi t_r , $\lambda = 1,05$ için minimum iken, zengin ve fakir karışımlarda bu süre uzamaktadır. Aynı şekil üzerinde HFK'na bağlı olarak yanma hızının değişimi de görülmektedir. $\lambda = 1,05$ 'de ön reaksiyonlar çok hızlı, buna karşın yanma hızı düşük olduğu için bu noktada vuruntunun ortaya çıkması olasılığı fazladır. Çünkü vuruntu meylini, yanma hızı ve ön reaksiyonların hızı birlikte belirlemektedir. Sonuçta HFK ile ε_k arasında Şekil 1.19'daki gibi bir ilişki ortaya çıkmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi karışım zenginleştikçe vuruntu meyli azalmaktadır.

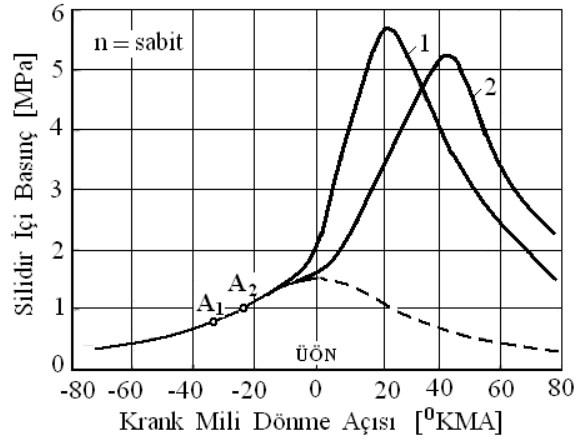
Ateşleme Avansı, α_{AA} : Ateşleme avansı vuruntuya etkili en önemli çalışma parametresidir. Şekil 1.20'de görüldüğü gibi ateşleme avansının artması ile maksimum basınçlar ÜÖN'ya doğru kaymaktadır ve bu basıncın ve sıcaklığın değeri de yükselmektedir. Bu sırada yanma hızı ve basınç yükselme hızı da artarak ön reaksiyonlar için kalan süre kısaltılmakta ise de artan sıcaklıklar daha hâkim bir rol oynarlar ve vuruntu doğuracak ön reaksiyonlar hızlanmaktadır. Sonuçta α_{AA} arttıkça vuruntu meyli artmaktadır (Şekil 1.21).



Şekil 1.18: Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak reaksiyon zamanının ve yanma hızının değişimi.

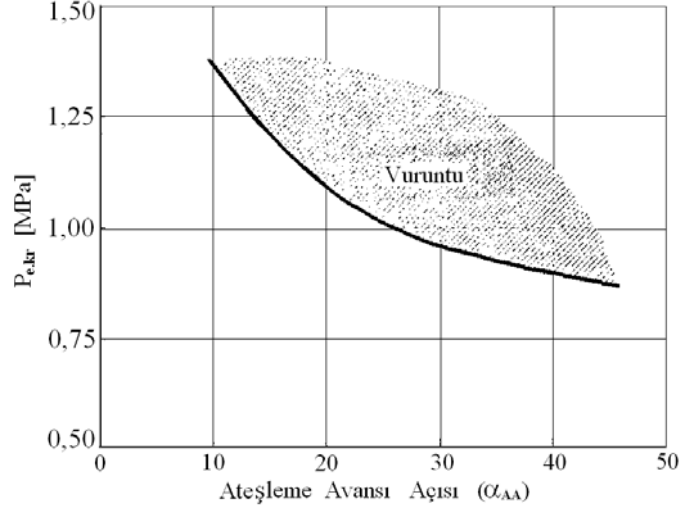


Şekil 1.19: Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak vuruntu sınırının değişimi.



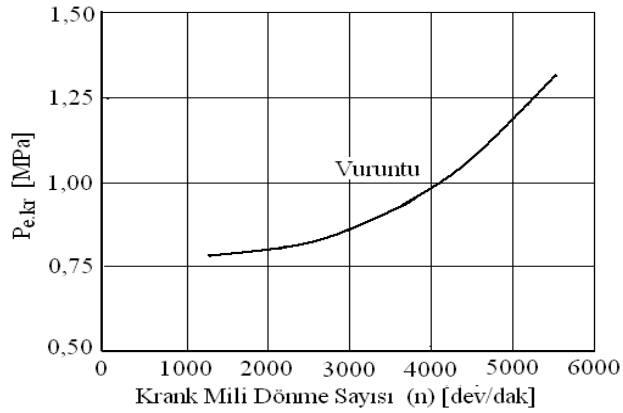
Şekil 1.20: Ateşleme avansına bağlı olarak p-α diyagramının değişimi.

Ateşleme avansı çalışma sırasında kolaylıkla değiştirilebilecek bir büyüklük olduğu için vuruntuyu kontrol için kullanılabilir. Yüksek güç bölgesinde karışımın zenginleştirilmesinin yanı sıra ateşleme avansı da azaltılarak vuruntu bölgesinden uzaklaşmaktadır.



Şekil 1.21: Ateşleme avansına bağlı olarak vuruntu sınırının değişimi.

Dönme Sayısı, n: Dönme sayısı, sıkıştırma sonu sıcaklığı, basıncı ve sıkıştırma süresi ile hava hızları gibi temel büyüklükleri etkilemesi nedeniyle vuruntu meylini de etkilemektedir. Dönme sayısı arttıkça bir yandan oda içindeki hava hızları ve dolayısı ile yanma hızı artmakta, diğer taraftan genelde volümetrik verimdeki azalma nedeniyle emme basıncı p_a azalmaktadır. Bu etkilerin yanı sıra artan dönme sayısı ile ön reaksiyonlar için ayrılan süre de azalmaktadır. Yanma hızının artması, emme basıncının azalması ve ön reaksiyonlar için ayrılan sürenin azalması nedeniyle dönme sayısı arttıkça vuruntu meyli belirgin bir şekilde azalmaktadır (Şekil 1.22).



Şekil 1.22: Dönme sayısına bağlı olarak vuruntu sınırının değişimi.

Emme Basıncı ve Sıcaklığı, P_a ve T_a : Yanma odasına emilen karışımın basıncı ve sıcaklığı azaldıkça, sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıkları da azalacağından vuruntulu yanma olasılığı azalır. Artan güç gereksinimi nedeniyle veya ortam basıncının artması sonucu (deniz seviyesine yaklaştıkça) emme basıncı artarsa vuruntu meyli de artmaktadır.

Ayrıca, aşırı doldurmalı motorlarda giriş basıncı atmosfer basıncından büyük olduğundan vuruntulu yanma daha düşük sıkıştırma oranlarında başlar.

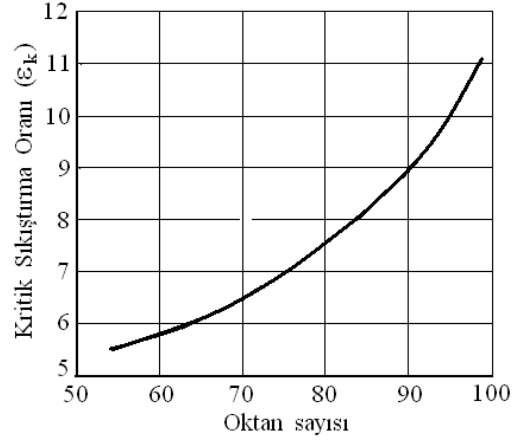
Yanma Odasındaki Oksijen Konsantrasyonu: Stokiyometrik karışım oranlarında çalışırken genel olarak oksijen konsantrasyonu düştükçe vuruntu meyli azalmaktadır. Yanma odasındaki oksijen konsantrasyonu, dolayısıyla vuruntu meyli emme havası nemi, egzoz karşı basıncı, egzoz gazı resirkülasyonu değişmektedir. Motorun diğer çalışma koşulları aynı kalmak şartıyla, havanın nemi arttığı dayanma odasındaki oksijen konsantrasyonu ve yanma odası sıcaklığı düşeceğinden vuruntu meyli azalır

Egzoz karşı basıncı (veya p_r/p_e oranı) arttıkça silindirde kalan egzoz gazı miktarı artmaktadır. Bu bir yandan silindir sıcaklıklarını yükselterek vuruntu meylini artırırken, diğer taraftan oksijen konsantrasyonunu azaltarak vuruntu meylini düşürmektedir. Sonuç olarak egzoz karşı basıncının vuruntuya belirgin etkisi görülmemektedir.

Soğumuş egzoz gazlarının bir kısmının emme havası ile birlikte tekrar silindire gönderilmesi (egzoz gazı resirkülasyonu, EGR) sonucunda ise oksijen konsantrasyonu düşmekte ve ön reaksiyonlar yavaşlayarak vuruntu meyli azalmaktadır.

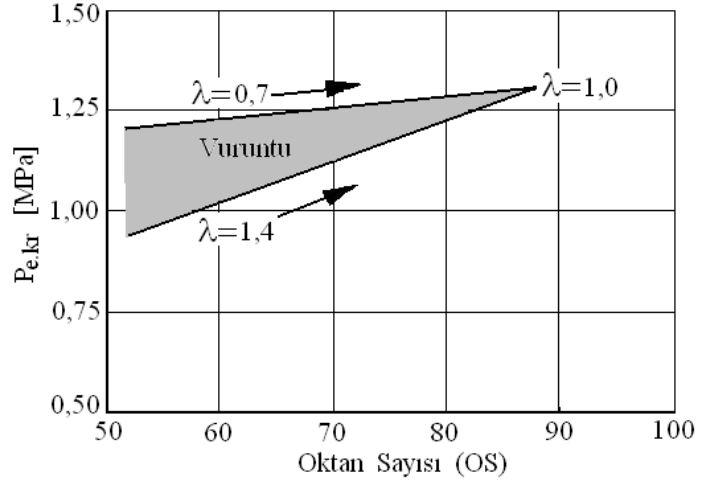
Soğutma Suyu Sıcaklığı: Soğutma sistemi ortalama sıcaklığının artmasıyla yanmamış karışım bölgelerinde çeperlere ısı geçişi azalacağından, karışım sıcaklığı ve vuruntu odağı oluşturabilecek noktaların sıcaklıkları artar, dolayısıyla da vuruntu meyli artar.

Yakıt Özellikleri ile İlgili Etkenler: Vuruntulu yanma olayı üzerine ön önemli etkiyi yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri yapmaktadır. Yakıtlar birçok değişik fiziksel ve kimyasal özellikteki hidrokarbonların birleşiminden oluştuğu için, bazılarının vuruntulu yanmaya meyilleri fazla, bazılarının ise azdır. Çatalı zincir şeklinde olan yakıtlar vuruntuya dirençlidirler. Sıkıştırma oranına bağlı olarak, yakıtın oktan sayısının vuruntu meyline etkisi Şekil 1.23'de verilmiştir. Burada görüldüğü gibi oktan sayısı arttıkça vuruntu olmadan çalışılabilecek sıkıştırma oranını artırmak mümkündür.



Şekil 1.23: Oktan sayısına bağlı olarak vuruntu sınırının değişimi.

Oktan sayısı arttıkça, ayrıca vuruntusuz çalışılabilecek HFK aralığı da genişlemektedir. Vuruntu sınırının farklı oktan sayılarında, HFK'na göre değişimi Şekil 1.24'de verilmiştir. Görüldüğü gibi oktan sayısı azaldıkça vuruntu doğurabilecek HFK aralığı büyümektedir.



Şekil 1.24: Oktan sayısına ve λ 'ya bağlı olarak vuruntu sınırının değişimi.

1.11 Normal Yanma Olayının Termodinamiği:

1.11.1 Var Olan Yanma Olayı Analitik İfadelerinin Analizi: Motor iş çevrimi modellenmesinde 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 denklemleri oluşturmaktadır. Gazların anlık durumunu ifade etmek için aşağıdaki diferansiyel bağıntı yazılabilir [10]:

$$\frac{dq}{d\vartheta} = \frac{\vartheta}{k-1} \left(\frac{dP}{d\vartheta} + k \frac{P}{\vartheta} \right) \quad (1.10)$$

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

(1.10) 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.

(1.10) bağıntısının motorlardaki yanma olayına uygulanabilir şekilde entegre edilmesi, ısı ayrılma kanununa 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 [11]:

$$\frac{dq}{d\varphi} = q_{\text{çık}} \frac{dx}{d\varphi} - \left(\frac{dq_w}{d\varphi} + \frac{dq_{\text{dis}}}{d\varphi} \right) \quad (1.11)$$

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 kütle 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 kütle 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 [12]:

$$x = \left(2 - \frac{t}{t_z}\right) \left(\frac{t}{t_z}\right) \quad (1.12)$$

$$x = \left(3 - 2 \cdot \frac{t}{t_z}\right) \left(\frac{t}{t_z}\right)^2 \quad (1.13)$$

B.M. Gonçar da yanma gidişatını

$$x = 1 - \left(1 + \frac{t}{t_m}\right) e^{-t/t_m} \quad (1.14)$$

ampirik bağıntısıyla vermiştir [13]. Bu denklemlerde t -ani zaman dilimi; t_z -yanma süresi; t_m - yanma hızının maksimuma ulaştığı zamandır.

Prof. İ.İ. Vibe (1.12) ve (1.14) denklemlerinin eleştirili analizini yaparak şunları tespit etmiştir [11]:

a) Bu tahmini yanma kanunları dizellerdeki yanma hızı değişimini yalnız özel haller için tatmin edici ifade edebilir;

b) Bunlar şu önemli eksikliği içermektedir; $\tau = t_m / t_z$ olan soyut zamanın dar bir aralıkta (1.14 denklemin için $\tau_m = 0,1-0,5$ ve 1.3 denklemin için $\tau_m = 0$) mecburi sınırlanması, τ_m

değerinin sabit alınmasını gerektirir. 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 [14]:

$$-\frac{dC_T}{dt} = KC_T C_{O_2} \quad (1.15)$$

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 $dx/d\phi$ 'ye bağlı ifade edilir ve bu değerler (1.15) denkleminde yerine konursa,

$$\frac{dx}{dt} = 0,21M_0B \frac{K(\sigma - x)(\alpha - x)}{V} \quad (1.16)$$

bulunur.

Burada M_0 -teorik hava ihtiyacı;

B - çevrim başına silindire püskürtülen yakıt miktarı;

σ - t süresinde püskürtülmüş yakıt oranı;

α - hava fazlalık katsayısı;

V - silindir hacminin ani değeridir.

K. Neuman (1.16) denklemini K, V ve σ 'nin yaklaşık sabit olduğu kabul edilebilir küçük Δt zaman diliminde entegre ederek şu formülü elde etmiştir:

$$x = \left[\sigma \frac{\alpha - x_H}{\sigma - x_H} - \alpha e^{-\Phi \Delta t} \right] \left[\frac{\alpha - x_H}{\sigma - x_H} - e^{-\Phi \Delta t} \right]^{-1} \quad (1.17)$$

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 (1.16) denkleminde tayin edilir. Sonra $K = ae^{b\phi}$ eşitliğinden a

ve b ampirik sabitleri belirtilir. Bundan sonra x değeri (1.17) 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 girişim olduğu kabul edilmelidir" [11].

Dizelerde yanmanın kinetik hesabı düşüncesini I.V. İnozemsev geliştirerek bunu yüksek hızlı dizelerde yanma olayı araştırmaları için kullanmıştır [15].

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 [16, 17].

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 [15], A.İ. Tolstov [18] ve diğerlerinin bilimsel çalışmalarında bulmuştur.

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

$$\frac{dx}{dt} = k(1-x)^v x^v \quad (1.18)$$

V.K. Koşkin ise N.S. Akulov denkleminin şu şekilde kullanılmasını önermiştir [19]:

$$\frac{t}{\tau} = -\frac{\ln(1-x)}{x + ax^2 + bx^3} \quad (1.19)$$

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

Ancak bu teori N.N. Semyonov [20] ve L.N. Hitrin [21] 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 [14].

Şilov'un otokataliz denklemini esas alan V.K. Koşkin dizelerde yanma olayını ifade etmek için aşağıdaki bağıntıyı önermiştir [15]:

$$\frac{dx}{d\tau} = (1-x)xe^{B/T} \quad (1.20)$$

Böyle bir kanuna uygunluk N.N. Semyonov denklemindeki kimyasal reaksiyon hızı sabitinin sıcaklığa bağlı bağıntısının tam tersidir [17]:

$$\frac{dx}{d\tau} = k(1-x)xe^{-E/RT} \quad (1.21)$$

Dizelerde yanma dinamiği karakteri, N.V. İnozemssev ve V.K. Koşkin verilerinden hareketle (1.11) denklemi yardımıyla ifade edilebilir. (1.20) ve (1.21) ifadelerinde sıcaklığın zıt etkili olduğunu göz önüne alan İ.İ. Vibe, (1.21) ifadesinin dizelerde yanma dinamiği tarifi için kullanılamaz olduğu sonucuna gelmiştir [11].

Bazı araştırmacılar [21, 15, 22, 23, 24] mecburi ateşlemeli motorlarda yanma hızı hesabı için alev cephesi hızı kullanmaktadır. Bu araştırmacıların önerdiği tüm hesap metodlarının temelinde V.A. Michelson tarafından ispatlanmış [25] M. Gui postulatı yer almıştır. Buna göre,

$$\frac{V}{F} = \text{sabit} \quad (1.22)$$

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 [26], üstelik de motorlarda, sona ermediğini göstermiştir. İ.V. İnozemssev ve V.K. Koşkin [15], A.S. Sokolik [24], L.N. Hittin'e [24] 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 [15], G. Damkeler [27] ve K.İ. Şelkin [28] hipotezini kabul ederek ısı ayrılma hızı hesabı için şu formülü önermişler:

$$\frac{dQ}{dt} = u_{m_T} FH_{cm} \quad (1.23)$$

Burada F ve u_{m_T} -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,

$$u_{m_T} = \gamma u_{0_T} \quad (1.24)$$

şeklinde yazılır. Burada γ - yanmamış karışımın özgül kütlelerinin ani değeri; u_{0r} - türbülanslı akışta alev cephesi gelişiminin normal hızıdır.

Bu çalışma müellifleri yanma kanunu için aşağıdaki formülü önerirler:

$$x = \frac{Q}{B_{cm} H_{cm}} = \frac{1}{B_{cm}} \int_0^t u_{mr} F dt \quad (1.25)$$

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

Görüldüğü gibi entegralin çözümü için u_{mr} ve F 'nin zamanla değişim kanununa uygunluğunun bilinmesi gerekir. Fakat bugüne kadar bu kanuna uygunluklar bulunmaktadır 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 [29]'da mecburi ateşlemeli bir motorun ana yanma fazı için aşağıdaki yanma kanunu denklemini önerilmektedir:

$$x = 0,5 \left[1 - \cos \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z} \pi \right) \right] \quad (1.26)$$

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

Bu bağıntı Milaar, Uchar 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 [24]'de yakıt yanmasında açığa çıkan ısıyı belirtmek için aşağıdaki ısı ayrılma kanununa uygunluğu önerilir:

$$q = 1 - \left[1 - \left(\frac{\theta + \alpha}{\tau} \right)^\beta \right]^n \quad (1.27)$$

Burada $q = Q/Q_m$ - izafi ısı ayrılma 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.

Yakıt yanmasında açığa çıkan ısı hesabı için en elverişli analitik ifade İ.İ. Vibe tarafından verilmiştir [11]. İ.İ. Vibe yanma hızı denklemini şu şekilde ifade etmiştir:

$$\frac{dx}{dt} = nq(1-x) \quad (1.28)$$

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

(1.19) bağıntısının çözümünde $q = f(t)$ 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:

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (1.29)$$

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 araştırmacılar (G. Woschni [30], V. Yante [31], K. Pattas [32] ve diğeri) arasında şöyle bir düşünce oluşmuştur. Gerek dizel ve mecburi ateşlemeli motorlarda gerekse gaz akımında yanma olayının zamanla gerçek gelişimi diğeri bilinen bağıntılardan farklı olarak İ.İ. Vibe denklemiyle daha hassas ifade edilebilir. Asıl bu nedenle anılan formül verilmiş motor çevrimi modellemesinin temeli olarak alınmıştır.

1.11.2 Yanma Hızının İ.İ. Vibe'ye Ait Yarı Ampirik Denklemleri: İlk önce bazı tanımları ele alalım. Sıkı bir deyimle, kimyasal reaksiyonların gerçek sonuna ulaşamaz. Çünkü yakıtın büyük bir kısmının yanmasından sonra reaksiyon hızı sürekli olarak azalır veya sonlu zaman diliminde sifira eşitlenmez. Yakıtın tam olarak yanması yalnız $t = \infty$ iken olur, yani reaksiyonun tam olarak sona ermesi için gereken zaman teorik olarak sonsuza eşittir. Bu nedenle şartlı yanma süresi tanımı kullanılmaktadır. Bu tanıma göre yanmış yakıt kütleli 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 kütleli oranı denir ve bu oranın yanma olayı boyunca zamana göre değişim kanunu, yani $x = F(t)$ fonksiyonel bağıntısı yanma olayının karakteristik denklemi olarak kabul edilmektedir. Rus bilim adamı İ. İ. Vibe bu denklemi şöyle ifade etmiştir.

$$x = 1 - \exp[-6,908(t/t_z)^{m+1}] \quad (1.30)$$

Burada m ; yanmada efektif merkezlerin görelî 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

(1.30) denkleminin zamana göre türevi alınır, yanmanın özgül hız ifadesi elde edilir.

$$w = \frac{6,908(m+1)}{t_z} (t/t_z)^m \exp[-6,908(t/t_z)^{m+1}], \quad 1/sn \quad (1.31)$$

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

$$w_o = \frac{dx}{d(t/t_z)} = 6,908(m+1)(t/t_z)^m \exp[-6,908(t/t_z)^{m+1}] \quad (1.32)$$

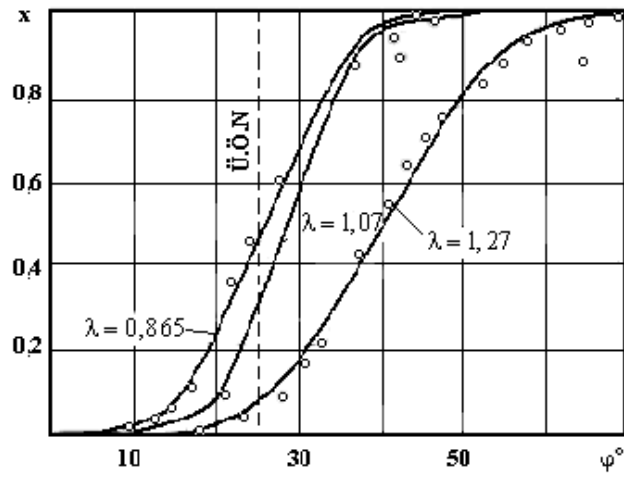
$t = \frac{\varphi}{6n}$ ve $t_z = \frac{\varphi_z}{6n}$ olduğundan (2.1), (2.2) ve (2.3) denklemleri şu şekilde de yazılabilir:

$$x = 1 - \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}] \quad (1.30a)$$

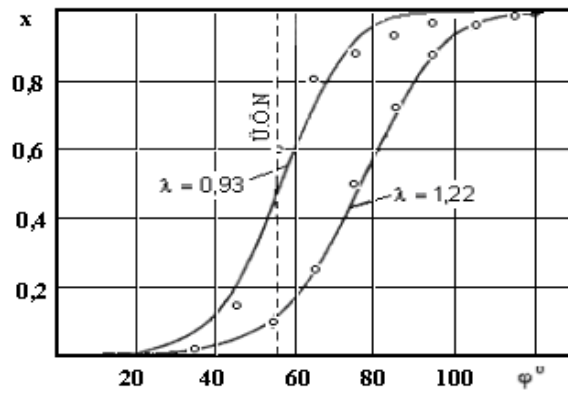
$$w = \frac{6,908(m+1)}{\varphi_z/6n} (\varphi/\varphi_z)^m \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}], \quad 1/sn \quad (1.31a)$$

$$w_o = 6,908(m+1)(\varphi/\varphi_z)^m \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}] \quad (1.32a)$$

(1.30) ve (1.30a) denklemlerinin işe yararlığı 35 adet yanma ve ısı ayrılma karakteristiklerini içeren deneysel karakteristiklere göre kontrol edilmiştir (Vibe tarafından). Bu karakteristikler birbirinden bağımsız olarak çalışan deneyiciler tarafından gazyağı, ağır dizel yakıtı, benzin, izooktan gibi çeşitli yakıtların farklı motorlarda yakılmasından elde edilmiştir. Yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri, yük karakteristiği üzere sabit devir sayısında benzinle çalışan mecburi ateşlemeli motorun çeşitli hava fazlalık katsayısı λ için ise Şekil 1.25 ve 1.26'de kanıt olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.25: Mecburi ateşlemeli motorda izooktan yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri.



Şekil 1.26: Mecburi ateşlemeli motorda benzin yanma karakteristiğinin deneysel noktaları ve $x = F(\varphi)$ teorik eğrileri.

Görüldüğü gibi bütün hallerde (1.30) veya (1.30a) 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.

Yanma karakteri göstergesi m 'in yardımı ile yanma olayının zamana bağlı değişim karakterini belirleyen birçok karakteristik büyüklükler aşağıdaki denklemlerden bulunabilir:

-Maksimum yanma hızına tekabül eden soyut süre

$$\left(\frac{t_m}{t_z}\right) = \left[\frac{m}{6,908(m+1)}\right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (1.33)$$

-Silindire dahil edilmiş yakıtın ilk yarısının yanmasına tekabül eden soyut süre

$$\frac{t_{1/2}}{t_z} = 0,1003^{\frac{1}{m+1}} \quad (1.34)$$

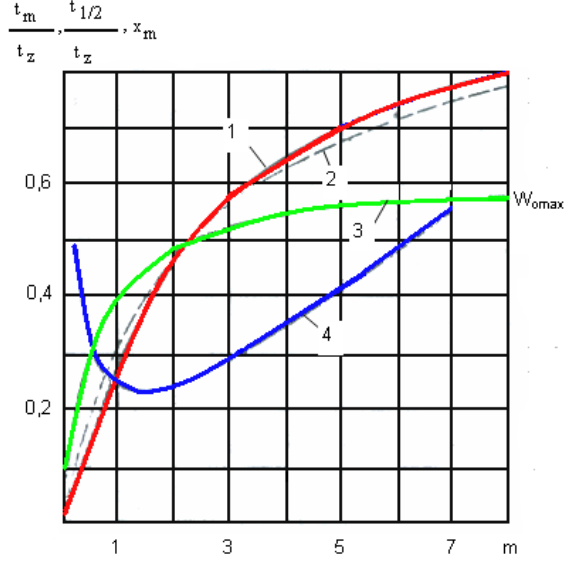
-Yanma hızının maksimum anına dek yanmış yakıtın kütle oranı

$$x_m = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{t_m}{t_z}\right)^{m+1}} \quad (1.35)$$

-Yanmanın maksimum soyut hızı

$$W_{0\max} = 6,908(m+1) \left[\frac{m}{6,908(m+1)e}\right]^{\frac{m}{m+1}} \quad (1.36)$$

(1.33), (1.34), (1.35), (1.36) ifadelerinin yardımıyla hesaplanmış t_m/t_z , $t_{1/2}/t_z$, x_m ve $W_{0\max}$ 'in m 'e bağlı olarak çizilmiş değişim grafikleri Şekil 1.27'de gösterilmiştir.



Şekil 1.27: t_m/t_z , $t_{1/2}/t_z$, x_m ve W_{0max} parametrelerinin yanma karakter göstergesi m ' e bağlı değişimi, 1 eğrisi= t_m/t_z ; 2 eğrisi= $t_{1/2}/t_z$; 3 eğrisi= x_m ve 4 eğrisi= W_{0max} 'ı göstermektedir.

(1.33), (1.34), (1.35), (1.36) denklemlerinde ve bunların grafiklerinde (şekil 1.27) görüldüğü gibi yanma karakteri göstergesi m maksimum yanma hızı anına tekabül eden t_m/t_z , $t_{1/2}/t_z$, x_m ve W_{0max} değerlerini tek anlamlı olarak tayin eder ayrıca m 'in artması ile t_m/t_z , $t_{1/2}/t_z$ ve x_m sürekli artar. W_{0max} değeri ise önce azalır, $m=1,5$ olduğunda minimuma ulaşır ve m 'in bir sonraki artışlarında yükselmeye başlar.

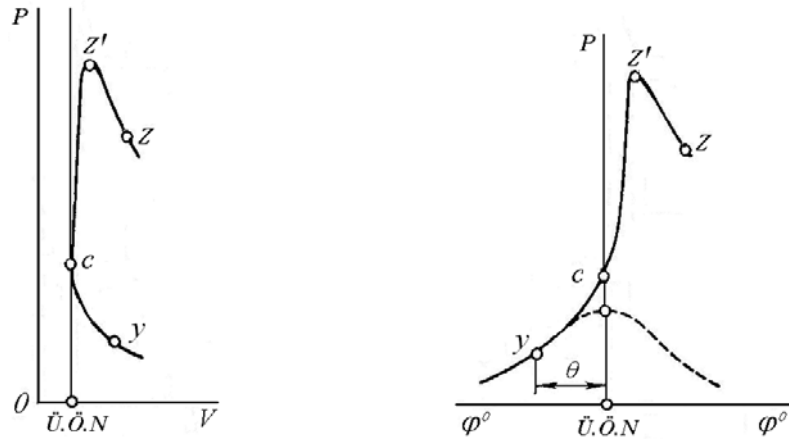
BÖLÜM II

İŞ ÇEVİRİMİNİN YANMA HIZI VE ATEŞLEME 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, ateşleme avansı açısı 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 düşer.

Yanma olayı sırasında meydana gelen iş gazları ile silindir çeperleri arasında ısı alış verişi 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 belirlendiği gösterilmiştir. Bu nedenle yanma hattı hesabında öncelikle termodinamik

ve kimyasal kinetik kanuna uygunluklarının göz önüne alınması gerekmektedir. Isı alışverişi ve disosiasyonun yanma hattına olan ikinci dereceli etkileri ortalama bir düzeltme katsayıları ile hesaba katılabilir.

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

2.2 Emme Olayının Hesabı:

İş karışımının emme sonu veya sıkıştırma başlangıcı hacmi, mükemmel gaz hal denkleminden çıkarılabilir;

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

Burada P_a ; İş karışımının basıncı, Pa

V_a ; İş karışımının hacmi, m^3/kg yakıt

R_u ; Evrensel gaz sabiti olup, $R_u = 8,314 J / (mol.K)$ 'dir

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

T_a ; İş karışımının sıcaklığı, K dir.

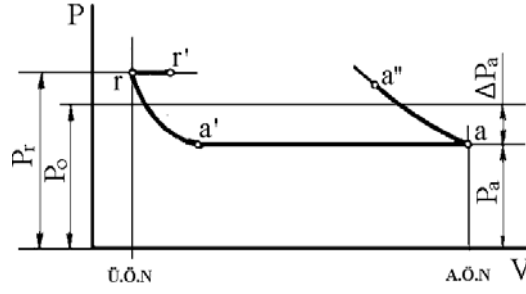
İş karışımı ve taze karışımın mol miktarları;

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

$$M_{t,k} = \lambda \cdot L_{min} + 1 / \mu_b \quad (2.3)$$

bağıntılarından bulunur. Burada γ_r artık gaz katsayısı; λ , hava fazlalık katsayısı; L_{min} , bir kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli minimum havanın mol miktarı ($kmol$ hava / kg yakıt); μ_b , benzin buharının mol kütlesi ($kg / kmol$) dir.

Emme olayı sırasında silindire giren taze yakıt-hava karışımının AÖN' deki basıncı P_a (a noktası, Şekil 2.2),



Şekil 2.2: Emme sırasında basınç değişimi.

$$P_a = P_o - \Delta P_a \quad (2.4)$$

olarak bulunabilir. Burada ΔP_a emme zamanında basınç düşüşü olup, Bernoulli denkleminde faydalanarak hesaplanabilir:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{Em}) \frac{W_{Em}^2}{2} \rho_o \cdot 10^{-6} \text{ (MPa)} \quad (2.5)$$

Burada β silindirin gözden geçirilen kesitinde karışım hızının azalma katsayısı; ξ_{Em} emme sisteminin en dar kesitine indirgenmiş kinetik enerji kaybını veren katsayı; W_{Em} emme sisteminin en dar kesitinde (genel olarak emme supabının geçit kesitinde) taze karışımın ortalama hızı; ρ_o , silindire giren taze karışımın yoğunluğudur.

Deneysel bilgilere göre, nominal yüklerde çalışan motorlar için $(\beta^2 + \xi_{Em})$ ve W_{Em} parametreleri şu aralıkta değerler alabilir;

$$(\beta^2 + \xi_{Em}) = 2,5 - 4,0 \quad \text{ve} \quad W_{Em} = 50 - 130 \text{ m/s}$$

Emme sisteminde oluşan basınç düşüşü ΔP_a , geçit kesitlerin büyütülmesi, supapların aerodinamik biçimlerinin iyileştirilmesi, emme sisteminin iç yüzeyinin işlenmesi, supap açılma ve kapanma zamanlarının uygun seçilmesi vb. gibi usuller vasıtasıyla azaltılabilir.

Taze karışımın yoğunluğu aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\rho_o = \frac{P_o}{R_h T_o} \cdot 10^6 \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (2.6)$$

Burada R_h hava için özgül gaz sabit olup şu şekilde bulunur:

$$R_h = \frac{R}{\mu_h} = \frac{8315}{28,96} = 287 \text{ J/(kg.K)} \quad (2.7)$$

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

$$\vartheta_a = \frac{V_a}{G_{t,k} + G_r} \approx \frac{V_a}{(1 + \gamma_r)G_{t,k}} \quad (2.8)$$

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

(2.1), (2.2) ve (2.3) denklemleri göz önüne alındığında, (2.8) ifadesi benzin motorları için

$$\vartheta_a = R_u \cdot \frac{(1 + \gamma_r)M_{t,k}}{(1 + \gamma_r)G_{t,k}} \cdot \frac{T_a}{P_a} = R_u \frac{M_{t,k}}{G_{t,k}} \cdot \frac{T_a}{P_a} = R_u \frac{(\lambda \cdot L_{\min} + 1 / \mu_b)}{(1 + \lambda \cdot \ell_{\min})} \cdot \frac{T_a}{P_a} \quad (2.9)$$

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:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \varphi_r \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.10)$$

Burada T_o ; Çevre ortamın sıcaklığı (K)

T_r ; Artık gaz sıcaklığı (K)

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

φ_r ; Artık gazların sabit basınçtaki özgül ısının taze karışımın özgül ısısına oranı olup, T_a sıcaklığının hesabında büyük hatalara yol açmadan $\varphi_r = 1$ kabul edilebilir.

Artık gaz katsayısı aşağıdaki bağıntıdan bulunabilir;

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{\text{tem}} P_r}{\varphi_{\text{ek}} \varepsilon P_a - \varphi_{\text{tem}} P_r} \quad (2.11)$$

Burada ε ; Sıkıştırma oranı

P_o ; Çevre ortam basıncı (Pa)

P_r ; Artık gaz basıncıdır (Pa)

Volümetrik verim

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_0} (\varphi_{ek} \epsilon P_a - \varphi_{tem} P_r) \quad (2.12)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Burada;

φ_{tem} , emme supabının erken açılması sırasında üfleme etkilerini hesaba katan temizleme katsayısı,

φ_{ek} , ek doldurmanın emme olayı parametrelerine olan etkilerini hesaba katan ek doldurma katsayısı.

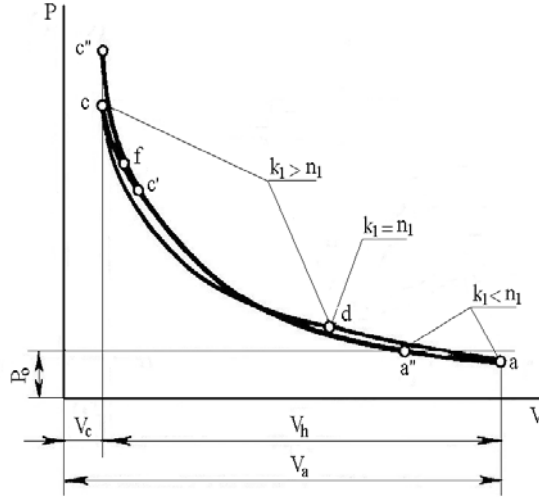
φ_{tem} katsayısının değeri genel olarak aşırı doldurma derecesine, motor hızına, supap bindirme süresine bağlıdır. Temizleme katsayısı genellikle aşırı doldurmalı dizellerin hesabında göz önüne alınır. Üfleme olmadığında $\varphi_{tem} = 1$ alınabilir.

Silindirin strok hacminin taze karışımla ek doldurulması genel olarak supapların açılma ve kapanma zamanlarının uygun seçilmesine (özellikle emme supabı kapanma gecikmesi açısının değerine), emme kanalı uzunluğuna ve krank mili devir sayısına bağlıdır. Bu parametreler elverişli seçildiği takdirde ek doldurmanın değeri nominal yükte çalışan motorlar için yüzde 12...15'e ulaşabilir, yani $\varphi_{ek} = 1,12...1,15$ olabilir. Fakat motorun devir sayısı azaldıkça ek doldurma katsayısı küçülür. Minimum devir sayısında ise ek doldurma yerine zıt yönde akış, yani karışımın silindirden emme kanalına akışı gözlenir. Bu nedenle de $\varphi_{ek} = 0,95... 0,88$ sınırlarına iner.

2.3 Sıkıştırma Olayının hesabı:

Sıkıştırma sırasında iş karışımının sıcaklığı ve basıncı yükselerek yakıtın dayanıklı tutuşmasını ve efektif yanmasını sağlar. Bu olay boyunca oluşan basınç değişimi Şekil 2.3'de gösterilmiştir. Gerçek motordaki sıkıştırma karmaşık bir olay olup, pratik olarak termodinamik oranlara itaat etmemektedir. Çünkü sıkıştırma sırasında basınç ve sıcaklık değişimlerini aşağıdaki faktörler etkilemektedir:

- İş karışımının özgül ısısının sıcaklığa bağlı olarak değişmesi;
- Silindir ile piston segmanları arasındaki boşluklardan gaz sızmaları;
- Emme supabının kapanma gecikmesi süresince (aa" eğrisi boyunca) ek doldurma;
- Çeperlerle iş karışımı arasındaki ısı iletiminin yönü ve şiddeti;
- Yakıtın buharlaşması (yalnızca benzin motorlarında);
- Yanma olayının başlangıcı (c' noktasının konumu).



Şekil 2.3: Sıkıştırma olayında basınç değişimi.

Sıkıştırma başlangıcında (ad bölgesinde) çeperlerin sıcaklığı iş karışımı sıcaklığından fazla olduğu için ısı çeperden iş karışımına geçer. Bu nedenle de politropik sıkıştırma eğrisi adyabatik sıkıştırma eğrisine göre daha diktir ve politropik üs adyabatik üstten büyük olur ($n_1 > k_1$). Sıkıştırmanın artmasıyla iş karışımının sıcaklığı da artar ve çeper sıcaklığı değerine erişir. Eğri üzerindeki d noktasında bir an için sıkıştırma olayı adyabatiktir ($n_1 = k_1$). Daha sonra sıkıştırma devam ettikçe iş karışımının sıcaklığı ortalama çeper sıcaklığının üstüne çıkar (d noktasından sonraki bölgede). Böylece iş karışımından çepere ısı iletimi başlar. Bu durumda $n_1 < k_1$ olur. Sonuç olarak gerçek çevrimin politropik sıkıştırma eğrisi sonunda ulaşılan sıcaklık ve basınç değerleri adyabatik sıkıştırmaya göre daha düşük olacaktır. Bu açıklamalardan görüldüğü gibi sıkıştırma olayının politropik üssü sıkıştırma eğrisi boyunca her an değişmektedir. Ancak hesap kolaylığı bakımından politropik üssün sıkıştırma süresince sabit kaldığı kabul edilebilir. Bu zaman sabit politropik üslü sıkıştırma işi değişken politropik üslü sıkıştırma işine eşit olmalıdır.

n_1 değeri krank mili devir sayısına, sıkıştırma oranına, silindir boyutlarına, silindir ve piston malzemesine, ısı iletimine vb. faktörlere bağlı olarak deneysel bilgilere göre tespit edilir.

Sıkıştırma olayının yeterince hızlı (nominal yükte 0,005–0,015sn) ve çeperlerle iş karışımı arasındaki ısı alışverişinin çok küçük olduğu göz önünde tutulursa, ortalama politropik üs n_1 ortalama adyabatik üs k_1 'e göre değerlendirilebilir.

Ortalama adyabatik üssün değeri ise k_1 'i T_a , T_c , ε ve $(\mu C_v)_{t_0}^{t_c}$ ile bağlayan aşağıdaki denklemlerin yardımıyla hesaplanabilir:

$$k_1 = 1 + (\lg T_c - \lg T_a) / \lg \varepsilon \quad (2.13)$$

$$k_1 = 1 + 8,315 / (\mu C_v)_{t_0}^{t_c} \quad (2.14)$$

$$(\mu C_v)_{t_c}^t = \frac{1}{t_c - t_a} \left[(\mu C_v)_{t_c}^t t_c - (\mu C_v)_{t_a}^t t_a \right] \quad (2.15)$$

Bu ifadeler kullanılarak, deneme yanılma yöntemi ile k_1 ' değeri bulunur.

İş karışımının (taze karışım + artık gazlar) ortalama özgül ısısı,

$$(\mu C_v)_{t_0}^t = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[(\mu C'_v)_{t_0}^t + \gamma_r (\mu C''_v)_{t_0}^t \right] \quad (2.16)$$

denkleminde bulunur.

Taze karışımın sıkıştırma sonu ortalama özgül ısısı $(\mu C'_v)_{t_0}^t$ havanın ortalama özgül ısısına eşit kabul edilerek Tablo 2.1'de verilmiş denklemden yararlanarak hesaplanır.

Tablo 2.1: Çeşitli gazların sabit hacimdeki ortalama özgül ısılarının sıcaklığa bağımlılığı.

Gazların adları	Gazların ortalama özgül ısıları için ampirik denklemler, kJ/(kmol °C)
	$0 \leq t \leq 1500^\circ\text{C}$
Hava	$\mu C'_v = 20,600 + 0,002638 t$
Oksijen, O ₂	$\mu C''_{vO_2} = 20,930 + 0,004641 t - 0,840 \cdot 10^{-6} t^2$
Azot, N ₂	$\mu C''_{vN_2} = 20,398 + 0,002500 t$
Hidrojen, H ₂	$\mu C''_{vH_2} = 20,684 + 0,000206t + 0,588 \cdot 10^{-6} t^2$
Karbonmonoksit, CO	$\mu C''_{vCO} = 20,597 + 0,002670t$
Karbondioksit, CO ₂	$\mu C''_{vCO_2} = 27,941 + 0,019 t - 5,487 \cdot 10^{-6} t^2$
Su buharı, H ₂ O	$\mu C''_{vH_2O} = 24,953 + 0,005359 t$

Artık gazların sıkıştırma sonu ortalama özgül ısısı $(\mu C''_v)_{t_0}^t$ benzin yanma ürünleri için Tablo 2.1'de $0 \leq t \leq 1500^\circ\text{C}$ sıcaklık aralığı için verilmiş denklemlerden hesaplanabilir.

Yakıtın yanması sonucu CO₂, CO, H₂O, H₂, O₂ ve N₂ gibi bileşenler meydana geldiği için yanma ürünlerinin kJ/(kmol °C) cinsinden ortalama özgül ısısı,

$$(\mu C''_v)_{t_0}^t = r_{CO_2} (\mu C''_{vCO_2})_{t_0}^t + r_{CO} (\mu C''_{vCO})_{t_0}^t + r_{H_2O} (\mu C''_{vH_2O})_{t_0}^t +$$

$$r_{H_2} (\mu C''_{vH_2})_{t_0}^{t_x} + r_{O_2} (\mu C''_{vO_2})_{t_0}^{t_x} + r_{N_2} (\mu C''_{vN_2})_{t_0}^{t_x} \quad (2.17)$$

olur. Burada r_i , i bileşeninin mol oranıdır.

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 n_1 'in sıkıştırma süresince sabit kaldığı kabul edilir. Bu varsayıma göre sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı;

$$P_c = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta} \right)^{n_1} \cdot P_a \quad (2.18)$$

$$T_c = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta} \right)^{n_1-1} \cdot T_a \quad (2.19)$$

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

$$P_y = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta_y} \right)^{n_1} \cdot P_a \quad (2.20)$$

$$T_y = \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta_y} \right)^{n_1-1} \cdot T_a \quad (2.21)$$

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.

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

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \sigma \right) \text{ ve} \quad (2.22)$$

$$\vartheta = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \left(1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \sigma \right) \quad (2.23a)$$

Burada α ; Krank milinin Ü.Ö.N'dan hesaplanan dönme açısı,

λ_b ; Krank kolu dönme dairesi yarıçapının biyel kolu uzunluğuna oranı ile bilinen birimsiz sabit,

σ ; Köşeli parantez içi fonksiyonun kısaltılmış işaretidir.

İş karışımının tutuşma anındaki (y noktası, Şekil 2.1) özgül hacmi aşağıdaki gibi belirtilebilir:

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

$$\vartheta_y = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma_y \right\} \quad (2.23)$$

Burada θ ; ateşleme avansı açısıdır.

2.4 Benzin-Hava Karışımı Yanma Ürünlerinin Özgül Isıları 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 kuant mekaniği ile istatistik termodinamiğin kullanılması sonucu hazırlanmış olan özgül ısıların hassas hesap yöntemleri yardımcı olmuştur [11].

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 'tan yanma ürünlerinin özgül ısıları oranı $k_{y.ü}$ 'ye kadar değişmektedir. $k_h - k_{y.ü}$ farkının yanmış yakıtın kütleli oranına orantılı olarak değiştiği kabul edilirse, iş karışımını istenen aralık durumu için k 'nın formülü genel olarak şu şekilde yazılabilir:

$$k = k_h - (k_h - k_{y.ü}) x \quad (2.24)$$

Benzin yanma ürünlerinin sabit hacimde gerçek özgül ısılarının (μ_{cv}) hava fazlalık katsayısının altı değeri ve çeşitli sıcaklıklarda hesaplanmış olan değerleri Tablo 2.2'de özetlenmiştir [Vibe].

Bu tablo değerlerine göre $k = 1 + 1,9858/\mu_{cv}$ formülü ile hesaplanan k değerleri ise Tablo 2.3'de aktarılmıştır.

Tablo 2.2: Benzin yanma ürünleri için μ_{cv} 'nin [kcal/(mol.der)] hava fazlalık katsayısına bağlı olarak hesaplanmış değerleri.

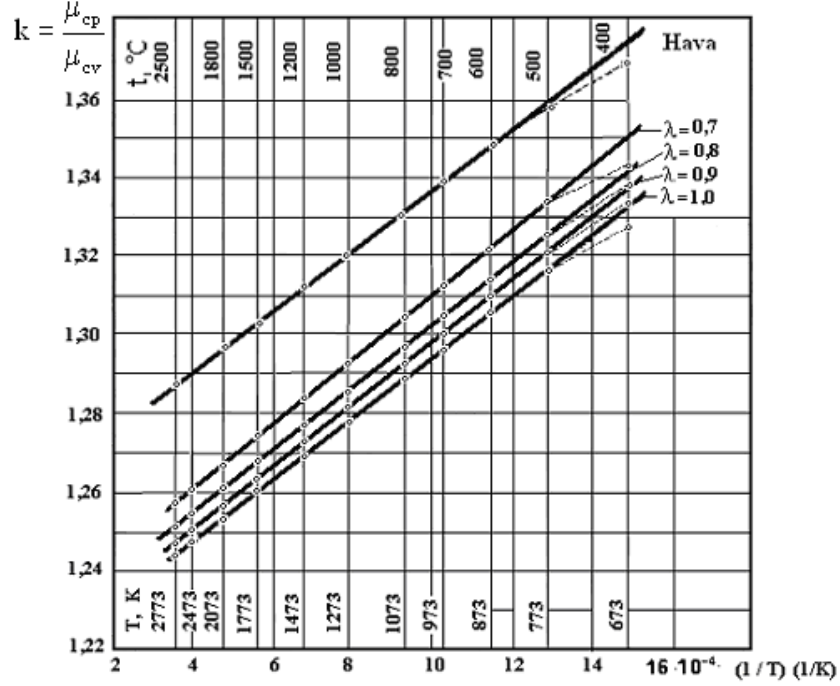
T, K	λ					
	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
273	5,179	5,226	5,265	5,297	5,270	5,245
373	5,286	5,356	5,416	5,466	5,427	5,393
473	5,421	5,511	5,586	5,651	5,604	5,565
573	5,587	5,692	5,781	5,857	5,804	5,760
673	5,773	5,891	5,990	6,075	6,017	5,969
773	5,964	6,092	6,199	6,291	6,229	6,178
873	6,150	6,286	6,400	6,498	6,432	6,377
973	6,324	6,497	6,587	6,690	6,622	6,561
1073	6,485	6,633	6,758	6,864	6,790	6,728
1173	6,631	6,783	6,912	7,021	6,945	6,878
1273	6,762	6,918	7,050	7,162	7,080	7,012
1373	6,880	6,039	7,172	7,286	7,202	7,131
1473	6,985	7,146	7,282	7,397	7,310	7,326
1573	7,080	7,242	7,379	7,496	7,406	7,330
1673	7,163	7,328	7,466	7,583	7,491	7,413
1773	7,239	7,404	7,543	7,662	7,597	7,488
1873	7,306	7,472	7,612	7,731	7,635	7,554
1973	7,368	7,535	7,675	7,794	7,696	7,613
2073	7,423	7,590	7,731	7,850	7,751	7,668
2173	7,474	7,641	7,781	7,902	7,802	7,717
2273	7,519	7,686	7,826	7,947	7,846	7,761
2373	7,560	7,727	7,868	7,988	7,887	7,801
2473	7,599	7,766	7,906	8,026	7,924	7,838
2573	7,633	7,800	7,940	8,060	7,957	7,871
2673	7,665	7,831	7,971	8,086	7,988	7,901
2773	7,694	7,860	7,999	8,188	8,015	7,929

Tablo 2.3: Benzin yanma ürünleri için k 'nın sıcaklığa ve hava fazlalık katsayısına bağlı olarak hesaplanmış değeri.

T, K	λ					
	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
273	1,3835	1,3800	1,3772	1,3749	1,3768	1,3786
373	1,3757	1,3707	1,3667	1,3633	1,3659	1,3682
473	1,3663	1,3604	1,3555	1,3514	1,3543	1,3569
573	1,3554	1,3489	1,3435	1,3391	1,3421	1,3447
673	1,3440	1,3371	1,3315	1,3269	1,3300	1,3327
773	1,3330	1,3260	1,3203	1,3157	1,3188	1,3215
873	1,3229	1,3159	1,3103	1,3056	1,3087	1,3114
973	1,3140	1,3071	1,3015	1,2968	1,2999	1,3027
1073	1,3062	1,2994	1,2939	1,2893	1,2925	1,2952
1173	1,2995	1,2927	1,2873	1,2828	1,2859	1,2887
1273	1,2937	1,2870	1,2817	1,2773	1,2805	1,2832
1373	1,2886	1,2821	1,2769	1,2725	1,2757	1,2785
1473	1,2843	1,2779	1,2727	1,2684	1,2717	1,2744
1573	1,2805	1,2742	1,2691	1,2649	1,2681	1,2709
1673	1,2772	1,2710	1,2660	1,2619	1,2651	1,2679
1773	1,2743	1,2682	1,2633	1,2592	1,2624	1,2652
1873	1,2718	1,2658	1,2609	1,2569	1,2601	1,2629
1973	1,2695	1,2636	1,2589	1,2548	1,2580	1,2609
2073	1,2675	1,2616	1,2569	1,2530	1,2562	1,2590
2173	1,2657	1,2599	1,2552	1,2513	1,2545	1,2573
2273	1,2641	1,2584	1,2537	1,2499	1,2531	1,2559
2373	1,2627	1,2570	1,2524	1,2486	1,2518	1,2545
2473	1,2613	1,2557	1,2512	1,2474	1,2506	1,2533
2573	1,2602	1,2546	1,2501	1,2464	1,2496	1,2523
2673	1,2591	1,2536	1,2491	1,2456	1,2486	1,2513
2773	1,2581	1,2527	1,2483	1,2446	1,2477	1,2504

k 'nın $\lambda \leq 1$ iken hesaplanmış değerleri $1/T$ 'nin fonksiyonu olarak Şekil 2.4'da daireciklerle işaretlenmiştir. Hava için hesaplanmış k değerleri de orada işaretlenmiştir. Bu

şekilden görüldüğü gibi tüm $\lambda \leq 1$ değerleri için $k = F(1/T)$ grafikleri geniş bir sıcaklık aralığında doğrusal çizgilerle iyi bir şekilde çakışır.



Şekil 2.4: $\lambda \leq 1$ için benzin yanma ürünleri ve hava için $k = F(1/T)$ fonksiyonu grafikleri.

Fakat motor tasarımı sırasında bu tablo değerleri ile yapılacak hesaplar çok sayıda farklı hal için tekrarlanacağından, yorucu ve sıkıcı olabilir. Bu nedenle gereken benzin yanma ürünleri için $k = \varnothing_1(T, \lambda \leq 1, x)$ deneye dayalı denklemlerini elde etmenin yararları vardır. Böyle denklemler aşağıda verilmektedir.

$\lambda \leq 1$ için benzin hava karışımı yanma ürünleri için aranan deneye dayalı denklem son hali ile şu şekilde elde edilir:

$$k = 1,259 + \left[76,7 - \left(13,6 - \frac{14,2}{\lambda} \right) x \right] \frac{1}{T} - \left(0,0665 - \frac{0,0245}{\lambda} \right) x \quad (2.25)$$

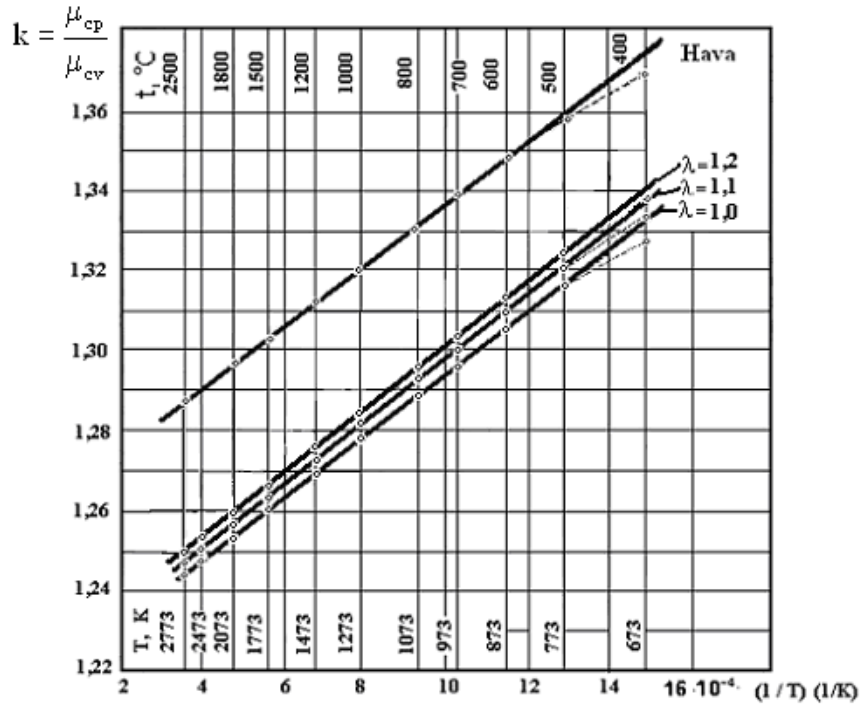
Benzin hava karışımının son yanma ürünleri için yani $x = 1$ için (1.25) denklemi

$$k = 1,1925 + \frac{0,0245}{\lambda} + \left(63,1 + \frac{14,2}{\lambda} \right) \frac{1}{T} \quad (2.26)$$

şeklini alır.

k'nın (2.26) denklemi ile hesaplanmış değerlerinin Tablo 2.2 verileri ile karşılaştırılmasına göre en büyük sapması, 750-2800 K sıcaklık aralığında %0,2'den az 650-750 K sıcaklık aralığında ise %0,6 olduğu tespit edilmiştir.

k'nın $\lambda \geq 1$ halleri için hesaplanmış değerleri (bkz Tablo 2.2) $1/T$ 'nin fonksiyonu olarak Şekil 2.5'de daireciklerle işaretlenmiştir. Hava için hesaplanmış k değerleri orada daireciklerle işaretlenmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi tüm $\alpha \geq 1$ değeri için $k = F(1/T)$ grafikleri geniş bir sıcaklık aralığında doğrusal çizgilerle iyi bir şekilde çakışır.



Şekil 2.5: $\lambda \geq 1$ iken benzin yanma ürünleri için $k = F(1/T)$ fonksiyonu grafikleri.

$\lambda \geq 1$ iken benzin hava karışımı yanma ürünleri için aranan ampirik denklem son hali ile şu şekilde ortaya çıkar:

$$k = 1,259 + (76,7 + 0,6x) \frac{1}{T} - \left(0,012 + \frac{0,03}{\lambda} \right) x \quad (2.27)$$

Benzin hava karışımının son yanma ürünleri için, yani $x = 1$ için (2.27) denklemi;

$$k = 1,247 - \frac{0,03}{\lambda} + \frac{77,3}{T} \quad (2.28)$$

şeklini alır.

k'nın (2.28) denkleminde hesaplanmış değerleri Tablo 2.2 verileri ile karşılaştırıldığında en büyük sapmanın 750-2800K aralığında %0,11'den az, 650-750K aralığında %0,4 olduğu görülmüştür.

Çıkartılmış ampirik denklemler termik makinelerde iş karışımı özgül ısıları oranı k'yı sıcaklığa, hava fazlalık katsayısına ve yanmış yakıtın kütleli oranına bağlı olarak büyük hassasiyetle hesaplamayı mümkün kılmaktadır.

2.5 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 ateşleme 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 büyüklüklerini gerçek koşullara en büyük yaklaşımla hesaplanabilir.

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

Yanma olayı katsayıları ve yanma ısı kullanımı, yanma sırasında açığa çıkan ısı miktarının reaksiyona girmiş yakıt miktarı ile doğru orantılı olduğu düşünülürse;

$$Q_x = \delta \cdot H_u \cdot g_{\text{cev}} \cdot x \quad (2.29)$$

yazılabilir.

Burada Q_x ; t süresince açığa çıkan ısı miktarı;

g_{cev} ; 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;

$$Q = Q_x - Q_{\text{kay}} \quad (2.30)$$

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 verışı, 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 verışı, 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;

$$Q_{kay} = (1 - \psi) Q_x \quad (2.31)$$

alınabilir. Bu ifade (2.30)'de yerine konulursa;

$$Q = \psi \cdot Q_x \quad (2.32)$$

olur. Burada ψ ısı kullanım katsayısıdır. (2.31) eşitliği göz önüne alındığında;

$$Q = \psi \cdot \delta \cdot H_u \cdot g_{cev} \cdot x = \xi \cdot H_u \cdot g_{cev} \cdot x \quad (2.33)$$

yazılabilir. Burada $\xi = \psi \cdot \delta$; yanmanın etkinlik katsayısıdır.

(2.33) ifadesini 1 kg. iş karışımı için yazarak yanmanın özgül ısı kullanımı denklemlerini elde edebiliriz;

$$q = \frac{Q}{g_{cev} \cdot G_{i,k}} \quad (2.34)$$

Üstelik benzin motorları için;

$$q = \frac{Q}{g_{cev} (G_{t,k} + G_r)} = \frac{Q}{g_{cev} (1 + \gamma_r)(1 + \lambda \cdot \ell_{min})} = \frac{\xi \cdot H_u \cdot x}{(1 + \gamma_r)(1 + \lambda \cdot \ell_{min})} \quad (2.34a)$$

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

$G_{i,k}$; İş 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 minimum hava miktarı

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

$$q_z = \frac{Q_z}{g_{\text{gev}} \cdot G_{i,k}} \quad (2.35)$$

Üstelik benzin motorları için:

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma_r)(1 + \lambda \cdot \ell_{\min})} \quad (2.35a)$$

olur. Burada Q_z ; kullanılan toplam ısı miktarıdır.

(2.35) ve (2.35a) denklemlerine göre;

$$q = q_z \cdot x \quad (2.36)$$

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 kütle oranıdır.

Yanma basıncı hesabının serbest değişimi için termodinamiğin 1. yasası şu şekilde yazılabilir.

$$dq = c_v dT + P d\theta \quad (2.37)$$

bizim amaç için bu denklemi;

$$q_z dx = c_v dT + P d\theta \quad (2.38)$$

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,

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

dt ve c_v 'yi yok etmek amacı ile (2.38) denklemini dönüştürelim. Bunun için termodinamiğin bilinen şu denklemleri kullanılabilir;

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP}{P} + \frac{d\vartheta}{\vartheta} &= \frac{dT}{T} \\ P \cdot \vartheta &= R \cdot T \\ c_p - c_v &= R \end{aligned} \right\} \quad (2.39)$$

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

$$\frac{dP}{d\vartheta} + \frac{k}{\vartheta} P = \frac{(k-1)q_z}{\vartheta} \cdot \frac{dx}{d\vartheta} \quad (2.40)$$

Burada $k = c_p / c_v$; adyabatik üs,

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

Eğer k =sabit kabul edilirse. (2.40) 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

$$P = \frac{(k-1)q_z}{\vartheta^k} \int \left(\vartheta^{k-1} \cdot \frac{dx}{d\vartheta} \right) d\vartheta + C \quad (2.41)$$

şeklini almaktadır.

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

$$\vartheta = f(\alpha) = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_b} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \right\} \quad (2.42)$$

Hacmin krank mili açısına bağlı değişim hızı, (2.42) 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 yazılabilir. Burada φ_z ; Krank mili dönme açısı olarak tam yanma süresidir.

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

$$\frac{dP}{d\varphi} + k \frac{f'(\alpha)}{f(\alpha)} P = \frac{(k-1)q_z}{\varphi_z \cdot f(\alpha)} \cdot \frac{dx}{d\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)} \quad (2.43)$$

Eğer k sabit kabul edilirse, (2.43) denklemi 1. Mertebeden doğrusal diferansiyel denkleme dönüşür ve bu entegre edilirse;

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

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

$$P = \frac{1}{[f(\alpha)]^k} \frac{(k-1)q_z}{\varphi_z f(\alpha)} \int_0^\varphi \left\{ [f(\alpha)]^{k-1} \cdot \frac{dx}{d(\varphi/\varphi_z)} \right\} d\varphi + C \quad (2.44)$$

Bilinmeyen entegrasyon sabiti c başlangıç şartlarından bulunur. $\alpha = 0$, $\vartheta = \vartheta_y$ ve $P = P_y$ iken yanmanın bağlı hızı;

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

olduğundan;

$$C = P_y [f(\theta)]^k$$

olur.

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

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_b} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] = 1 + \frac{\varepsilon-1}{2} \cdot \sigma \quad (2.42a)$$

(2.44) denklemini uygun yerine koymalardan sonra şu biçime dönüşür;

$$P = \frac{1}{[f(\alpha)]^k} \cdot \left\{ \frac{(k-1)\varepsilon q_z}{\vartheta_a \varphi_z} \int_0^\varphi [\varphi(\alpha)]^{k-1} \cdot w_o d\varphi + P_y [\psi(\theta)]^k \right\} \quad (2.45)$$

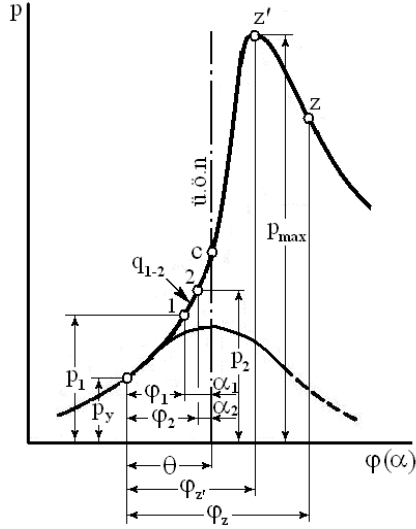
Bu denklem, yanma boyunca değişen gaz basıncının hesabı için bir hesaplama formülü görevini yapabilir.

(2.43) denklemini entegre edilirken özgül ısılar oranı k =sabit kabul edilmiştir. Gerçekte ise yanma sırasında sıcaklık yükseldikçe ve iş karışımının kimyasal terkibi değiştikçe k biraz küçülür. Bu durum bulunan basınç değerlerini etkiler.

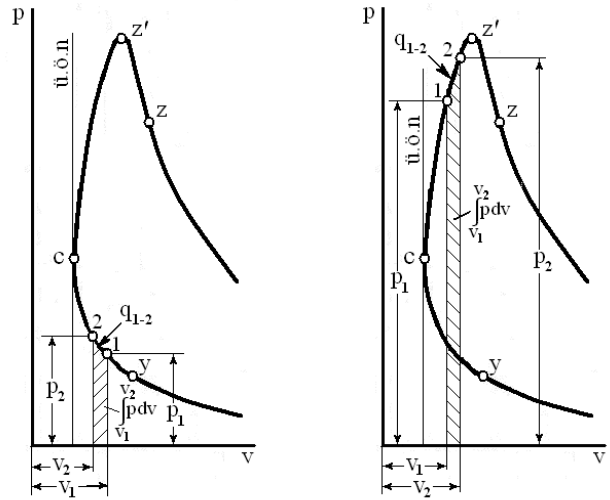
k değeri değişimlerini hesaba katmak için tüm yanma olayını tutuşma anından (y noktası) yanma sonuna kadar (z noktası) elemanter 1-2 bölgelerine ayırılım ve $k_{1-2} = \text{sabit}$, fakat bölgeden bölgeye farklı olduğunu kabul edelim. O halde (2.43) denklemi $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgesi üzere entegre edilerek;

$$P = \frac{1}{[\Psi(\alpha_2)]^{k_{1-2}}} \cdot \left\{ \frac{(k_{1-2} - 1) \varepsilon q_z}{\vartheta_a \varphi_z} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} [\Psi(\alpha)]^{k-1} \cdot W_o d\varphi + P_1 [\Psi(\alpha_1)]^{k_{1-2}} \right\} \quad (2.46)$$

elde edilir.



Şekil 2.6: Yanma olayının $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgesine ayrılması.



Şekil 2.7: Yanma olayının $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgelerine ayrılması.

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

$\lambda \leq 1$ iken

$$k_{1-2} = 1,259 + \left[76,7 - \left(13,6 - \frac{14,2}{\lambda} \right) x_{1-2} \right] \frac{1}{T_{1-2}} - \left(0,0665 - \frac{0,0245}{\lambda} \right) x_{1-2} \quad (2.47)$$

$\lambda \geq 1$ iken

$$k_{1-2} = 1,259 + (76,7 + 0,6 \cdot x_{1-2}) \frac{1}{T_{1-2}} - \left(0,012 + \frac{0,03}{\lambda} \right) x_{1-2} \quad (2.48)$$

(2.46) denklemine ve (2.47) veya (2.48) denklemlerinden birine, yine yanma sıcaklığını belirtmek için (2.63) denklemine göre tüm yanma prosesinin hesabı yüksek hassasiyetle adım adım yapılabilir.

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;

$$P V = R_u (M_{t,k} + M_r + \Delta M) T \quad (2.49)$$

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

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (2.50)$$

(2.50) 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 elemanlar kimyasal reaksiyonların bir sonucudur. Bu nedenle;

$$\Delta M = \Delta M_{\max} \cdot x = \Delta M_{\max} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (2.51)$$

alınabilir.

ΔM 'in bu değeri (2.49) denkleminde yerine konulursa;

$$T = \frac{P V}{R_u \left\{ M_{t,k} + M_r + \Delta M_{\max} \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \right\} \right\}} \quad (2.52)$$

elde edilir. (2.52) formülünün moleküler değişim katsayısı ve artık gaz katsayısı ile ifade edilmesi daha kullanışlı olurdu.

Taze karışımın kimyasal moleküler değişim katsayısı

$$\mu_o = \frac{M_{t,k} + \Delta M}{M_{t,k}} = 1 + \frac{\Delta M}{M_{t,k}} = 1 + \frac{\Delta M_{\max} \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right\}}{M_{t,k}} \quad (2.53)$$

olup yanma sırasında 1'den

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

kadar değişir. Buradan;

$$\Delta M_{\max} = (\mu_{o \max} - 1) M_{t,k} \quad (2.54)$$

bağıntısı elde edilir.

(2.54) ifadesi (2.53) denkleminde yerine konulursa;

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

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

$$0,7 \leq \lambda \leq 1 \text{ iken} \quad \mu_{o \max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21(1-\lambda)L_{\min} - \frac{1}{\mu_y}}{\lambda L_{\min} + \frac{1}{\mu_y}} \quad (2.57)$$

$$\lambda \geq 1 \text{ iken} \quad \mu_{o \max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_y}}{\lambda L_{\min} + \frac{1}{\mu_y}} \quad (2.56a)$$

Burada H ve O; 1 kg sıvı yakıtta hidrojen ve oksijenin kütleli 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;

$$\mu = \frac{M_{t,k} + M_r + \Delta M}{M_{t,k} + M_r} = \frac{1 + \gamma_r + \Delta M / M_{t,k}}{1 + \gamma_r} = 1 + \frac{\Delta M}{(1 + \gamma_r)M_{t,k}} \quad (2.57)$$

(2.51) ve (2.54) eşitlikleri (2.57) denkleminde yerine konulursa;

$$\mu = 1 + \frac{(\mu_{o,max} - 1) \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \right\}}{1 + \gamma_r}, \text{ elde edilir.} \quad (2.58)$$

(2.58) ve (2.55) formülleri karşılaştırıldığında μ_o ve μ arasındaki bağıntı kolaylıkla tespit edilebilir.

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.59)$$

özel halde, yani yanma olayı sonu için (2.59) ifadesi şu şekilde yazılabilir.

$$\mu_{max} = \frac{\mu_{o,max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.60)$$

(2.58) ve (2.60) denklemleri birlikte çözümlerse;

$$\mu = 1 + (\mu_{max} - 1) \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (2.61)$$

elde edilir.

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

(2.49) denklemi göz önüne alınır ve aşağıdaki çözümlerse;

$$T = \frac{P\vartheta}{P_y \vartheta_y} \left(\frac{M_{t,k} + M_r}{M_{t,k} + M_r + \Delta M} \right) T_y = \frac{T_y}{P_y \vartheta_y} \cdot \frac{P\vartheta}{\mu} = \frac{T_y}{P_y \psi(\alpha_y)} \cdot \frac{P\psi(\alpha)}{\mu} \quad (2.62)$$

elde edilir.

(2.62) denklemi elemanter bölge sonu için şu şekilde yazılabilir;

$$T_2 = \frac{T_y}{P_y \psi(\alpha_y)} \cdot \frac{P_2 \psi(\alpha_2)}{\mu_{1-2}} \quad (2.63)$$

Burada μ_{1-2} ; İş karışımı moleküler değişim katsayısının φ_1 ve φ_2 bölgesindeki ortalama değeridir.

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 (2.43) şu şekilde yazılabilir;

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{1}{\vartheta} \left[\frac{(k-1)q_z}{\varphi_z} w_o - k \frac{d\vartheta}{d\varphi} P \right] \quad (2.64)$$

Yanma soyut hızının $w_o = 6,908(m+1)(\varphi/\varphi_z)^m \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}]$ denklemi, özgül hacmin (2.42) ve (2.42a) denklemlerine göre $\vartheta = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \psi(\alpha)$ formülü, üstelik

$\frac{d\vartheta}{d\varphi} = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \psi'(\alpha)$ ifadesi (2.64)'de yerine konur ve basit matematiksel dönüştürmeler yapılırsa;

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{1}{\varphi(\alpha)} \left\{ \frac{6,908\varepsilon \cdot q_z \cdot (k-1) \cdot (m+1) (\varphi/\varphi_z)^m}{\varphi_z \cdot \vartheta_a \cdot \exp[-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}]} - kP\psi'(\alpha) \right\} \quad (2.65)$$

$\psi(\alpha)$ fonksiyonu denklem (2.42a)'den $\psi'(\alpha)$ fonksiyonu ise aşağıdaki gibi bulunabilir;

$$\psi'(\alpha) \approx \frac{\varepsilon - 1}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_b}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (2.66)$$

Ortalama basınç artış hızı şu bağıntı ile belirtilebilir;

$$W_b = \frac{P_{\max} - P_y}{\varphi_z} \quad (2.67)$$

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

2.6 Yanma Olayı Katsayıları ve Parametrelerin 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, δ , m ve ξ değerlerinin seçimi ile ilgili olan tavsiyeler daha kesin, daha farklılaştırıcı olacaktır.

Biraz zengin karışımla tatmin edici yanmalı karbüratörlü motorlarda deneysel verilere göre φ_z için 45–50° KMA, m için 3–4, ψ için 0,88–0,92 değerleri tavsiye edilebilir. ξ değeri ise şu bağıntıdan bulunabilir;

$$\xi = \delta \cdot \psi \quad (2.68)$$

Buradaki δ ; ısı ayrılma katsayısı olup $\lambda \leq 1$ iken şu formülden tayin edilir;

$$\delta = \frac{H_u - 119950(1 - \lambda)L_o}{H_u}, \quad \lambda > 1 \text{ ise } \delta = 1 \text{ alınır.} \quad (2.69)$$

Fakir karışımlar için φ_z değeri 60–70° KMA aralığında seçilebilir.

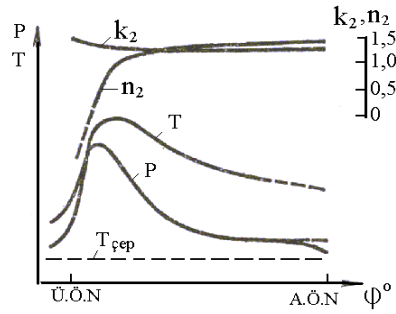
2.7 Genişleme Olayının Hesabı:

Genişleme olayı boyunca yakıtın ısı enerjisi mekanik işe dönüşmektedir. Şekil 2.8'den de görüldüğü gibi genişleme süresince basınç, sıcaklık ve politropik üs krank mili açısına bağlı olarak değişirler. Genişleme sırasında politropik üssü aşağıdaki faktörler etkilemektedir:

- Genişleme zamanı başlarında yanma yeterince hızlı devam ettiği için silindir hacminin büyümesine rağmen, oda sıcaklığı T yükselir. T sıcaklığı ile T_{cep} sıcaklığı arasındaki fark arttığından, çeperlere ısı iletimi fazla olur. Burada politropik üs n_2 0'dan 1'e kadar yükselir;

- Genişleme zamanı ortalarında oda sıcaklığının hızla düşmesinden dolayı çeperlere ısı iletimi azalır. Bu nedenle n_2 değeri artmaya devam ederek önce k_2 değerine erişir, sonra bu değer üstüne çıkarak 1,5...1,6'ya yaklaşır;

- Genişleme zamanı sonlarında genişleme eğrisi sıkıştırma eğrisi gibi devam eder.



Şekil 2.8: Genişlemede P , T , k_2 ve n_2 büyüklüklerinin değişimi.

Görüldüğü gibi n_2 değeri genişleme boyunca sürekli değişmektedir. Ancak hesap kolaylığı açısından eğri boyunca değişmeyen sabit bir üs alınabilir. Bu üssün değeri bazı faktörlere bağlı olarak deneysel bilgilere göre tespit edilir. Örneğin n_2 değeri ξ katsayısı, piston strokunun silindir çapına oranı ve motorun soğutulma şiddeti arttıkça yükselir, motor yükü ve silindir boyutları (S/D = sabit iken) büyüdükçe ise küçülür.

Deneysel bilgilere göre politropik üs n_2 adyabatik üs k_2 'den genellikle küçük olup, daha az farklıdır. Bu nedenle yeni projelendirilen motorların ilk hesaplarında politropik üs n_2 belirli ε , λ ve T_z değerlerine tekabül eden adyabatik üs k_2 'ye göre değerlendirilebilir. k_2 değerini analitik yoldan bulmak için aşağıdaki denklemler kullanılabilir:

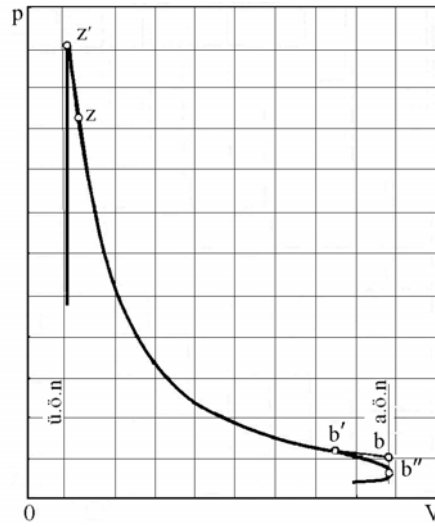
$$k_2 = 1 + (\lg T_z - \lg T_b) / \lg \varepsilon \quad (2.70)$$

$$k_2 = 1 + 8,315 / (\mu C_v)_{t_b}^{t_z} \quad (2.71)$$

$$(\mu C_v)_{t_b}^{t_z} = [(\mu C_v)_{t_0}^{t_z} t_z - (\mu C_v)_{t_0}^{t_b} t_b] / (t_z - t_b) \quad (2.72)$$

Burada T_b ve t_b , K ve $^{\circ}\text{C}$ olarak genişleme sonu sıcaklığıdır.

Genişleme sırasında gerçek ve teorik basınç değişimi eğrileri Şekil 2.9'da verilmiştir. zb'b" eğrisi silindir içi gerçek basınç değişimini, zb eğrisi ise teorik basınç değişimini şematik olarak gösterir. Gerçek motorlarda genişleme olayı,



Şekil 2.9: Benzin motorlarında genişleme olayı boyunca basınç değişimi.

silindir içi gazlarla çeperler arası ısı alışverişine, art yanma ve parçalanmış yanma ürünlerinin rejenerasyonu sonucu ayrılan ısı miktarına, piston segmanlarından sızan gaz miktarına, oda sıcaklığının düşmesiyle yanma ürünleri özgül ısılarının azalmasına, egzoz supabının erken açılması nedeniyle silindir içi gaz miktarının azalmasına vb. etkenlere bağlı olan karmaşık bir kanunla oluşur. Hesap kolaylığı için basınç değişiminin sabit politropik üslü zb eğrisi boyunca gerçekleştiği kabul edilir. Bu varsayıma göre genişleme sonu basıncı ve sıcaklığı,

$$P = \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta} \right)^{n_2} P_z \quad (2.73)$$

$$T = T \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta} \right)^{n_2-1} T_z \quad (2.74)$$

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;

$$P_b = P_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta_b} \right)^{n_2} = P_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta_a} \right)^{n_2} \quad (2.75)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta_b} \right)^{n_2-1} = T_z \left(\frac{\vartheta_z}{\vartheta_a} \right)^{n_2-1} \quad (2.76)$$

Burada ϑ_z ve ϑ_b ; sırası ile yanma ve şartlı genişleme sonuna tekabül eden özgül hacimlerdir.

2.8 İş Çevrimi İndike Parametrelerinin Hesabı:

Gazların net politropik sıkıştırma olayında yaptığı iş şu şekilde belirtilebilir;

$$\ell_{ay} = \frac{1}{n_n - 1} (P_y \vartheta_y - P_a \vartheta_a) \quad (2.77)$$

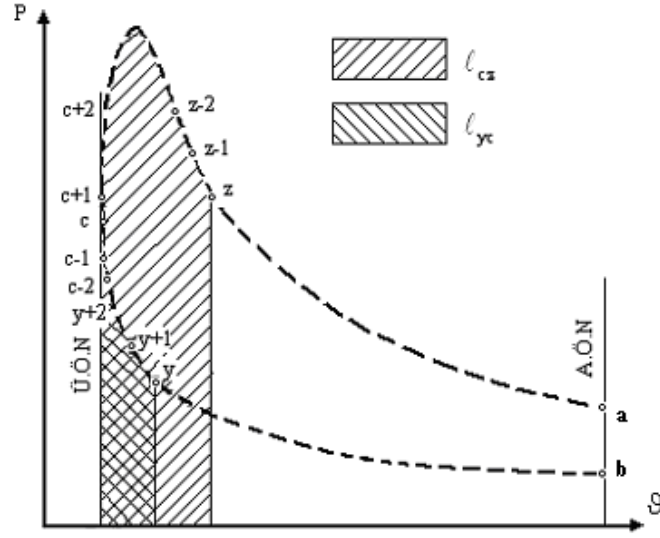
Gazların sıkıştırma yanma olayında yaptığı mutlak iş

$$\ell_{yc} = \int_{\vartheta_y}^{\vartheta_c} P d\vartheta \quad (2.78)$$

olur.

İş karışımının özgül hacimleri ve bu hacimlere denk gelen basınçlar hesaplanmış olduğundan, ℓ_{yc} işini hesaplamak için trapez yöntemi ile sayısal entegrasyon uygulanacaktır (Şekil 2.10).

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



Şekil 2.10: Gazların mutlak işinin tayin edilmesi.

Basit matematik dönüştürmeler yapılırsa;

$$l_{yc} = \frac{1}{2} \left[(P_y + P_{y+1}) \vartheta_y + \sum_{i=y}^{i=c-2} (P_{i+2} - P_i) \vartheta_{i+1} - (P_c + P_{c-1}) \vartheta_c \right] \quad (2.79)$$

elde edilir.

Özgül hacimler (2.23a) denkleminde uygun olarak değiştirilirse;

$$l_{yc} = \frac{\varepsilon - 1}{4\varepsilon} \left[(\sigma_y - \sigma_{y+1}) P_y + \sum_{i=y}^{i=c-2} (\sigma_i - \sigma_{i+2}) P_{i+1} + \sigma_{c-1} P_c \right] \quad (2.80)$$

olur.

-Gazların yanma-genişleme olayında yaptığı mutlak iş:

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

Trapez yöntemi ile sayısal entegrasyon uygulanırsa (Şekil 2.10);

$$l_{cz} = \frac{1}{2} \left[(P_c + P_{c+1})(\vartheta_c + \vartheta_{c+1}) + (P_{c+1} + P_{c+2})(\vartheta_{c+2} + \vartheta_{c+3}) + \dots + (P_{z-1} + P_z)(\vartheta_z + \vartheta_{z-1}) \right]$$

elde edilir. Basit matematiksel dönüştürmeler yapılırsa;

$$l_{cz} = \frac{1}{2} \left[-(P_c + P_{c+1})\vartheta_c + \sum_{i=c}^{i=z-2} (P_i - P_{i+2})\vartheta_i + (P_{z-1} + P_z)\vartheta_z \right] \quad (2.81)$$

olur.

Özgül hacimler (2.23a) denkleminde uygun olarak değiştirilir ve matematiksel dönüştürmeler yapılırsa;

$$l_{yc} = \frac{(\varepsilon - 1)\vartheta_a}{4\varepsilon} \left[\sigma_c + P_c + \sum_{i=c}^{i=z-2} (\sigma_{i+2} - \sigma_i)P_{i+1} + (\sigma_z - \sigma_{z-1})P_z \right] \quad (2.82)$$

elde edilir.

-Net politropik genişlemede gazların mutlak işi:

$$l_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (P_z \vartheta_z - P_b \vartheta_b) \quad (2.83)$$

denkleminde bulunabilir.

-Teorik iş çevriminin işi:

$$l_i = l_{cz} + l_{zb} - l_{ay} - l_{yc} \quad (2.84)$$

olacağı anlaşılabilir.

-İş çevriminin ortalama indike basıncı:

$$P_i = \frac{l_i}{\vartheta_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{l_i}{\vartheta_a} \quad (2.85)$$

-İş çevriminin indike verimi:

$$\eta_i = \frac{\ell_i}{H_u} = \frac{\xi \cdot \ell_i}{q_z} \quad (2.86)$$

Burada H_u ; 1 kg. iş karışımının ısı değeri olup, (2.36) ve (2.36a) denklemlerine göre

$$H_u = \frac{q_z}{\xi} \text{ 'dir.} \quad (2.87)$$

İş çevriminin indike özgül yakıt tüketimi;

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (2.88)$$

2.9 Motorun Efektif Parametrelerinin Hesabı:

Motorun efektif parametreleri mekanik kayıpların ortalama basıncı, mekanik verim, ortalama efektif basınç, efektif güç, efektif verim ve efektif özgül yakıt sarfiyatından oluşmaktadır. Şimdi bunları ayrı ayrı ele alalım.

Mekanik Kayıpların Ortalama Basıncı: Motor silindirlerinde oluşan indike güç, krank milinden alınan çıkış gücünden daima büyük olmaktadır. Çünkü, indike güç krank milinden alınmaya kadar birçok kayıplara uğrar. Bu kayıplar, motorlarda iyi bir yağlama yapılmasına rağmen, hareketli elemanlar arasında meydana gelen sürtünmelere (krank mili ve kam mili yataklarında, piston, segman ve silindir cidarlarında vb.) ve yardımcı mekanizmaların (krank-biyel ve kam-supap mekanizmaları, su, yağ ve yakıt pompaları, şarj dinamosu vb.) çalışması için harcanan enerjiden ileri gelmektedir.

Mekanik kayıpların ortalama basıncı P_m ya dinamometre ile ölçülür yada aşağıdaki ampirik formülden bulunabilir:

$$P_m = a + bV_{p,ort} \quad (2.89)$$

Burada a ve b sabitler olup, motorun tipine, silindir sayısına, piston strokunun silindir çapına oranına ve yanma odasının fiziksel şekline bağlı olarak değerlendirilir. Benzin motorlarında,

$i_s \leq 6$ ve $S/D > 1$ halinde	$a = 0,049$	$b = 0,0152$
$i_s \leq 6$ ve $S/D \leq 1$ halinde	$a = 0,034$	$b = 0,0113$
$i_s = 8$ ve $S/D < 1$ halinde	$a = 0,039$	$b = 0,0132$

Ortalama piston hızı $V_{p,ort}$ ya deneysel verilere göre kabul edilir yada

$$V_{p,ort} = \frac{Sn}{30} \quad (\text{m/s}) \quad (2.90)$$

eşitliğinden bulunur. Burada S; piston stroku (metre), n; krank mili devir sayısıdır (dev/dak).

Ortalama Efektif Basınç ve Efektif Güç: Krank milinden alınan efektif işin silindirin strok hacmine oranına ortalama efektif basınç denir ve genellikle,

$$P_e = P_i - P_m \quad (2.91)$$

ifadesinden bulunur.

Efektif güç krank milinden birim zamanda alınan efektif (faydalı) işe denir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$N_e = \frac{P_e V_h i_s n}{30\tau} \quad (2.92)$$

Mekanik Verim: Mekanik verim, ortalama efektif basınçın ortalama indike basınca oranı olarak hesaplanabilir:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{veya} \quad \eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad (2.93)$$

Efektif Verim: Efektif verim aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\eta_e = \frac{P_e \lambda \ell_{min}}{H_u \rho_k \eta_v} \quad \text{veya} \quad \eta_e = \eta_i \eta_m \quad (2.94)$$

Efektif Özgül Yakıt Sarfıyatı: Efektif özgül yakıt sarfıyatı şu bağıntıdan hesaplanabilir:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \quad [\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})] \quad (2.95)$$

2.10 Yanma Olayının İndikatör Diyagramı Üzere Araştırılması

2.10.1 Genel Düşünceler: Motor performansının geliştirilme yollarından biri de iş çevrimini oluşturan olayların düzenli olarak iyileştirilmesi yoludur. Gerçek yanma olayının teorinin önceden kestirdiği optimale ne derecede yakın olduğunu ortaya çıkarabilmek 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 teorinin 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 etkileyen mekanik ve dinamik gerilmeleri değerlendirmeyi mümkün kılar.

Gaz basıncı değerini özelliklede 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 direkt 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 varsayılsa (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.

2.10.2 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.

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{1}{\vartheta} \left[\frac{(k-1)q_z}{\varphi_z} w_o - k \frac{d\vartheta}{d\varphi} P \right] \quad (2.96)$$

$$P_2 = \frac{q_z \Delta x_{1-2} + P_1 \left(\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \vartheta_1 - \vartheta_2 \right)}{\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \vartheta_2 - \vartheta_1} \quad (2.97)$$

Bu iki denklemde φ açısı radyan olarak kullanılmaktadır.

(2.97) nolu denklemde yanmanın soyut hızı w_o yerine (1.31) nolu ifadesi, özgül hacimin ϑ ve bunun türevi $d\vartheta/d\varphi$ yerine (2.42) ve (2.42a) nolu denklemler gereğince:

$$\vartheta = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \psi(\alpha) \quad (2.98)$$

$$\frac{d\vartheta}{d\varphi} = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \psi'(\alpha) \quad (2.99)$$

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

$$\frac{dP}{d\varphi} = \frac{1}{\psi(\alpha)} \left\{ \frac{6,908 \varepsilon q'_z (k-1)(m+1)(\varphi/\varphi_z)^m}{\varphi_z \exp \left[6,908 (\varphi/\varphi_z)^{m+1} \right]} - k P \psi'(\alpha) \right\} \quad (2.100)$$

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:

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

$$\psi(\alpha) \approx 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda_b}{2} \sin^2 \alpha \right] \quad (2.101)$$

ve

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

$$\psi'(\alpha) \approx \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\sin \alpha + \frac{\lambda_b}{2} \sin 2\alpha \right] \quad (2.102)$$

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

$$\Delta x_{1-2} = x_2 - x_1 = \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (2.103)$$

k_{1-2} ise iş karışımının 1-2 bölgesinde ortalama özgül ısıları oranı olup ($k_{1-2} = c_{p1-2} / c_{v1-2}$), (2.49) veya (2.50) nolu formüle göre tayin edilir.

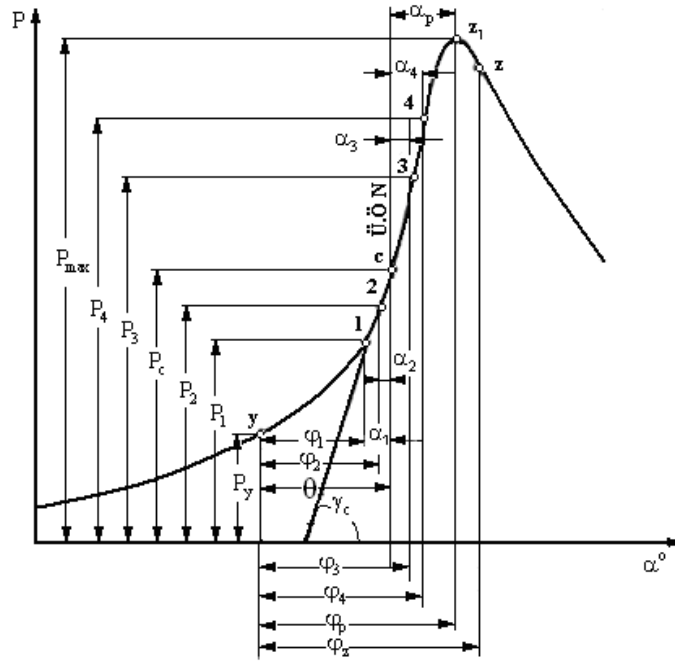
(2.97) nolu denklemdeki Δx_{1-2} yerine (2.103) nolu ifadesi ϑ_1 ve ϑ_2 yerine (2.42 ve 2.42a) nolu denklemi gereğince değerleri yerine konur ve basit matematiksel dönüştürmeler yapılırsa, yanma olayının incelenen 1-2 bölgesi için şu denklem elde edilir:

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

$$-\exp\left[-6,908(\varphi_2/\varphi_z)^{m+1}\right] + P_1 \left[\frac{k_{1-2}+1}{k_{1-2}-1} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2) \right] \quad (2.104)$$

2.10.3 Yanma Olayının Araştırılması:

(2.102) no.lu denklem yanma eğrisinin iki karakteristik noktasına, yani Ü.Ö.N.'ya ve maksimum gaz basıncına tekabül eden c ve z_1 noktalarına uygulayalım.



Şekil 2.11: Yanma olayı tahliline ait diyagram

c noktası için ($\alpha = 0^\circ$):

$$\left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_c = w_{pc} = \operatorname{tg}\gamma_c = \frac{6,908 \varepsilon q'_z (k_c - 1)(m+1)(\theta/\varphi_z)^m}{\varphi_z \exp\left[6,908(\theta/\varphi_z)^{m+1}\right]} \quad (2.105)$$

z_1 noktası için ($dP/d\varphi = 0$):

$$k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p) = \frac{6,908 \varepsilon q'_z (k_p - 1)(m+1)(\varphi_p/\varphi_z)^m}{\varphi_z \exp\left[6,908(\varphi_p/\varphi_z)^{m+1}\right]} \quad (2.106)$$

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 maksimuma 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.

(2.105) ve (2.106) nolu denklemlerin taraf tarafa bölünmesi sonucu şu eşitlik elde edilir:

$$\frac{w_{pc}(k_p - 1)(\varphi_p / \theta)^m}{k_p P_{max} \psi'(\alpha_p)(k_c - 1)} = \exp \left[6,908 \frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_z^{m+1}} \right] \quad (2.107)$$

kısaltma için:

$$\frac{w_{pc}(k_p - 1)}{k_p P_{max} \psi'(\alpha_p)(k_c - 1)} = B \quad (2.108)$$

olarak işaretlensin. O halde (2.107) 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:

$$\varphi_z^{m+1} = \frac{6,908(\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1})}{\ln \left[B(\varphi_p / \theta)^m \right]} \quad (2.109)$$

veya

$$\varphi_z = \left\{ \frac{3(\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1})}{\log \left[B(\varphi_p / \theta)^m \right]} \right\}^{\frac{1}{m+1}}, \text{ rad.} \quad (2.110)$$

olur.

Mutlak yanma sürecinin hesap formülü şu şekilde yazılabilir:

$$t_z = \frac{30}{\pi n} \varphi_z = 9,55 \frac{\varphi_z}{n}, \text{ sn.} \quad (2.111)$$

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

(2.108) ve (2.110) 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 (2.26) ve (2.28) 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 2.11) (2.104) nolu denklemi yanma olayının 1-2 aralığı için şu şekilde yazalım:

$$P_2 [K_{1-2} \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)] - P_1 [K_{1-2} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)] = \quad (2.112)$$

$$\varepsilon q'_z \left\{ \exp \left[-6,908 \left\{ \frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right\}^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left\{ \frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right\}^{m+1} \right] \right\}$$

Burada kısaca olması için;

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \quad (2.113)$$

olarak kabul edilmiştir.

(2.112) ve (2.106) nolu denklemleri taraf tarafa bölerek basit dönüştürmeler yapıldıktan sonra;

$$\frac{6,908(k_p - 1) \{ P_2 [K_{1-2} \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)] - P_1 [K_{1-2} \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)] \}}{2k_p P_{\max} \psi'(\alpha_p)} = \quad (2.114)$$

$$\frac{\varphi_z^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1)} \left\{ \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_1^{m+1}) \right] - \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_2^{m+1}) \right] \right\}$$

elde edilir.

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

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

$$\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1) \log \left[B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m \right]} \left\{ \left[B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m \right]^{\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta_1^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} - \left[B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m \right]^{\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta_2^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} \right\} \quad (2.115)$$

elde ederiz.

Eğer seçilmiş 2 noktası Ü.Ö.N ile çakışıyorsa (2.115) nolu denklem aşağıdaki biçime dönüşür:

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

$$\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1) \log \left[B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m \right]} \left\{ \left[B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m \right]^{\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta_1^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} - B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m \right\} \quad (2.116)$$

Eğer seçilmiş 1 noktası Ü.Ö.N ile çakışırsa, (2.115) nolu denklem şu şekilde yazılır:

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

$$\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}{\varphi_p^m (m+1) \log \left[B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m \right]} \left\{ B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m - \left[B\left(\frac{\varphi_p}{\theta}\right)^m \right]^{\frac{\varphi_p^{m+1} - \theta_2^{m+1}}{\varphi_p^{m+1} - \theta^{m+1}}} \right\} \quad (2.117)$$

(2.115), (2.116) veya (2.117) nolu denklemin sol tarafı hesaplandıktan sonra deneme yanılma yöntemi ile m değeri bulunabilir.

Bir önceki işlemlerin benzeri olarak (2.105) nolu denklem yanma olayının 3-4 aralığı için yazılır ve (2.106) nolu denkleme bölünür, yine karmaşık olmayan dönüştürmeler yapılırsa;

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

$$\varphi_z^{m+1} \left\{ \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_3^{m+1}) \right] - \exp \left[\frac{6,908}{\varphi_z^{m+1}} (\varphi_p^{m+1} - \varphi_4^{m+1}) \right] \right\} \quad (2.118)$$

elde edilir.

Bu eşitlik kullanılarak, deneme yanılma yöntemi ile φ_z ' değeri bulunur. $dP/d\varphi = f(\varphi)$ diyagramının bulunmaması durumunda, B'nin (2.108) 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, (2.114) nolu denklemde yerine konur ve deneme yanılma 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 (2.117) ve (2.114) nolu denklemlerden bulunan m değerleri arasında, yine (2.110) ve (2.118) 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 (2.106) nolu denklem şu şekilde yazılır;

$$q'_z = \frac{k_p P_{\max} \varphi_z \psi'(\alpha_p) \exp \left[\frac{6,908 (\varphi_p / \varphi_z)^{m+1}}{\varphi_z^{m+1}} \right]}{6,908 \varepsilon (k_p - 1) (m+1) (\varphi_p / \varphi_z)^m} \quad (2.119)$$

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 biliniyorsa, q'_z değeri bulunduktan sonra (2.35a) formülü yardımı ile yanmanın etkinlik katsayısı ξ hesaplanabilir. Bu sırada ϑ_a değeri (2.9) ifadesine göre belirtilir.

2.10 Yanma Olayının İndikatör Diyagramı Üzere Araştırılmasının Bir Örneği:

Yanma olayının tahlili için silindir çapı $D=78$ mm, piston stroku $S=78$ mm, sıkıştırma oranı $\varepsilon = 8,5$ ve $\lambda_b = 0,285$ olan bir benzinli motorun indikatör diyagramı kullanılmıştır.

İndikatör diyagramından elde edilmiş değerler şunlardır:

$$P_{\max} = 5,37 \text{ MPa}; P_4 = 5,3170 \text{ MPa}; P_3 = 4,5882 \text{ MPa}; P_2 = 2,3236 \text{ MPa}; P_1 = 1,6903 \text{ MPa},$$

$$\theta = 30^\circ = 0,5235 \text{ rad}; \alpha_p = 12^\circ = 0,2904 \text{ rad}; \alpha_1 = -10^\circ = -0,1745 \text{ rad}; \alpha_2 = -5^\circ = -0,0872 \text{ rad}$$

$$\alpha_3 = 5^\circ = 0,0872 \text{ rad}; \alpha_4 = 10^\circ = 0,1745 \text{ rad}; \varphi_p = 42^\circ = 0,7330 \text{ rad}; \varphi_1 = 20^\circ = 0,3490 \text{ rad}$$

$$\varphi_2 = 25^\circ = 0,4363 \text{ rad}; \varphi_3 = 35^\circ = 0,6108 \text{ rad}; \varphi_4 = 40^\circ = 0,6981 \text{ rad}; w_{pc} = 13,534 \text{ MPa}$$

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 (2.101) ve (2.102) nolu formüllere göre $\psi(\alpha_1)$, $\psi(\alpha_2)$ ve $\psi'(\alpha_p)$ fonksiyonlarını bulalım.

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

$$\psi(\alpha_1) = 1 + \frac{8,5-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,285} \right) - \left(\cos -10^\circ + \frac{1}{0,285} \sqrt{1 - (0,285 \cdot \sin -10^\circ)^2} \right) \right] = 1,0075$$

$$\psi(\alpha_2) = 1 + \frac{8,5-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,285} \right) - \left(\cos -5^\circ + \frac{1}{0,285} \sqrt{1 - (0,285 \cdot \sin -5^\circ)^2} \right) \right] = 1,026$$

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

$$\psi'(\alpha_p) \approx \frac{8,5 - 1}{2} \left(\sin 12^\circ + \frac{0,285}{2} \cdot \sin 24^\circ \right) = 0,997$$

Uygun değerleri yerine koyarak (2.115) denkleminin sol tarafının sayısal değerini hesaplayalım:

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

$$\frac{2,303(1,31 - 1) \{ 2,3236 [7,667 \cdot 1,026 - 1,0075] - 1,6903 [7,667 \cdot 1,0075 - 1,026] \}}{2 \cdot 1,3 \cdot 5,37 \cdot 0,993} = 0,229$$

(2.108) nolu formülden B değerini belirtelim:

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

$$B = \frac{13,534 \cdot (1,3 - 1)}{1,3 \cdot 5,37 \cdot 1,2628 \cdot (1,3 - 1)} = 1,5356$$

B değeri ve deneysel veriler (2.115) nolu denklemin sağ tarafındaki yerine konulduğunda şu ifade elde edilir:

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

$$\frac{0,733^{m+1} - 0,5235^{m+1}}{0,733^m (m+1) \lg \left[1,5356 \left(\frac{42^\circ}{30^\circ} \right)^m \right]} \left\{ \left[1,5356 \left(\frac{42^\circ}{30^\circ} \right)^m \right]^{\frac{0,733^{m+1} - 0,3490^{m+1}}{0,733^{m+1} - 0,5235^{m+1}}} - \left[1,5356 \left(\frac{42^\circ}{30^\circ} \right)^m \right]^{\frac{0,733^{m+1} - 0,4363^{m+1}}{0,733^{m+1} - 0,5235^{m+1}}} \right\}$$

$m=4,1$ alındığında, (2.115) nolu denklemin sağ tarafının 0,229'a eşit olan değeri, sol tarafın 0,2285'e eşit olan değerine çok yakın olduğu deneme-yanılma yöntemi ile ortaya çıkarılır. Yani $m=4,1$ iken (2.115) denklemini pratik olarak özdeşliğe dönüştür. Böylece $m=4,1$ olur.

Yanma süresi (2.110) nolu formülden bulunur:

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

$$\varphi_z = \left\{ \frac{3(0,733^{4,1+1} - 0,5235^{4,1+1})}{\log \left[1,5356 \left(\frac{42^\circ}{30^\circ} \right)^{4,1} \right]} \right\}^{1/(4,1+1)} = 0,917 \text{ rad.} = 52,5418^\circ$$

φ_z 'nin kontrolü (2.118) nolu denklemlerle yapılır. Bunun için ilk önce (2.101) formülüne göre $\psi(\alpha_3)$ ve $\psi(\alpha_4)$ fonksiyonları belirtilir.

$$\psi(\alpha_3) = 1 + \frac{8,5-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,285} \right) - \left(\cos 5^\circ + \frac{1}{0,285} \sqrt{1 - (0,285 \cdot \sin 5^\circ)^2} \right) \right] = 1,026$$

$$\psi(\alpha_4) = 1 + \frac{8,5-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{0,285} \right) - \left(\cos 10^\circ + \frac{1}{0,285} \sqrt{1 - (0,285 \cdot \sin 10^\circ)^2} \right) \right] = 1,0075$$

Uygun değerler (2.117) nolu denklemin sol tarafında yerine konulduğunda, bu tarafın sayısal değeri;

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

$$\frac{6,908 \cdot 0,733^{4,1} (4,1+1)(1,3-1) [5,317 \cdot (7,667 \cdot 1,0075 - 1,026) - 4,5882 (7,667 \cdot 1,026 - 1,0075)]}{2 \cdot 1,3 \cdot 5,37 \cdot 0,993} = 0,627$$

olur.

$\varphi_z = 52,5418^\circ = 0,917 \text{ rad}$ ve deneysel veriler (2.118) nolu denklemin sağ tarafında yerine konulduğunda bu tarafın sayısal değeri:

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

$$0,917^{4,1+1} \left\{ \exp \left[\frac{6,908}{0,917^{4,1+1}} (0,733^{4,1+1} - 0,6108^{4,1+1}) \right] - \exp \left[\frac{6,908}{0,917^{4,1+1}} (0,733^{4,1+1} - 0,698^{4,1+1}) \right] \right\} = 0,602$$

olarak elde edilir.

(2.118) nolu denklemin sol ve sağ taraflarının değerleri arasındaki fark %0,4 olduğu için $\varphi_z = 52,5418^\circ$ değerinin yeterli hassaslıkla bulunduğu kabul edilebilir.

Yanmada kullanılan toplam özgül ısı miktarı (2.119) nolu denklemden belirtilir:

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

$$q'_z = \frac{1,3 \cdot 5,37 \cdot 0,917 \cdot 0,997 \exp \left[6,908 (42^\circ / 52,54^\circ)^{4,1+1} \right]}{6,908 \cdot 8,5 (1,3 - 1) (4,1 + 1) (42^\circ / 52,54^\circ)^{4,1}} = 1613 \text{ kJ/m}^3$$

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

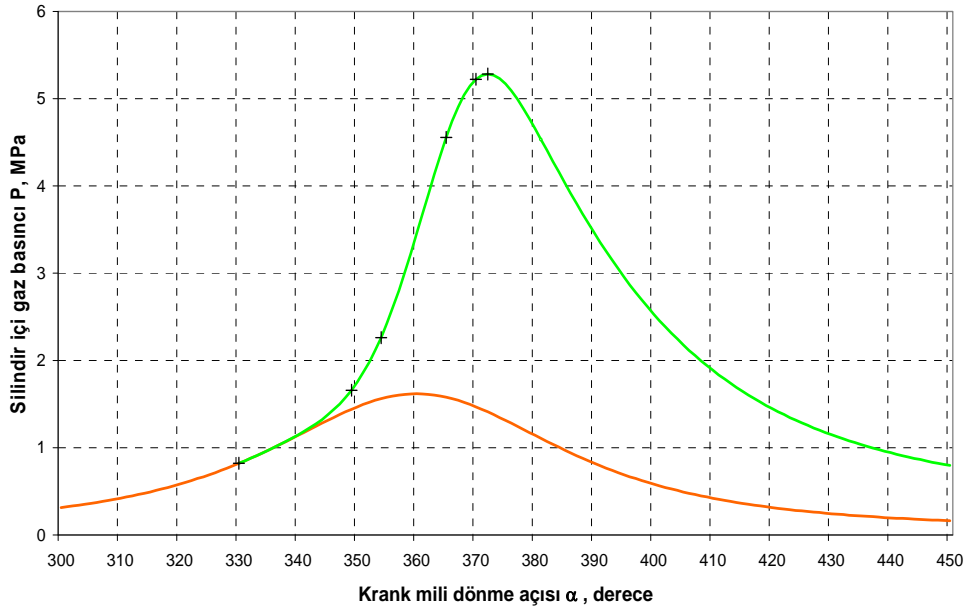
İlk bakışta bu bölümde verilmiş olan denklemlere göre yapılan hesaplamalar yeterince çok emek gerektirmektedir. Fakat bu böyle değildir. Çünkü anılan denklem ve formüllerdeki bir çok elemanlar tekrarlanmaktadır. Ayrıca gereken hesaplamalar bilgisayarla yapıldığından sözü geçen zorluk tamamen kaldırılmış 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 2.4'de özetlenmiştir.

Tablo 2.4: 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	30	0,8502	0,8502	0	P_y
20	-10	1,6903	1,6909	+0,035	
25	-5	2,3236	2,3241	+0,021	
35	5	4,5882	4,5886	+0,08	
40	10	5,317	5,313	-0,07	
42	12	5,37	5,378	+0,14	P_{max}

Ayrıca tutuşma avansı açısı $\theta = 30^\circ$ iken çıkarılmış olan indikatör diyagramının yanma eğrisi Şekil 2.12'de görüntülenmiştir. Bu şekilde hesaplanmış değerler ve indikatör diyagramından okunan değerler birlikte işlenip grafikte belirtilmiştir. Araştırılan problemin karmaşıklığı ve basitleştirici kabuller göz önüne alındığında Tablo 2.4 ve Şekil 2.12'den görüldüğü gibi hesaplanmış değerler deneysel değerlere çok iyi uyum sağlamaktadır.

**Şekil 2.12:** İndikatör diyagramının hesaplanmış verileriyle karşılaştırılması.

BÖLÜM III

ELEKTRİK KIVILCIMI İLE TUTUŞTURMALI BİR MOTORDA İŞ ÇEVİRİMİNİN ARAŞTIRILMASI

3.1 Genel düşünceler ve başlangıç verileri:

Elektrik kıvılcımı ile tutuşmalı bir motorda iş çevriminin ortalama indike basıncı P_i ve indike verimi η_i 'nin yükselmesinde en büyük başarı, termodinamik yönergelere tam uygun olarak sıkıştırma oranını direkt artırmakla ulaşılabilir. Bu yol halen tükenmemiştir; Bu yolda temel engel olan vuruşta önlendikçe mühendisler bundan sonra da sıkıştırma oranını artıracaklardır. Bunun yanı sıra motor iş çevrimini iyileştirmenin diğer imkânlarını araştırmak gerekmektedir.

Motor iş çevriminin en önemli parametrelerine yanma olayı özellikle şiddetle etki etmektedir. Bu nedenle yanma olayının hangi yönde geliştirileceğinin ortaya çıkarılması gerekmektedir. Bu görev iki kısma ayrılır;

Önce en iyi parametrelere sahip olan iş çevrimi meydana çıkarılmalı, daha sonra ise istenen yanma karakteristiğini elde etmek için yanma olayında uygulanacak pratik yöntemlerin bulunması gerekmektedir. Bu bölümde her iki kısmın çözümü verilmektedir.

En uygun iş çevriminin genel biçimde tespiti teorik araştırmalar yolu ile mümkün olabilir. Ortaya koyulan görevi çözmek için motorda yanma hızı kanununa uygunluğu ve iş çevrimi hesabının yeni metodu (Bölüm II) kullanılmıştır.

Gerek benzinli motorlarda gerekse dizellerde yanma reaksiyonunun hazırlanması işlemi pratik olarak bir anda gerçekleşir. Bu nedenle yanma olayının zamana göre hesabında başlangıç anı olarak reaksiyonun başlama anı kabul edilmelidir. Bu bakımdan benzinli motorlarda tutuşma gecikmesi süresi yanma olayına dahil edilmiştir.

Teorik araştırma metodu şu yanma parametrelerinin motor performansına etkilerini incelemeyi ön görmüştür: Şartlı yanma süresi ϕ_z , yanma karakteri göstergesi m , yanma etkinlik katsayısı ξ ve sıkıştırma oranı ϵ .

Araştırma yöntemi anılan tüm faktörlerin bunlardan sırası ile herhangi birini değiştirmek, geri kalanlarını sabit tutmak şartı ile iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmaktadır. Bu ve diğer faktörlerin iş çevrimi büyüklüklerine etkisi çeşitli ateşleme avansı açıları için tayin edilmiştir.

Nümerik çevrimler için aşağıdaki başlangıç verileri alınmıştır:

Motor tipi: 4 zamanlı, benzinli, sıra tipi,	
Silindir Çapı D , mm	78
Piston Stroku S , mm	78
Sıkıştırma Oranı ϵ ,	8,5
Silindir Sayısı i_s	4
Krank Mili Dönme Hızı n , dev/dak	5600

r/L ile verilen λ_b sabiti	0,285
Emme Sonu Basıncı P_a , MPa	0,085
Artık Gaz Basıncı P_r , MPa	0,118
Artık Gaz Sıcaklığı T_r , K	1060
Emmede Sıcaklık Artışı ΔT , K	8
Çevre Ortam Basıncı P_o , MPa	0,1
Çevre Ortam Sıcaklığı T_o , K	293
Hava Fazlalık Katsayısı λ ,	0,96
Politropik Sıkıştırma Üssü n_1 ,	1,377
Politropik Genişleme Üssü n_2 ,	1,251
Benzin buharının mol kütlesi μ_b , kg/kmol	114
Havanın mol kütlesi μ_h , kg/kmol	28,96
Yakıtın elementel içeriği C=0,855, H=0,145 O=0, S=0, W=0, olarak alınmıştır.	

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

Yanma olayı hesabının hassaslığı hesap adımına ($\Delta\alpha$) bağlı olduğundan, iş çevrimi hesabı özel bir kontrole tabi tutulmuştur. İş çevriminin ($\varepsilon = 8.5$, $\lambda = 0.96$, $\varphi_z = 52^\circ$, $m = 4.1$, $\xi = 0.84$, $\theta = 30^\circ$) iken çeşitli adımlarda ($\Delta\alpha = 0.5^\circ$; 1° ; 2° ve 3°) yapılmış olan hesap sonuçları Tablo 3.1'de özetlenmiştir.

Tablo 3.1 İş 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
0.5°	5,28	2694	1,071	244,4	0,355
1°	5,28	2693	1,071	244,5	0,355
2°	5,28	2691	1,070	244,7	0,355
3°	5,27	2688	1,067	245,3	0,354

Bu tablodan görüldüğü gibi $\Delta\alpha = 0.5^\circ$ 'deki değerlere kıyasla $\Delta\alpha = 1.0^\circ$ alındığında çevrim parametreleri değerlerinin tayin edilmesinde yaklaşık %0,037 ile %0,041 aralığında değişmektedir. Çevrim parametrelerinin hesabında böyle bir hassaslık pratikte istenilen hassaslıktan da fazladır. Bu açıdan bir sonraki hesaplar için $\Delta\alpha = 1^\circ$ alınabilir.

3.2 Ateşleme Avansı Açısının İş Çevrimine Etkileri:

Ateşleme avansı açısı θ 'nın ve yanma hızı kanununa uygunluğunun iş çevrimi

α °KMA	φ °KMA	X	w_o	β	P MPa	T K	w_p MPa / rad.
------------------	-------------------	---	-------	---------	----------	--------	---------------------

büyükliklerine etkisinin hesaba katılması, teorik diyagramın gerçek indikatör diyagramına çok daha yaklaşmasını sağlamaktadır.

Yeni bir motor veya yanma odası projelendirilmesinde, başka bir karışım oluşturma yönteminde vs. iş çevrimi hesabının bir sıra ateşleme avansı açısı için yapılabilmesi mümkünlüğü kendini göstermektedir. Böyle bir hesap sonucunda 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 ateşleme avansı açısı θ 'yı tespit etmeyi mümkün kılar.

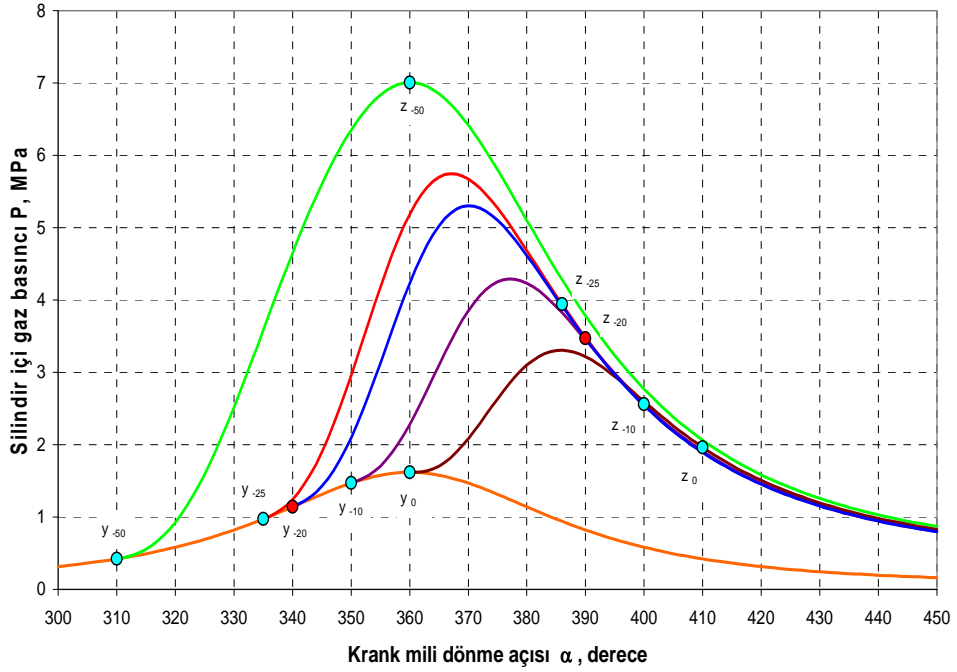
İş çevrimi parametrelerinin çeşitli θ 'lar için hesabı, şartlı yanma süresi φ_z 'nin ve yanma karakteri göstergesi m 'in sabit alındığı haller için yapılmaktadır. Kabul edilen şartların gerekçesi şöyle açıklanabilir; yanma parametresinin φ_z değeri veya ortalama yanma hızı değeri verilmiş bir motor için esasen iş karışımının türbülans şiddetiyle tayin edilir. Türbülans şiddeti ise motor hızına bağlıdır. Hesap sabit bir motor hızı için yapıldığından ateşleme 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 aynı bir karışım oluşturma yönteminde θ değişimi m değerini etkilemez.

φ_z , m ve ξ değerleri 2.6'da önerilmiş aralıklarda alınabilir.

Yanma olayının hesabı ateşleme avansı açısı θ 'nın 5 değeri ($\theta = -50^\circ, -25^\circ, -20^\circ, -10^\circ$ ve 0°) için yapılmıştır. Elde edilen hesap sonuçları görsellik amacı ile $\theta = -25^\circ$ için Tablo 3.2'de özetlenmiştir.

335	Tablo 3.2: Yanma Olayının Hesap Sonuçları. $\theta = -25^\circ$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 1,5$ ve $\alpha = 0,84$	0	0	0	0,973	664,4	0
337	2	0,0022	0,1379	1,0001	1,0495	683,2	2,6398
339	4	0,0124	0,3859	1,0007	1,1658	724,4	4,1038
341	6	0,0339	0,6936	1,0020	1,3403	796,1	5,9798
343	8	0,0683	1,0298	1,0041	1,5835	900,5	8,0554
345	10	0,1162	1,3651	1,0069	1,8986	1035,9	10,1138
347	12	0,1771	1,6709	1,0106	2,2814	1197,4	11,9438
349	14	0,2492	1,9212	1,0149	2,7208	1378,1	13,348
351	16	0,3298	2,0952	1,0197	3,1991	1569,8	14,1575
353	18	0,4156	2,1800	1,0248	3,6936	1763,7	14,2546
355	20	0,5029	2,1717	1,0300	4,1786	1951,5	13,5948
357	22	0,5882	2,0759	1,0351	4,6282	2126,0	12,2176
359	24	0,6680	1,9066	1,0398	5,0195	2281,6	10,2420
361	26	0,7400	1,6839	1,0441	5,3345	2414,5	7,8471
363	28	0,8023	1,4306	1,0478	5,5621	2523,0	5,2416
365	30	0,8543	1,1693	1,0509	5,6986	2606,9	2,6325
367	32	0,8960	0,9194	1,0534	5,74700	2667,7	0,1963
369	34	0,9282	0,6952	1,0554	5,7155	2707,6	-1,9379
371	36	0,9521	0,5054	1,0568	5,6160	2729,6	-3,6957
373	38	0,9691	0,3531	1,0578	5,4621	2736,8	-5,0536
375	40	0,9808	0,2369	1,0585	5,2676	2732,4	-6,0281
377	42	0,9885	0,1526	1,0589	5,0451	2719,1	-6,6624
379	44	0,9934	0,0943	1,0592	4,8056	2699,3	-7,0129
381	46	0,9963	0,0559	1,0594	4,5578	2675,0	-7,1390
383	48	0,9980	0,0317	1,0595	4,3086	2647,5	-7,0956
385	50	0,9990	0,0173	1,0596	4,0632	2618,1	-6,9298

θ 'nın anılan değerlerinde silindir içi basınç P'nin krank mili dönme açısı α 'ya bağlı değişim grafikleri Şekil 3.1'de, iş çevrimi temel parametrelerinin θ 'ya bağlı değişim grafikleri Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Karmaşıklığa yol açmamak amacı ile $m=0,5; 1; 1,5; 3; 4,5$ ve $\varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ, 100^\circ$ KMA değerlerinin farklı kombinasyonlarında ve çeşitli ateşleme avansı açısı θ için çizilmiş P ve T diyagramlarının bir kısmı bir sonraki bölümlerde, geri kalan kısmı ise Şekil EK-1, EK-2.....EK-12'de verilmiştir. Ayrıca iş çevrimi temel parametrelerinin, enerji ve ekonomiklik parametrelerinin nümerik değerleri sırası ile Tablo 3.3 ve 3.4'te özetlenmiştir.



Şekil 3.1 : θ 'nın beş farklı değerinde gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri. $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$; $\varepsilon = 8,5$

Şekil 3.1'den görüldüğü gibi θ açısı arttıkça (0° den -50° 'ye kadar) karışımın yanması daha erken başlar (sırası ile y_0 , y_{-10} , y_{-25} , y_{-50} 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 3.3'den görüldüğü gibi θ 'nın 0° den -50° kadar değişmesinde P_{max} 3,3 MPa'dan 7,01 MPa'a (yaklaşık 2.12 kat), T_{max} 2445 K'den 3120 K'e, $w_{p_{max}}$ ise 6,58 MPa/rad.'dan 12,53 MPa/rad. (yaklaşık 2 kat) çıkmıştır. Açıklanan nedenlerden dolayı motor haddinden fazla yüklenmiş ve ısınmış olur. Anlaşılan θ 'nın aşırı yükselmesinin negatif etkileri göz ardı edilmemelidir. Gerek Şekil 3.1'den gerekse Tablo 3.3 ve 3.4'den görüldüğü gibi θ 'nın -20° den büyük ve küçük değerlerinde motor performansı ve ekonomikliği kötüleşir. Örneğin $\theta = -20^\circ$ iken $P_i = 1,068$ Mpa; $g_i = 245,2$ gr/(kW·h) olan değerleri, $\theta = 0^\circ$ iken $P_i = 0,979$ Mpa; $g_i = 267,5$ gr/(kW·h), $\theta = -50^\circ$ iken ise $P_i = 0,877$ Mpa; $g_i = 298,5$ gr/(kW·h) olmuştur. θ 'nın küçük değerinde ($\theta = 0^\circ$) indike basınç (P_i) %8,3 azalmış; indike özgül yakıt tüketimi (g_i) %9,09 artmış, θ 'nın büyük değerinde ($\theta = -50^\circ$) indike basınç (P_i) % 17,88 azalmış; indike özgül yakıt tüketimi (g_i) %21,73 artmıştır. Böylece $\theta = -20^\circ$ açısında maksimum basıncın ve basınç artış hızının kabul edilebilir değerleri, yine en büyük performans ve ekonomiklik değerleri elde edilir. Bu bakımdan ateşleme avansı açısı $\theta = -20^\circ$ en uygun, diğer bir deyişle optimal açı olarak alınabilir.

İş çevriminin yapılan hesap sonuçları şunları göstermektedir:

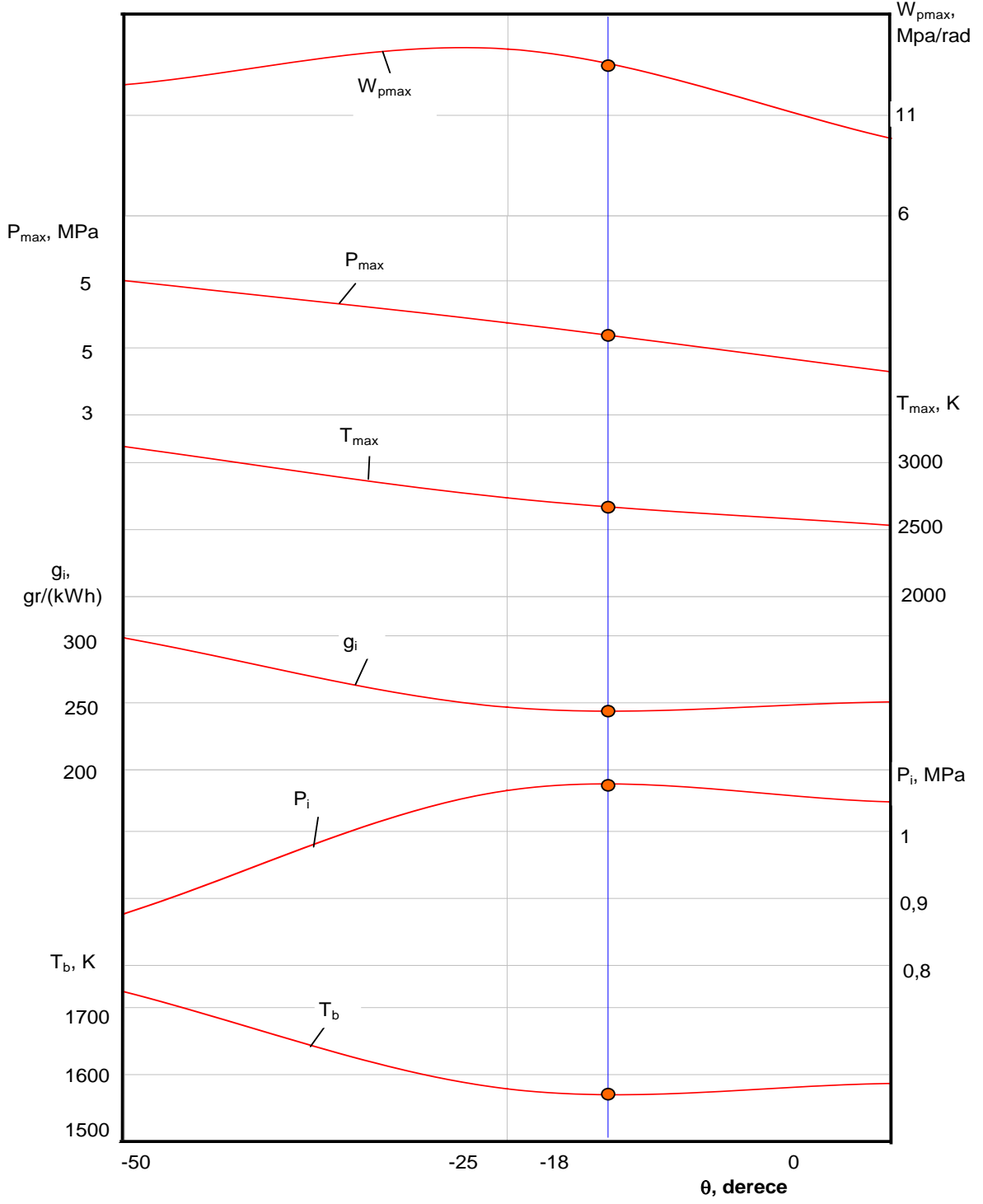
- Ortalama indike basınç P_i ve özgül indike yakıt tüketimi g_i sırası ile net maksimum ve minimum değerlere sahiptirler. (Bkz Şekil 3.2) Bu da deneylerle tam bir uyum sağlamaktadır.
- P_i 'nin maksimum ve g_i 'nin minimum değerlerine karşılık gelen optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} analitik olarak 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; kullanılan yakıtın oktan sayısı, karışımın ısıl durumu, motorun çalışma rejimi, çevre ortam koşulları, yakıt çeşidi vs.
- Geliştirilmiş elektronik ayar sistemlerinin uygulanması: motorun yükü ve hızına, çevre ortam koşullarına, yakıt çeşidine ve soğutma akışkanı sıcaklığına bağlı olarak optimal ateşleme avansı açısı sağlama fırsatı verir.

Tablo 3.3: Teorik İş Çevriminin Parametreleri.

θ °KMA	P_y MPa	P_{max} MPa	α_p °KMA	P_z MPa	T_{max} K	α_T °KMA	$W_{p max}$ MPa / rad	P_b MPa	T_b K
-50	0,422	7,01	0	7,074	3120	0	12,53	0,4818	1823,4
-25	0,973	5,75	7	4,0632	2737	13	14,3	0,4436	1678,8
-20	1,142	5,3	10	3,3622	2661	17	13,18	0,4418	1671,9
-10	1,469	4,29	17	2,562	2532	27	9,86	0,4456	1686,6
0	1,619	3,3	26	1,9637	2445	37	6,58	0,4584	1735,1

Tablo 3.4: Teorik İş Çevriminin Enerji ve Ekonomiklik Parametreleri.

θ °KMA	P_i MPa	η_i	g_i gr / (KW h)
-50	0,877	0,275	298,5
-25	1,061	0,332	246,7
-20	1,068	0,334	245,2
-10	1,044	0,327	250,7
0	0,979	0,306	267,5



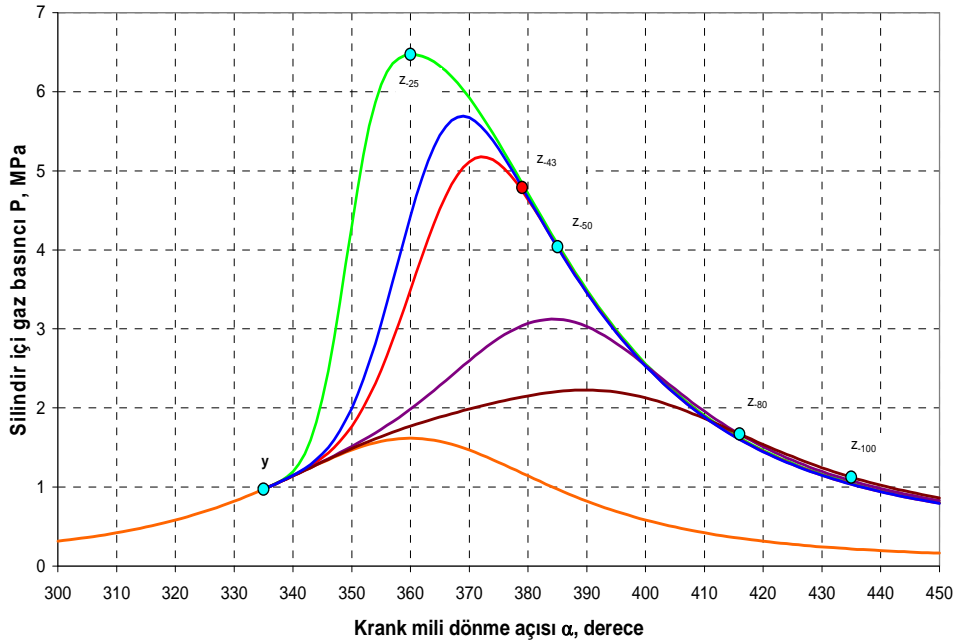
Şekil 3.2: İş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri.

$$m = 1,5; \varphi_z = 50^\circ; \xi = 0,84; \lambda = 0,96;$$

3.3 Yanma süresinin iş çevrimine etkileri:

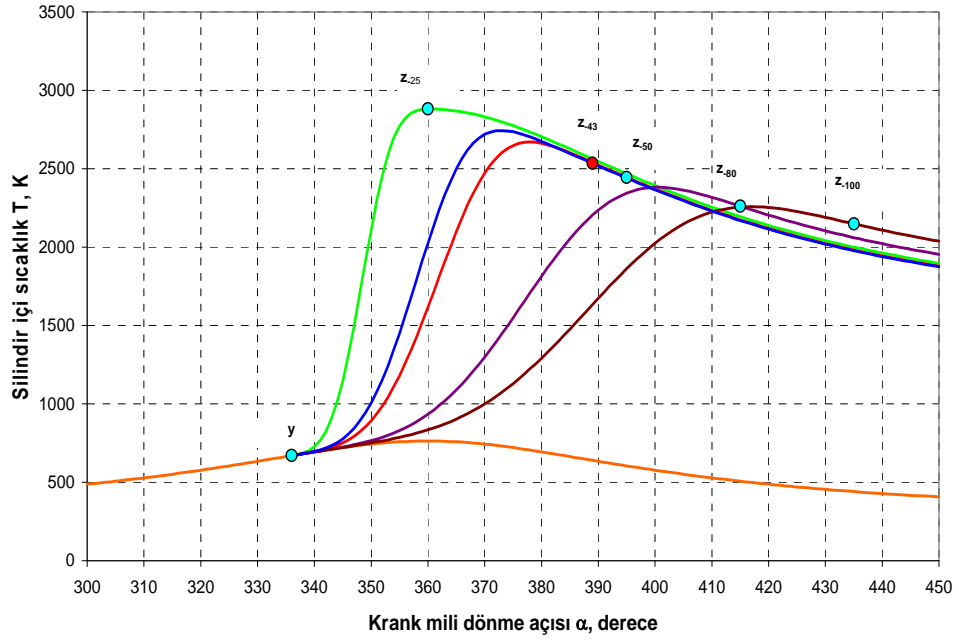
Yanma süresi φ_z 'nin iş çevrimi parametrelerine etkisini ortaya çıkarmak amacı ile iş çevrimi, $\varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ, 100^\circ$ ve $m=0,5; 1; 1,5; 3$ ve $4,5$ halleri için ateşleme avansı açısı θ 'nın çeşitli ve optimal ($P_{i\max}$ ve $g_{i\min}$) değerlerinde hesaplanmıştır.

Şekil 3.3 ve 3.4'de $m = 3$; ve $\theta = -25^\circ$ iken $\varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ, 100^\circ$ dört farklı değer için silindir içi basınç P ve sıcaklık T 'nin çevrim boyunca değişim grafikleri gösterilmiştir. Şekil 3.3'den görüldüğü gibi yanma süresi "yz" yanma eğrisini çok büyük ölçüde etkilemektedir. "Ana fazdaki" yanma eğrisinin (y noktasından P_{\max} 'a kadar) eğimi φ_z 'nin artması ile şiddetle küçülür ve bu sırada P_{\max} keskin bir şekilde azalır, Ü.Ö.N'dan P_{\max} 'a kadar olan krank mili dönme açısı α_p büyür.



Şekil 3.3: Basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği.

$$\xi = 0,84; \lambda = 0,96; \varepsilon = 8,5; m = 3; \theta = -25^\circ; \text{ ve } \varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ, 100^\circ$$



Şekil 3.4: Sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği.

$$\xi = 0,84; \lambda = 0,96; \varepsilon = 8,5; m = 3; \theta = -25^\circ; \text{ ve } \varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ, 100^\circ$$

Araştırılan dört iş çevriminin temel parametrelerinin sayısal değerleri tablo 3.5’de özetlenmiştir.

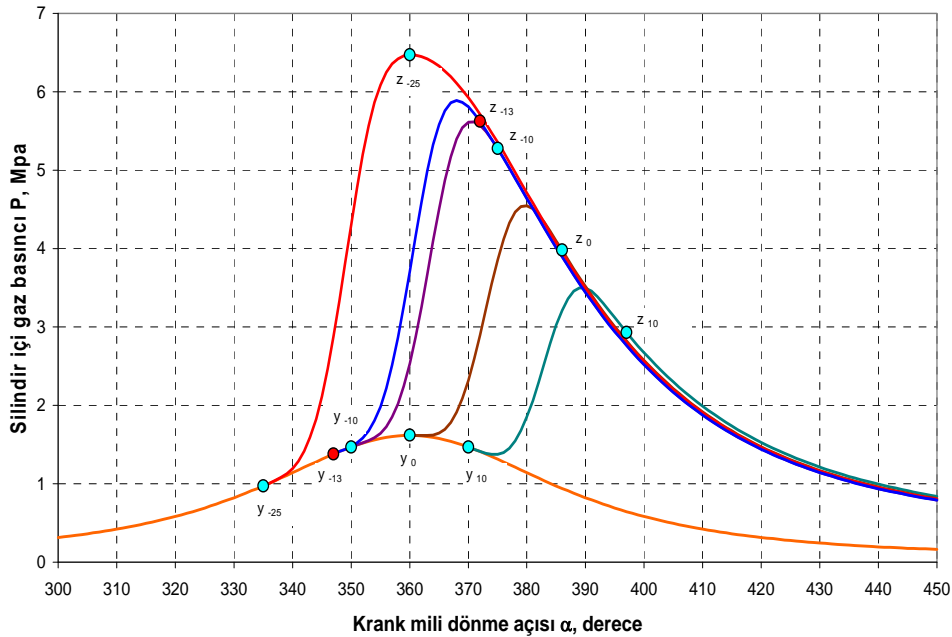
Tablo 3.5: Yama süresinin iş çevrimi parametrelerine etkisi

$$\theta = -25^\circ; \varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; \xi = 0,84; m = 3$$

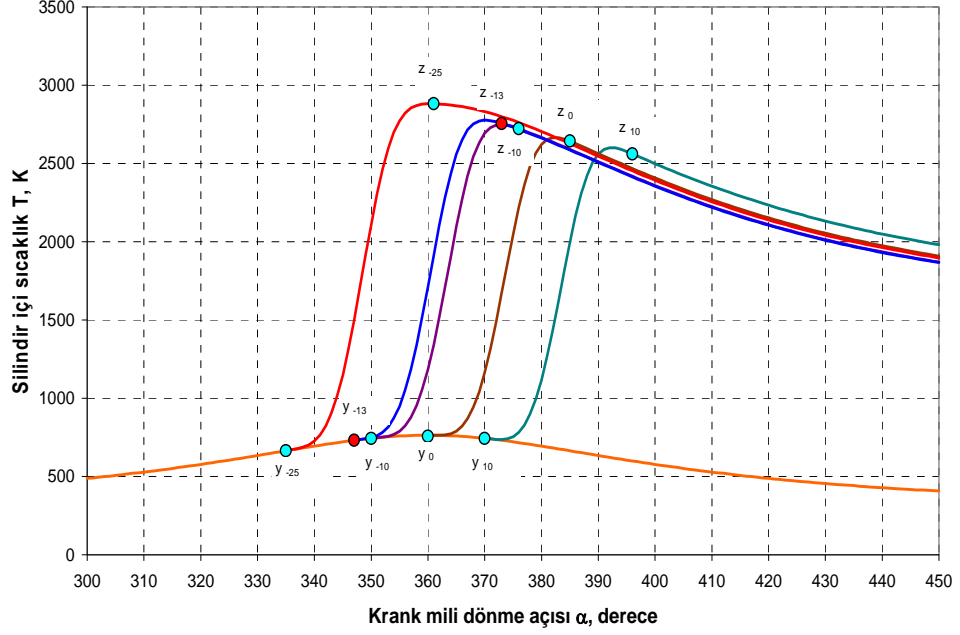
Çevrim Parametreleri	Yanma Süresi φ_z , °KMA			
	25	50	80	100
P_i (MPa)	1,048	1,069	0,972	0,871
η_i	0,328	0,335	0,304	0,273
g_i (gr/kW·h)	249,9	244,9	269,3	300,7
P_{max} (MPa)	6,47	5,18	3,12	2,23
α_p (derece)	0	12	24	30
$w_{p\ max}$ (MPa/rad)	28,59	12,61	3,65	2,01
T_{max} (K)	2882	2670	2381	2258
α_T (derece)	0	18	41	57
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	0	6	17	27
T_b (K)	1684,4	1669	1735,9	1809,9

Tablo 3.5'den görüldüğü gibi P_i, η_i ve g_i parametreleri en iyi değerlerini $\varphi_z = 50^\circ$ olduğunda alır (Örneğin $P_i = 1,069$ MPa , $\eta_i = 0,335$ ve $g_i = 244,9$ gr/kW.h). φ_z 'nin bundan küçük ve özellikle bundan büyük değerlerinde adı geçen parametreler kötüleşir. Örneğin, $\varphi_z = 25^\circ$ iken $P_i = 1,048$ MPa, $\eta_i = 0,328$ ve $g_i = 249,9$ gr/kW.h ve $\varphi_z = 100^\circ$ iken $P_i = 0,871$ MPa, $\eta_i = 0,273$ ve $g_i = 300,7$ gr/kW.h olur. Ancak $\varphi_z = 25^\circ$ ve $\varphi_z = 100^\circ$ için P_i, η_i ve g_i değerlerinin ateşleme avansı açısını değiştirmek önemli ölçüde iyileştirilebileceğini göz önüne almak gerekmektedir.

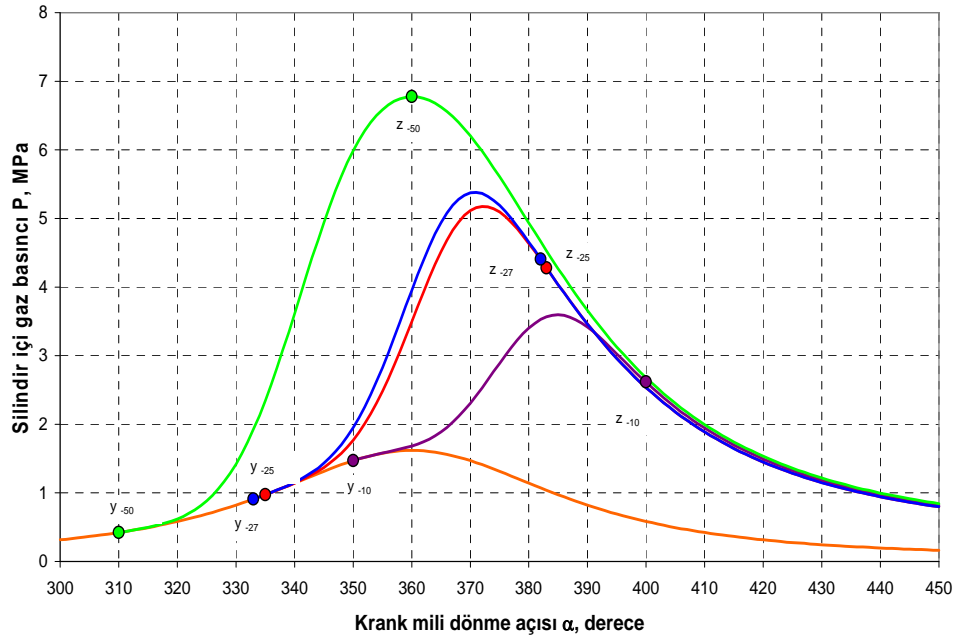
Yine tablo 3.5'den görülebileceği gibi yanma süresinin artması ile T_{max} sürekli azalmaktadır ve buna tekabül eden α_T yükselmektedir. Örneğin, $\varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ$ ve 100° iken sırasıyla T_{max} 2881, 2670, 2382 ve 2258 K ve α_T 0, 18, 41, 57 derece olur. Yanmanın Ü.Ö.N'dan sonra bittiği bütün hallerde T_{max}, P_{max} 'dan sonra gelir üstelik $\alpha_T - \alpha_p$ kayması φ_z artışına bağlı olarak sürekli yükselmektedir. Genişleme sonu sıcaklığı T_b 'de φ_z 'nin yükselmesiyle artar. Şekil 3.5; 3.6; 3.7; 3.8; 3.9; 3.10; 3.11 ve 3.12' de $m=3$ ve $\varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ$ ve 100° KMA ve çeşitli ateşleme avansı açısı θ için iş çevrimi temel parametrelerinden olan basınç ve sıcaklığın değişim grafikleri verilmiştir. Karmaşıklığa yol açmamak amacı ile $m=0,5; 1; 1,5; 4,5$ ve $\varphi_z = 25^\circ, 80^\circ, 100^\circ$ KMA ve çeşitli ateşleme avansı açısı θ için çizilmiş P ve T diyagramları Şekil EK-1, EK-2.....EK-12'de gösterilmiştir. Bununla beraber θ_{opt} 'e tekabül eden P ve T grafikleri de aynı şekiller üzerinde mavi eğrilerle gösterilmiştir.



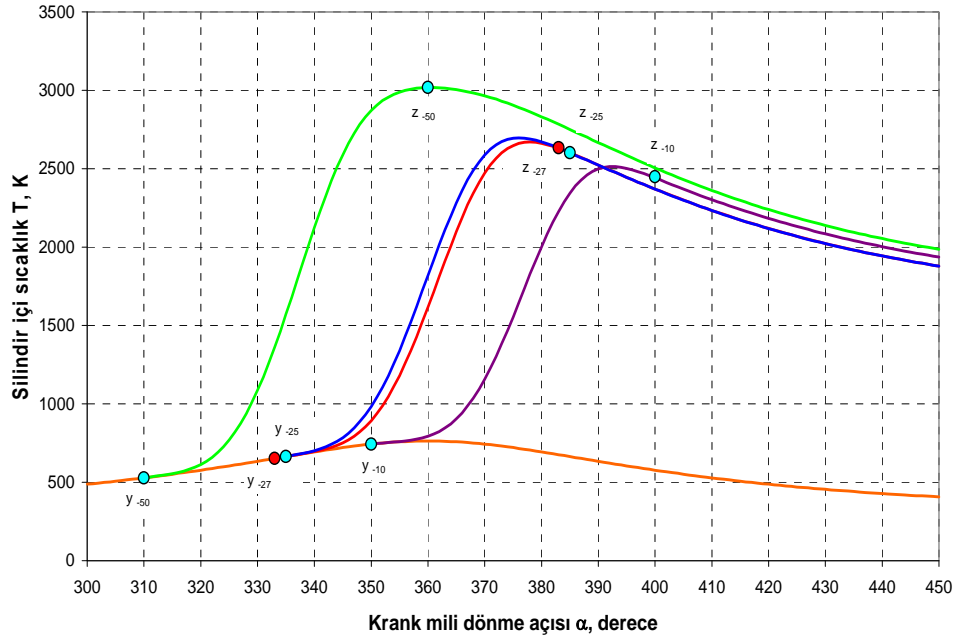
Şekil 3.5 : Çeşitli θ 'larda silindir içi gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5; \lambda = 0,96; m = 3; \xi = 0,84; \varphi_z = 25^\circ$;



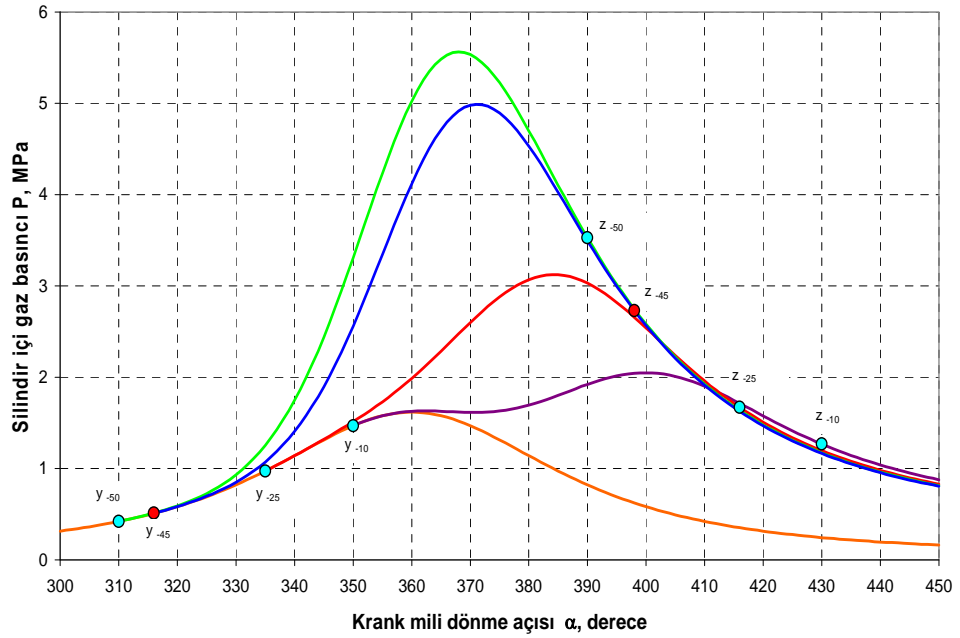
Şekil 3.6 : Çeşitli θ 'larda silindir içi sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 25^\circ$;



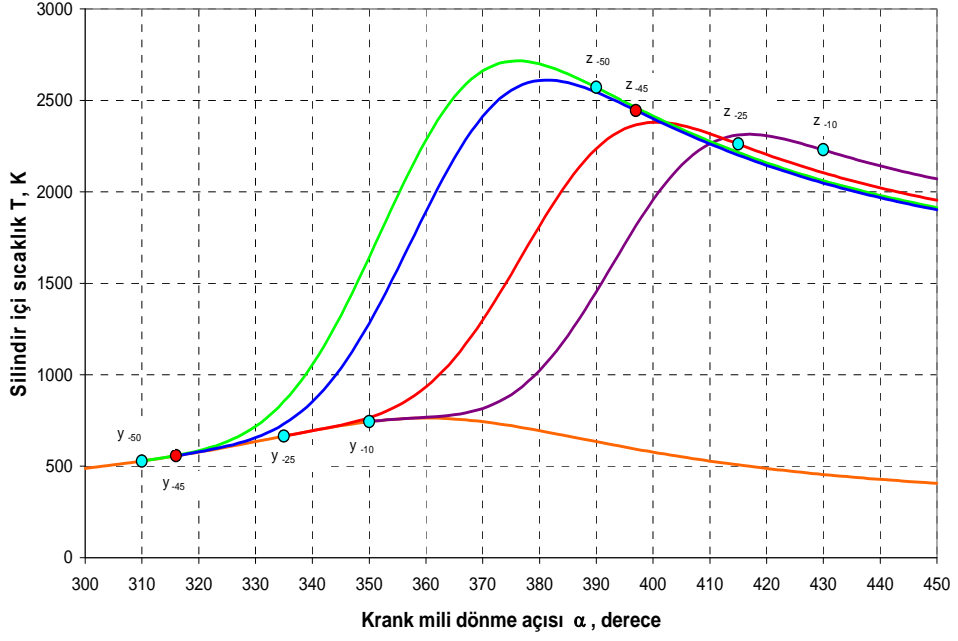
Şekil 3.7 : Çeşitli θ 'larda silindir içi gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 50^\circ$;



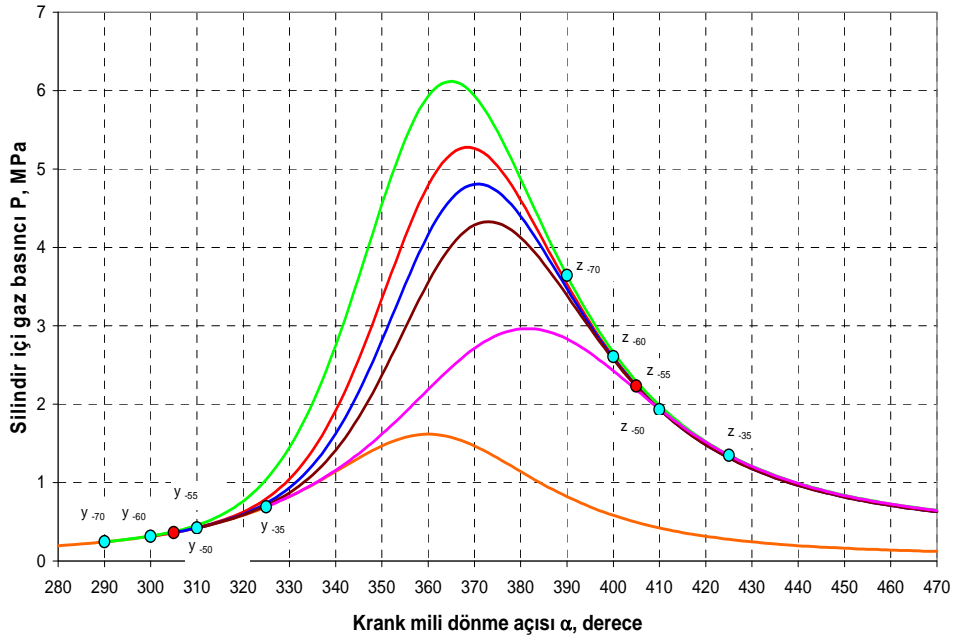
Şekil 3.8: Çeşitli θ 'larda silindir içi sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 50^\circ$;



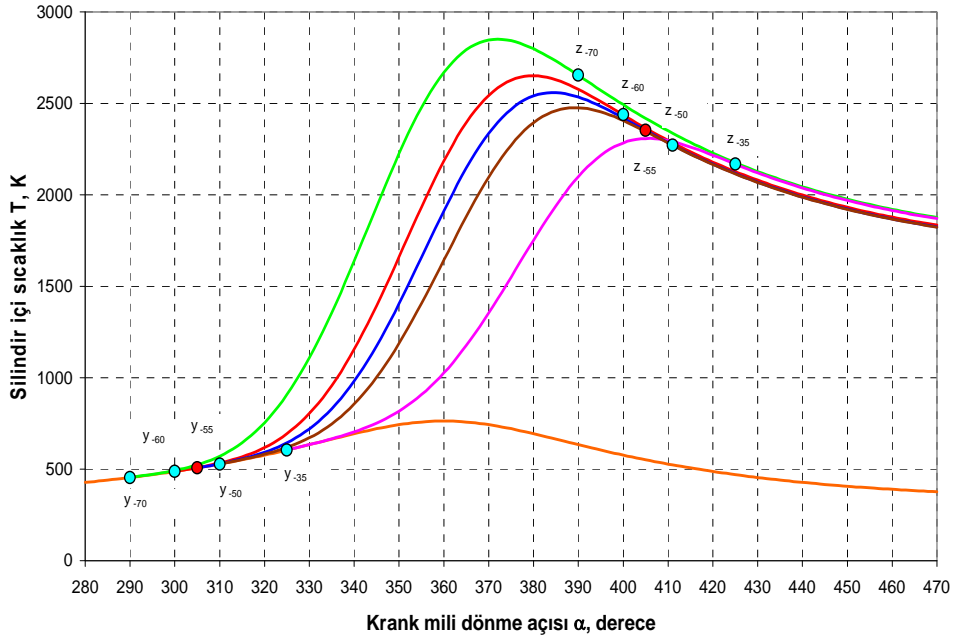
Şekil 3.9: Çeşitli θ 'larda silindir içi gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 80^\circ$;



Şekil 3.10: Çeşitli θ 'larda silindir içi sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 80^\circ$;



Şekil 3.11: : Çeşitli θ 'larda silindir içi gaz basıncının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 100^\circ$;

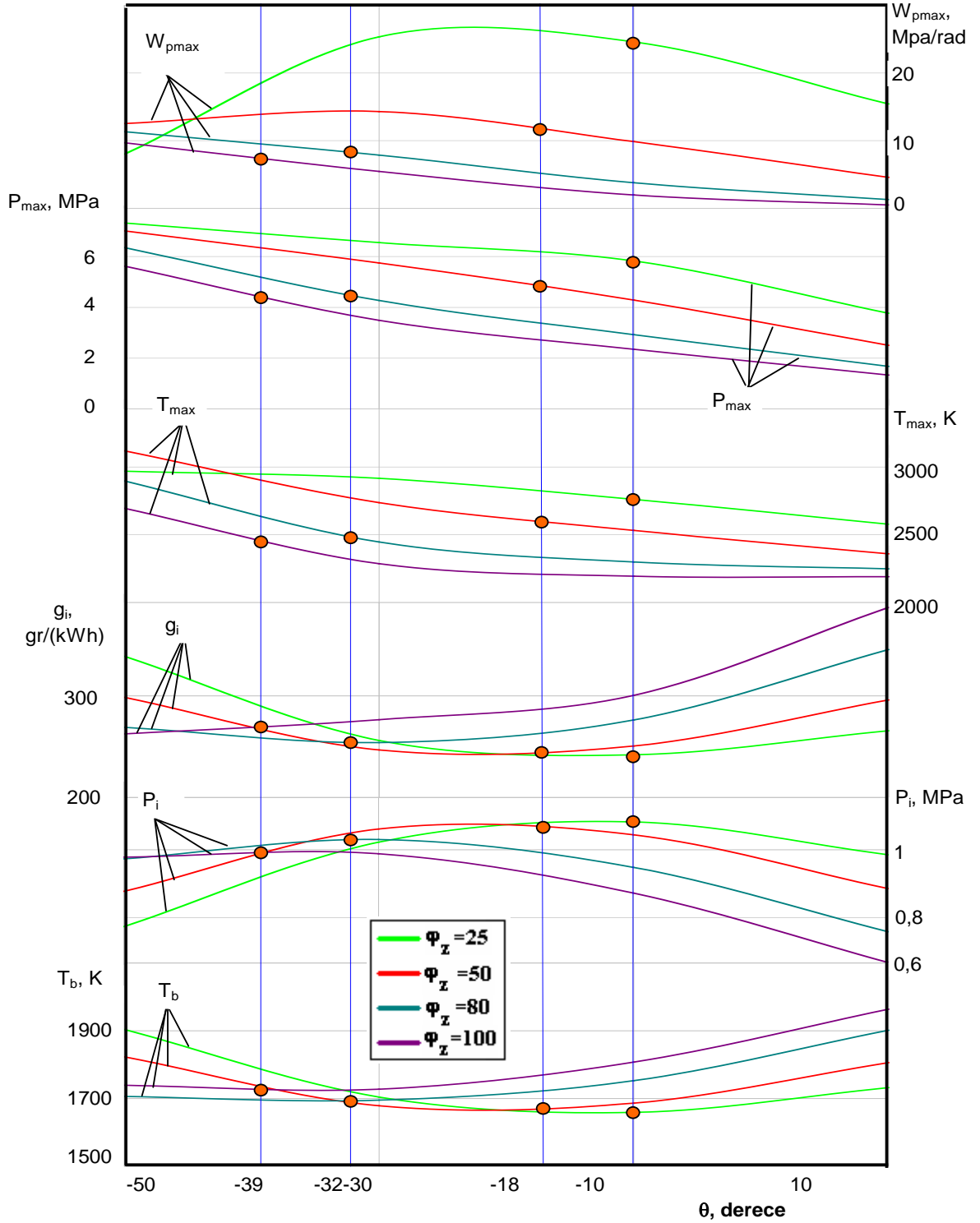


Şekil 3.12: Çeşitli θ 'larda silindir içi sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği . $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $m = 3$; $\xi = 0,84$; $\varphi_z = 100^\circ$;

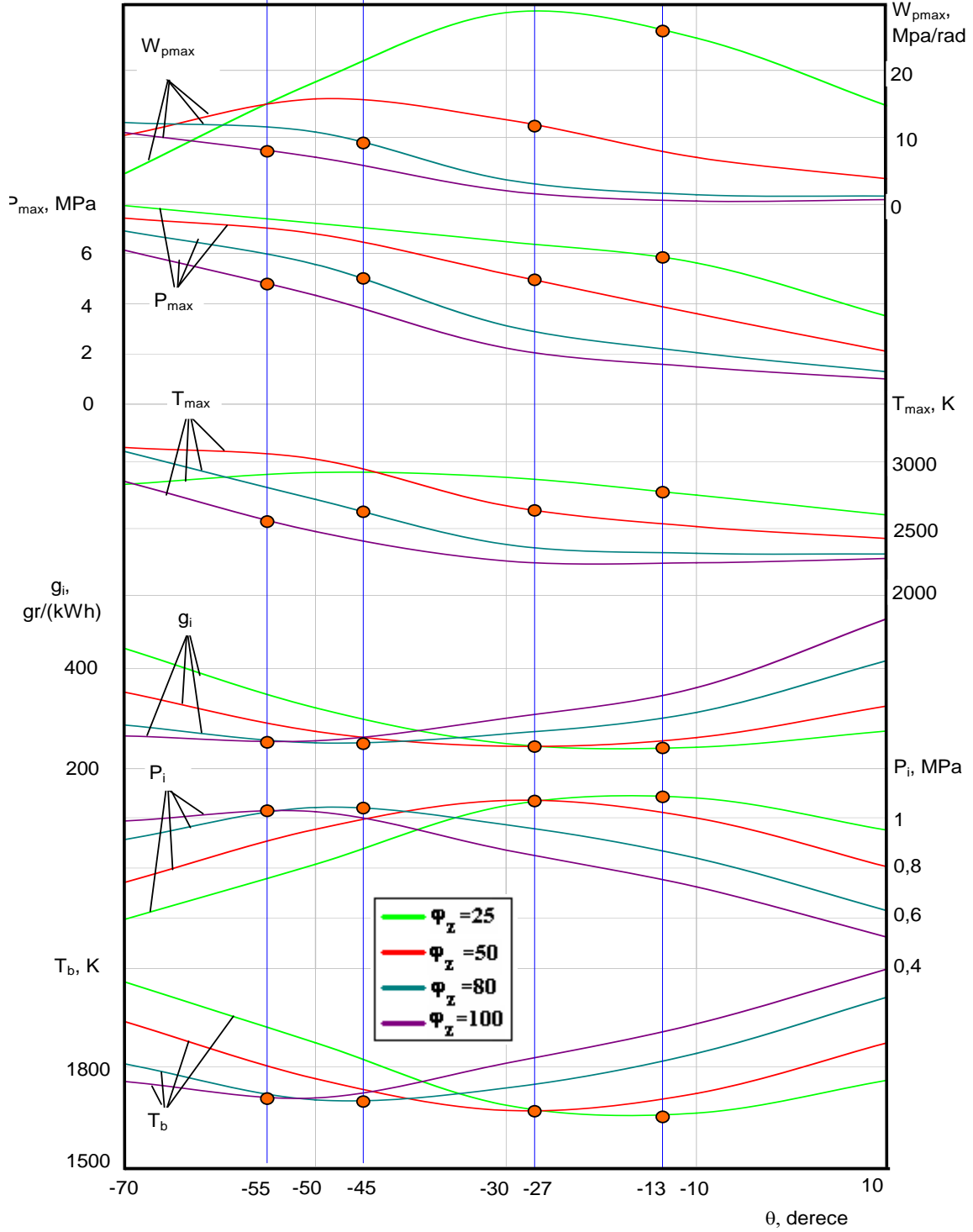
Şekil 3.13 ve 3.14' de iş çevrimi önemli parametrelerinin aynı yanma süresi $\varphi_z = 50^\circ$ ve iki farklı yanma karakteri göstergesi ($m=1,5$ ve 3) için ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı olarak değişim karakterini gösteren eğriler çizilmiştir. Bu şekillerde görüldüğü gibi P_i ve g_i eğrileri net görülen maksimum ve minimum değerlere sahiptirler. Bu da optimal ateşleme avansı açısının mevcut olduğunu gösterir ve bu sonuç var olan deneysel verilerle bağdaşmaktadır. Diğer parametrelerin eğrileri de deneysel verilerle uyuşmaktadır.

Yapılan incelemelere göre yanma süresi ve yanma karakter göstergesinin artması ile optimal ateşleme avansı açısı artar.

İş çevrimi parametrelerinin çeşitli yanma süresi ve optimal ateşleme avansı açılarındaki kıyaslanması ilgi çekicidir. Tablo 3.6'de $\varphi_z = 25^\circ, 50^\circ, 80^\circ$ ve 100° KMA, uygun θ_{opt} değerleri ve $m=0,5; 1; 1,5; 3$ ve $4,5$ iken iş çevrimi parametrelerinin sayısal değerleri verilmiştir ve bu değerlere uygun grafik de şekil 3.15'de gösterilmiştir ve ayrıca 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 büyükse, doğrunun açısal katsayısı da o kadar büyük olur.



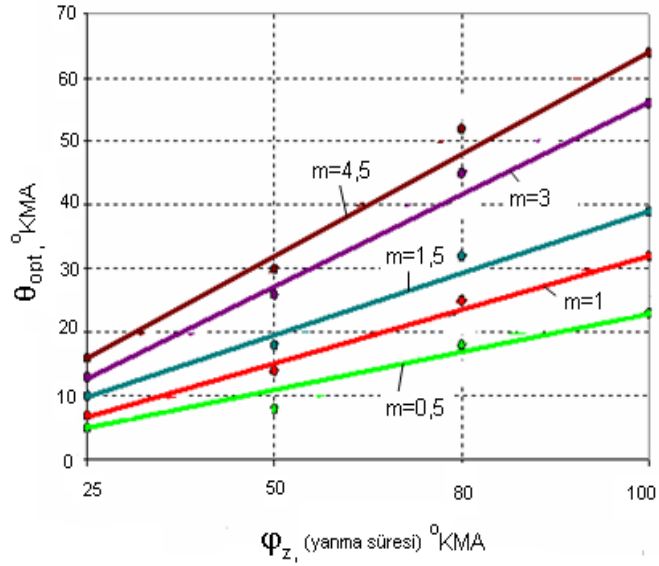
Şekil 3.13: Yanma süresi φ_z 'nin 4 farklı değeri için iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri. $m = 1,5$; $\varepsilon = 8,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$;



Şekil 3.14: Yanma süresi φ_z 'nin 4 farklı değeri için iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri. $m = 3$; $\varepsilon = 8,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$;

Tablo 3.6 Optimal ateşleme avansı açısının yanma süresine bağlılığı.

Yanma süresi φ_z	m'in farklı yanma karakteri göstergesi değerlerinde optimal ateşleme avansı açısı, θ_{opt} , derece				
	m=0,5	m=1	m=1,5	m=3	m=4,5
25	-5	-7	-10	-13	-16
50	-8	-14	-18	-26	-30
80	-18	-25	-32	-45	-52
100	-23	-32	-39	-56	-64



Şekil 3.15: Optimal ateşleme avansı açısının φ_z 'ye ve m 'ye bağlı değişim grafikleri.

Çeşitli yanma sürelerinde iş çevrimi temel parametrelerini karşılaştırarak ve analizini yaparak şu sonuca varılır;

Optimal yanma süresi φ_z yaklaşık 50° KMA'ya tekabül eder. Bu diğer yanma karakteri göstergeleri için de ($m=0,5; 1; 1,5; 3$ ve $4,5$) doğrudur.

Optimal yanma süresi saniye olarak krank mili dönme hızına bağlı olarak aşağıdaki formülle bulunabilir;

$$t_{zopt} = \frac{\varphi_{zopt}}{6n} \quad (3.1)$$

Farklı krank mili dönme hızında optimal ortalama yanma hızı ise şöyle ifade edilebilir;

$$\bar{W}_{opt} \approx \frac{1}{t_{zopt}} \quad (3.2)$$

(3.1), (3.2) formüllerine göre yapılmış hesap sonuçları Tablo 3.7’de özetlenmiştir.

Tablo 3.7: Optimal ortalama yanma hızının, krank mili dönme hızına bağlı değişimi.

n, dev/dk	1000	2000	3000	4000	5000	5600
t_{zopt} , s	0,0083	0,0041	0,0027	0,0020	0,0016	0,0015
\bar{W}_{opt} , 1/s	120,48	243,9	370,37	500	625	714,28

Ortalama yanma hızının optimal üstünde artırılması tavsiye edilmez. Çünkü bu artışa bağlı olarak;

- P_i ve η_i artmaz

-Maksimum çevrim sıcaklığı yükselir (silindir cidarlarında ısı kaybı ve vuruntuya meyil artar)

-Silindir içi maksimum basınç ve özelliklede basınç artış hızı şiddetle artar.

Bu son iki parametrenin artışı krank biyel mekanizmasında oluşan mekanik ve özelliklede dinamik yüklerin yükselmesine neden olur.

Ortalama yanma hızının optimal değerinin aşağıya doğru küçülmesi de tavsiye edilmez, çünkü P_i ve η_i küçülür. Daha detaylı bakıldığında P_i ve η_i parametreleri büyük ölçüde küçülür. Çünkü yanma olayı sırasında silindir duvarları yüzeyinin artışından dolayı ısı kaybı artar ve bu nedenle de ısı etkinlik katsayısı ξ bir miktar küçülür.

Tablo 3.6’yı araştırarak şu sonuca geliriz; optimal yanma süresi olarak $\pm 10^\circ$ toleransla $\varphi_z \cong 50^\circ$ alınması gerekmektedir.

Şekil 3.13 ve 3.14’de aynı adlı parametrelerin θ_{opt} ’deki değerleri renkli dairelerle birleştirilmiştir. Yukarıdaki araştırmaya şu da eklenebilir; $\theta > \theta_{opt}$ açılarında çevrimin tüm parametreleri kötüleşir. Bu nedenle benzinli bir motorun 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_{pmax} 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, 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

küçültür. Benzinli motorlarda anılan oranı artırmak için pratik yöntemler olarak şunları sıralayabiliriz;

* Emme kanalına kıvrımlı şekil verilerek, taze karışımın silindire teğetsel olarak girmesi ve burada dönme hareketi yapmasını sağlamak,

* Etekli emme supapları kullanılarak, taze karışımın çevresel dönü hareketi kazandırmak,

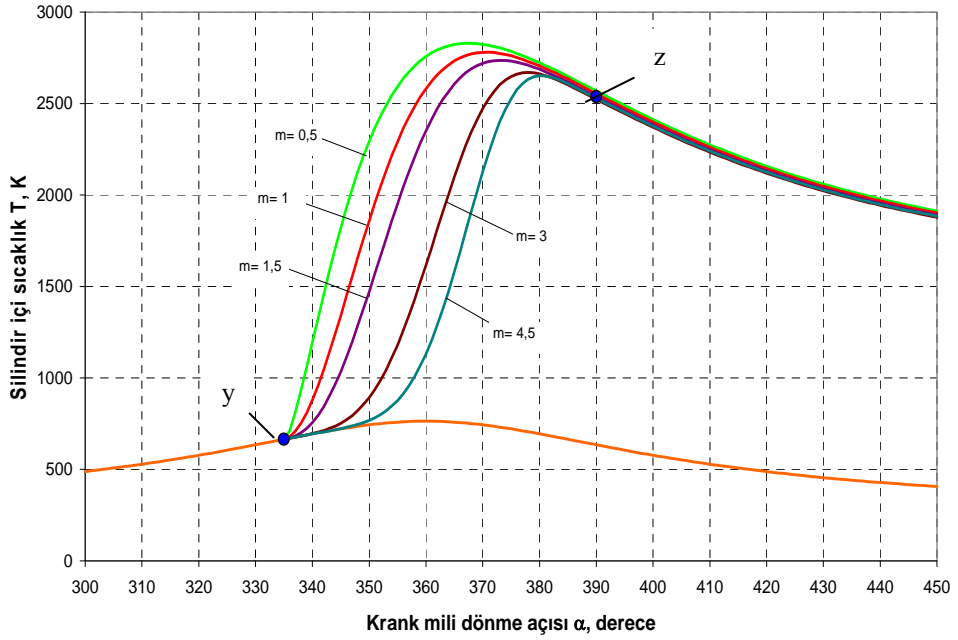
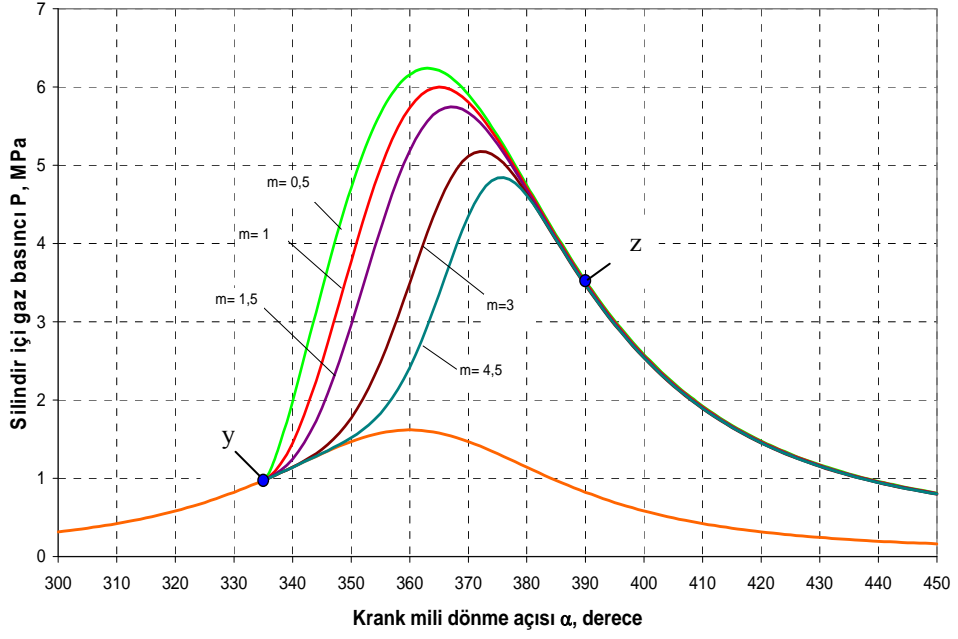
* Silindir içerisindeki iş karışımına zıt yönlü çevresel dönme hareketi kazandıracak piston içi özel oyuk açılması.

3.4 Yanma karakteri göstergesinin iş çevrimine etkileri:

Bilindiği gibi m parametresi yanma olayının gelişim karakterini zamana bağlı tayin eder. Bu parametre, (1.33) ifadesine göre maksimum yanma hızına tekabül eden t_m/t_z soyut süresi, (1.34) denkleminde göre silindire dahil edilmiş yakıtın ilk yarısının yanmasına tekabül eden $t_{1/2}/t_z$ soyut süresi, (1.35) bağıntısına göre yanma hızının maksimum anına dek yanmış yakıtın x_m kütlesi oranını ve (1.36) eşitliğine göre yanmanın maksimum soyut hızı $W_{o,max}$ 'ı belirler.

Yanma karakteri göstergesi m 'in iş çevrimi parametrelerine etkisini ortaya çıkarmak amacı ile yanma karakter göstergesi $m = 0,5; 1; 1,5; 3$ ve $4,5$ değerleri için ek olarak 50 iş çevrimi hesabı yapılmıştır. Şekil 3.16'da $\varphi_z = 50^\circ$ ve $\theta = -25^\circ$ sabit değerinde $m = 0,5; 1; 1,5; 3$ ve $4,5$ değerleri için 5 iş çevrimi diyagramları verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi yanma karakteri göstergesi, "yz" yanma hattını etkilemektedir, ana yanma fazı hatları (y noktasından P_{max} 'a kadar) birbiriyle örtüşmez ve m 'in sabit artış adımlarında yaklaşık eşit yerleşirler, m arttıkça P_{max} düşer ve α_p ise artar.

Araştırılan 5 iş çevriminin temel parametrelerinin sayısal değerleri Tablo 3.8'de özetlenmiştir.



Şekil 3.16 : $\varphi_z = 50^\circ$ sabit iken silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın farklı yanma karakteri göstergelerinde, krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği.
 $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\theta = -25^\circ$ ve $\xi = 0,84$

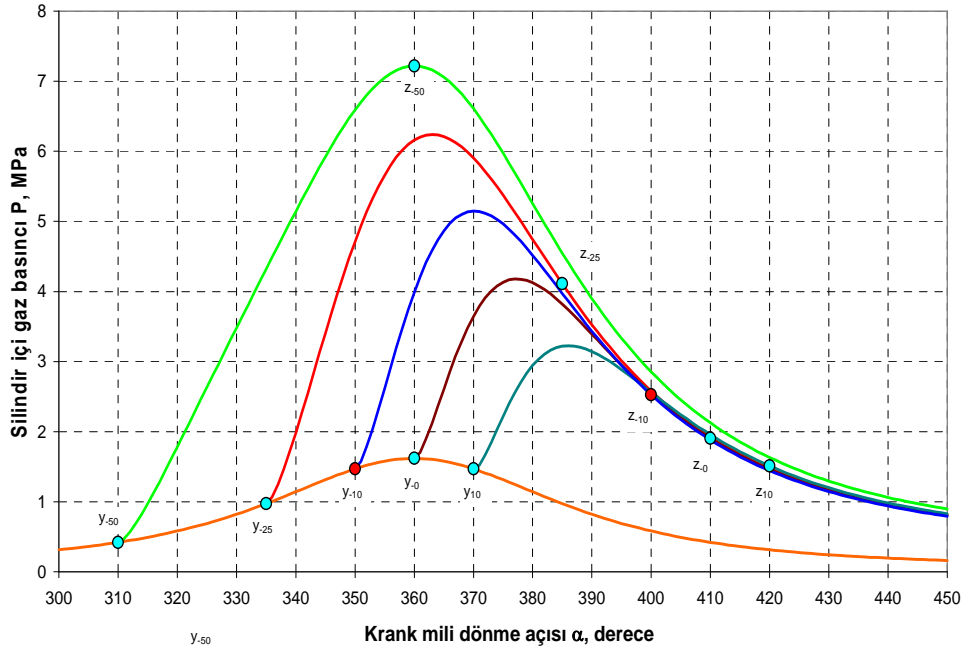
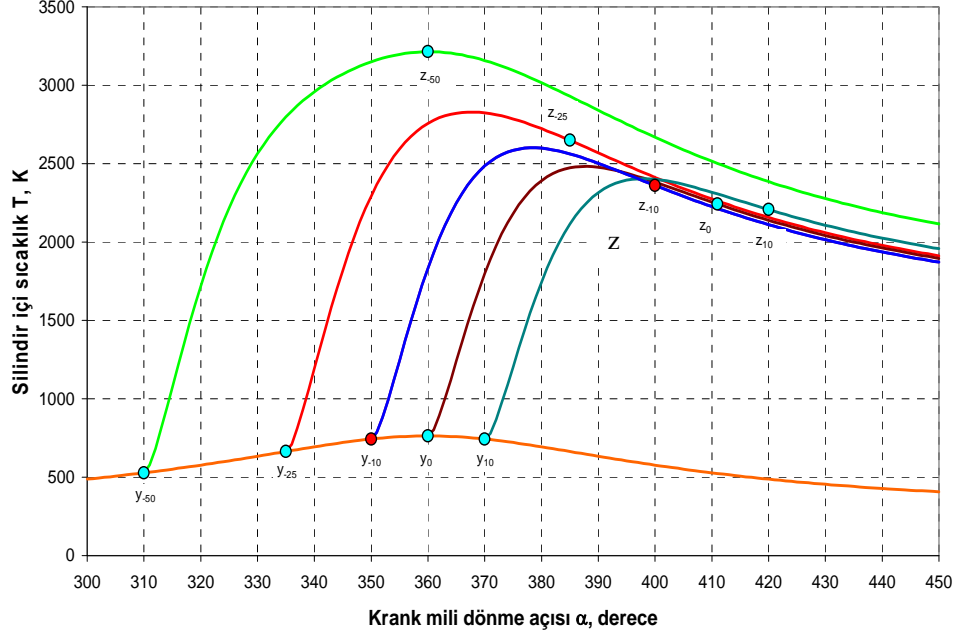
Tablo 3.8: İş çevrimi parametrelerinin yanma karakter göstergesi m' e bağlılığı ($\varphi_z = 50^\circ$)

Çevrim Parametreleri	m				
	0,5	1	1,5	3	4,5
P_i (MPa)	1,022	1,049	1,061	1,069	1,001
η_i	0,320	0,328	0,332	0,335	0,332
g_i (gr/kW·h)	256,1	249,7	246,7	244,9	246,7
P_{max} (MPa)	6,24	6	5,75	5,18	4,84
α_p (derece)	3	5	7	12	16
$w_{p,max}$ (MPa/rad)	16,68	15,17	14,3	12,61	12,29
T_{max} (K)	2830	2781	2737	2670	2653
α_T (derece)	8	11	13	18	20
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	5	6	5	6	4
T_b (K)	1698,9	1665,7	1678,8	1669	1673,2

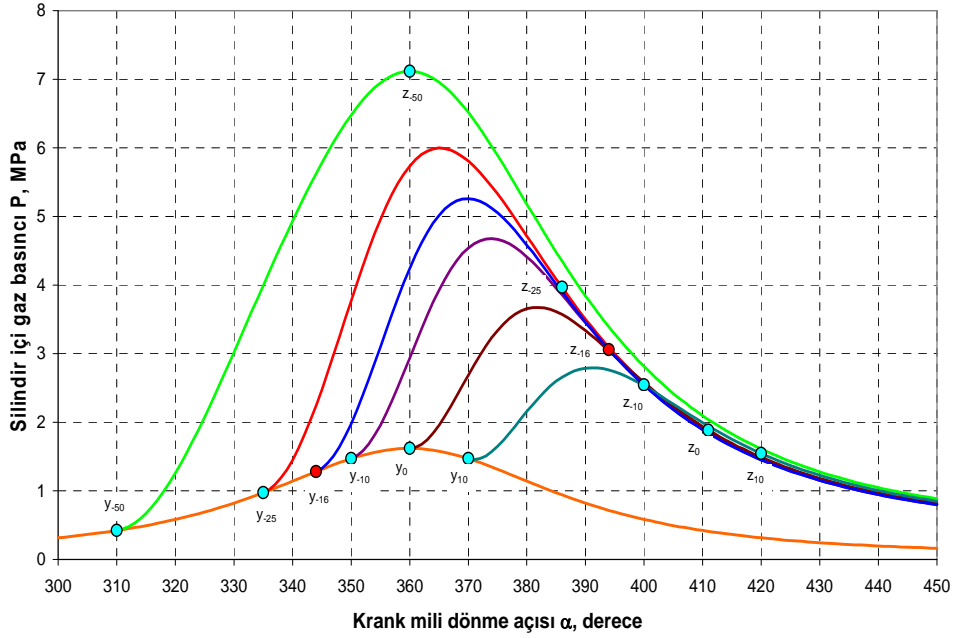
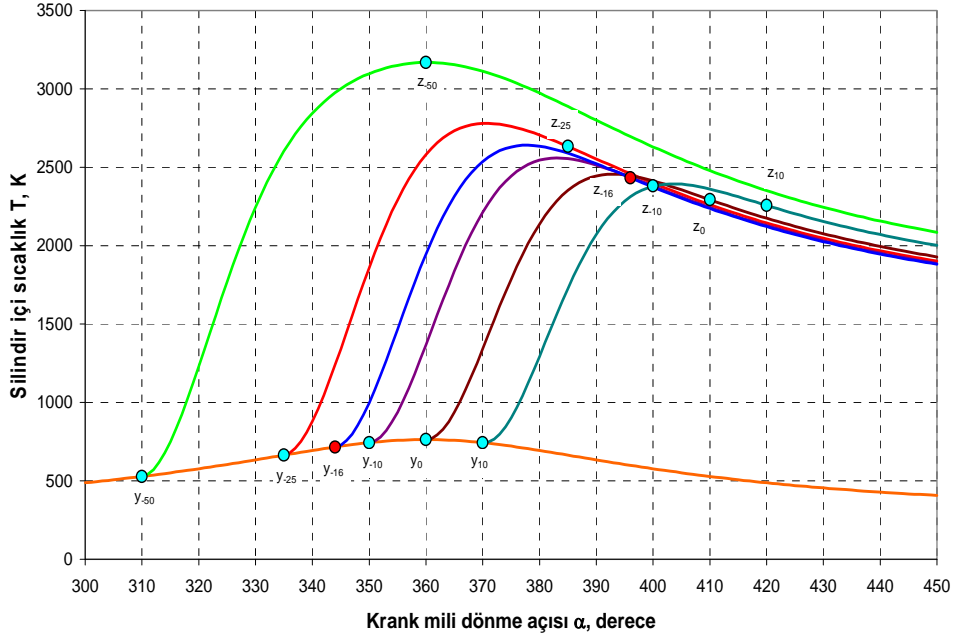
Tablo 3.8'den görüldüğü gibi m' 'in yükselmesi ile ($m=0,5$ 'deki çevrim parametrelerinin dışında) maksimum basınç artış hızı $W_{p,max}$, maksimum gaz sıcaklığı T_{max} ve $\alpha_T - \alpha_p$ farkı pratik olarak değişmemektedir. P_i, η_i ve g_i 'nin optimal ateşleme avansı açılarındaki değerlerinin karşılaştırılması pratik bakımdan merak uyandırır.

Şekil 3.17; 3.18; 3.19; 3.20 ve 3.21'de aynı bir yanma süresinde ($\varphi_z = 50^\circ$) ve farklı ateşleme avansı açılarındaki, $m=0,5; 1; 1,5; 3$ ve $4,5$ için hesaplanmış iş çevrimi diyagramları gösterilmiştir. Karmaşıklığa yol açmamak amacı ile diğer yanma sürelerinde ($\varphi_z = 25^\circ, 80^\circ, 100^\circ$ KMA) ve farklı ateşleme avansı açılarındaki m' 'in yukarıda anılan beş değeri için çizilmiş P ve T diyagramları Şekil EK-1, EK-2...EK-12'de verilmiştir.

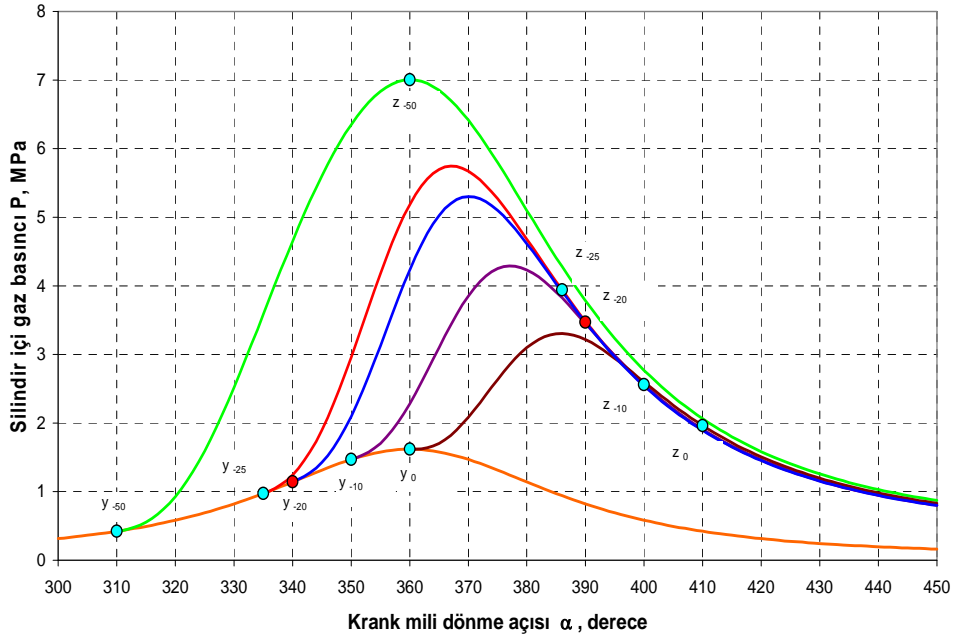
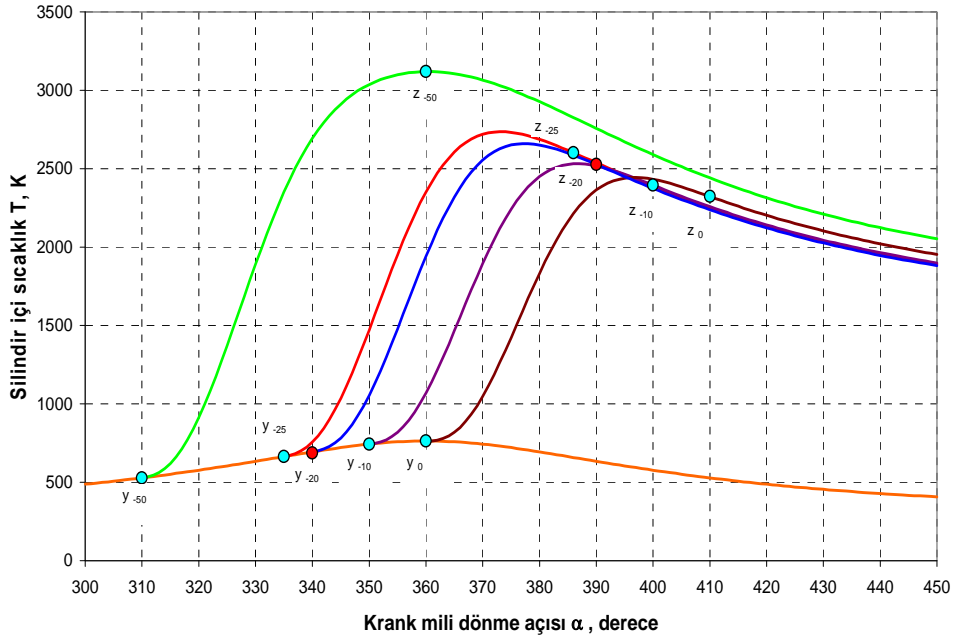
Şekil 3.22'de $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerinde ve $m=0,5; 1; 1,5; 3$ ve $4,5$ için hesaplanmış iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısına bağlı değişim grafikleri çizilmiştir.



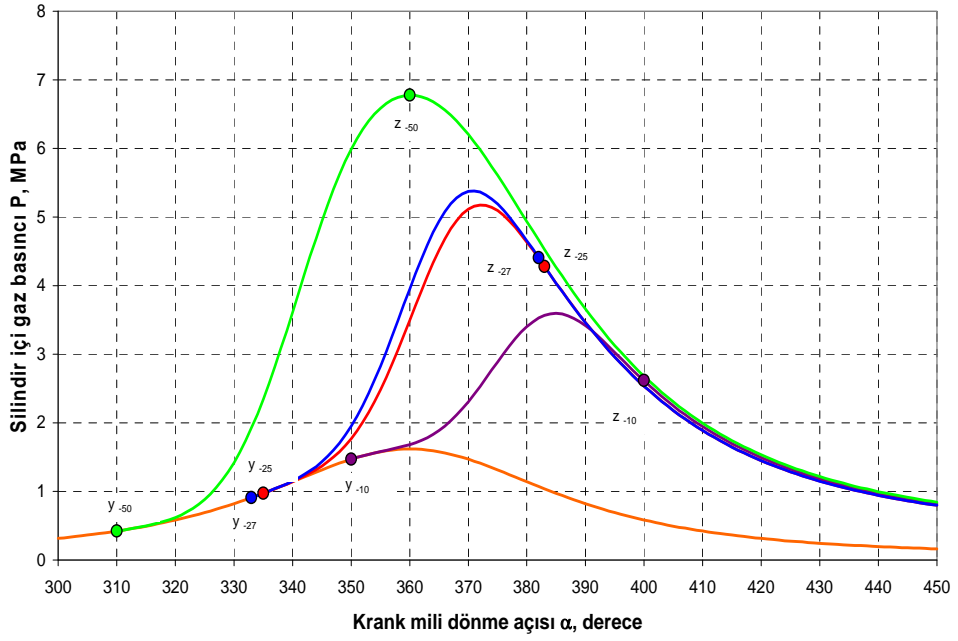
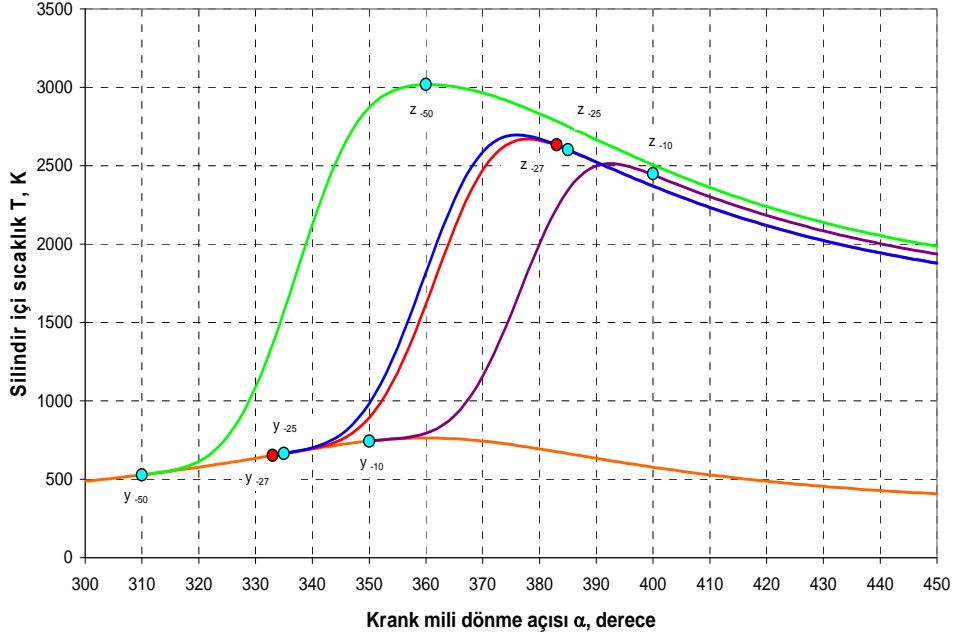
Şekil 3.17: $m=0,5$ ve $\varphi_z = 50^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$ iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları.



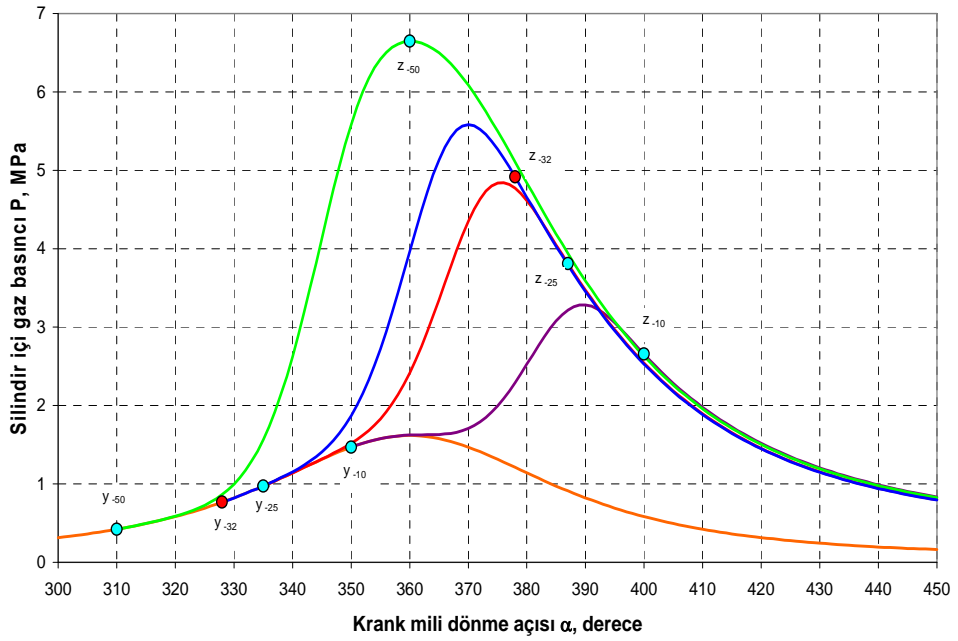
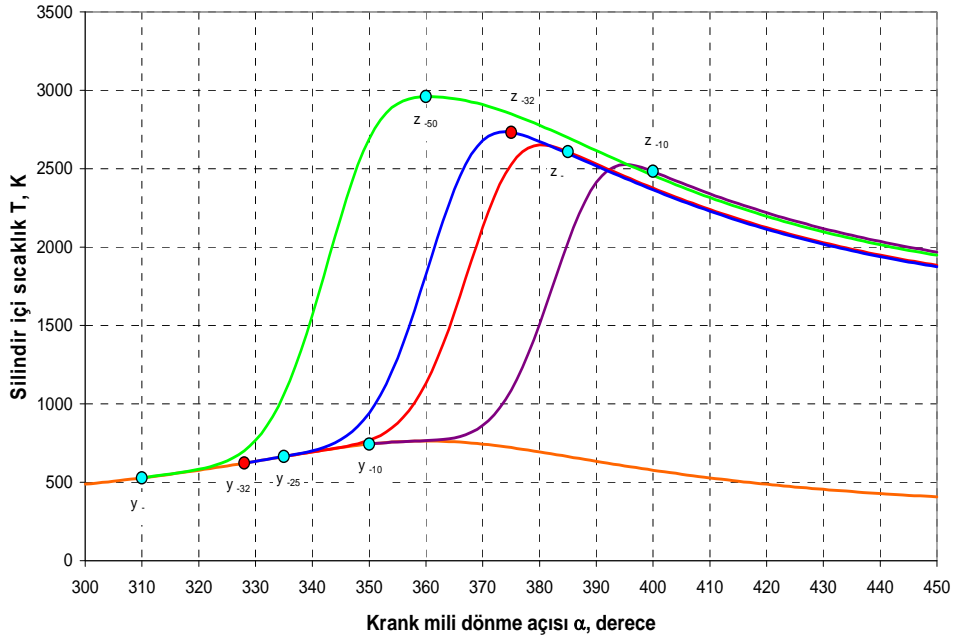
Şekil 3.18: $m=1$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları.



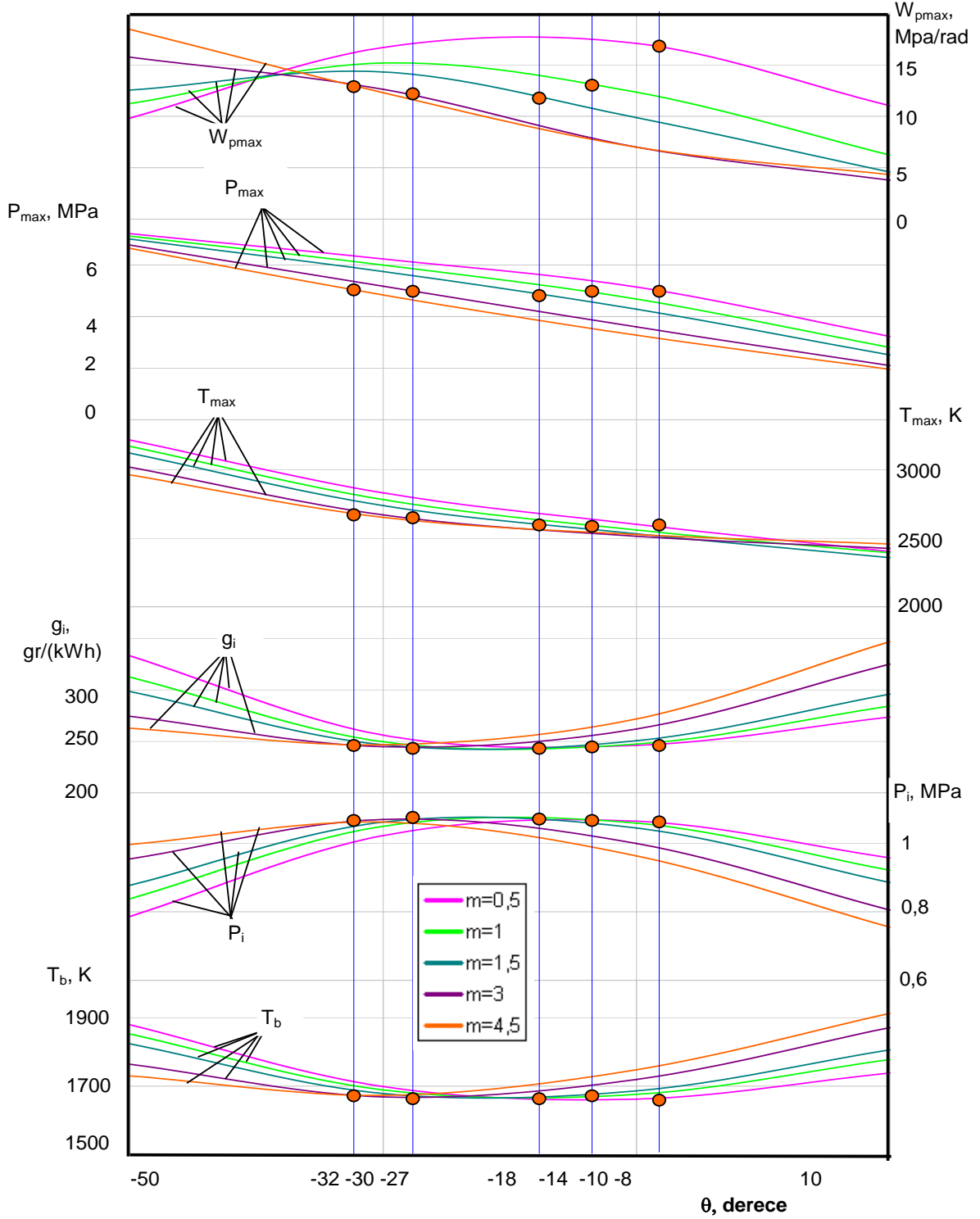
Şekil 3.19: $m=1,5$ ve $\varphi_z = 50^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları.



Şekil 3.20: $m=3$ ve $\varphi_z = 50^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları.



Şekil 3.21: $m=4,5$ ve $\varphi_z = 50^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$; iken çeşitli θ 'larda hesaplanmış iş çevrimi diyagramları.



Şekil 3.22: Yanma karakteri göstergesi m 'in 5 farklı değeri için iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri $\varphi_z = 50^\circ$; $\varepsilon = 8,5$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$;

P_i ve η_i eğrilerinin incelenmesi m 'in artma hızına bağlı olarak optimal ateşleme avansı açısı θ_{opt} 'in büyüdüğünü gösterir. Aşağıda uygun sayısal değerler verilmektedir.

$\varphi_z = 50^\circ$					
m	0,5	1	1,5	3	4,5
θ_{opt}	-8	-14	-18	-26	-30

Tablo 3.9'da $\varphi_z = 50^\circ$ ve optimal ateşleme avansı açısında, $m=0,5; 1; 1,5; 3$ ve $4,5$ değerleri için iş çevrimi parametrelerinin sayısal değerleri verilmiştir.

Tablo 3.9: İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} iken yanma karakteri göstergesine bağlılığı.

Çevrim Parametreleri	$m = 0,5$ $\theta_{opt} = -8^\circ$	$m = 1$ $\theta_{opt} = -14^\circ$	$m = 1,5$ $\theta_{opt} = -18^\circ$	$m = 3$ $\theta_{opt} = -27^\circ$	$m = 4,5$ $\theta_{opt} = -32^\circ$
P_i , MPa	1,061	1,067	1,067	1,070	1,073
η_i	0,332	0,334	0,334	0,335	0,336
g_i , gr/(KWh)	246,8	245,5	245,4	244,7	244
P_{max} , MPa	4,96	5,07	5,11	5,28	5,38
α_p , derece	11	11	11	11	12
w_{pmax} , MPa / rad.	16,7	13,51	12,58	12,98	14,49
T_{max} , K	2575	2612	2632	2670	2710
α_T , derece	20	19	19	17	16
$\alpha_T - \alpha_p$, derece	9	8	8	6	4
T_b , K	1663,9	1671,3	1671,9	1669,6	1665,35

P_i ve η_i 'nin optimal ateşleme avansı açılarındaki değerlerinin kendi aralarında kıyaslanması bu değerlerin pratik olarak sabit kaldığını göstermektedir, buradan şu önemli sonuçlar çıkarılır; Ortalama yanma hızı sabit iken yanma karakteri göstergesi değişimi ortalama indike basınç ve indike özgül yakıt sarfiyatı değerlerine etki yapmamaktadır.

Fakat diğer iş çevrimi parametreleri θ_{opt} halinde m değerine bağlı olarak değişmektedir, öyleki m azaldığında P_{max} ve T_{max} küçülür, w_{pmax} ise $m=1,5$ ile 3 aralığında en düşük değere sahip olur.

Aynı bir P_i ve η_i değerlerinde en elverişli iş çevrimi o çevrim olur ki, bu çevrim P_{\max} ve $W_{p\max}$ 'ın en küçük değerlerinde gerçekleşir. Tablo 3.10'un analizi yapılarak şu sonuca gelinebilir; Yanma karakteri göstergesi m 'in optimal değeri yaklaşık 1,5 dir.

m 'in bu değerine göre aşağıdaki optimal değerler bulunabilir,

-Maksimum yanma hızına kadar olan soyut süre; (denklem 1.33)

$$\left(\frac{t_m}{t_z} \right)_{\text{opt}} = \left[\frac{1,5}{6,908(1,5+1)} \right]^{\frac{1}{1,5+1}} = 0,376 \approx 0,38$$

-Yakıtın yarısının yanmasına kadar geçen soyut süre; (denklem 1.34)

$$\left(\frac{t_1}{t_z} \right)_{\text{opt}} = 0,1003^{\frac{1}{1,5+1}} = 0,399 \approx 0,4$$

-Maksimum yanma hızı anına dek yanmış yakıtın kütleli oranı; (denklem 1.35)

$$x_{m\text{opt}} = 1 - e^{-\frac{1,5}{1,5+1}} = 0,451 \approx 0,45$$

-En büyük soyut yanma hızı ise; (denklem 1.36)

$$W_{0\text{maxopt}} = 6,908(1,5+1) \left[\frac{1,5}{6,908(m+1)e} \right]^{\frac{1,5}{1,5+1}} = 2,19 \approx 2,2$$

olur.

$m \approx 1,5$ değerinin optimal olduğunu motordaki vuruş konusu ile ilgili diğer düşüncelerde doğrulamaktadır. Diğer koşullar aynı olduğunda maksimum yanma hızı W_{\max} ne kadar küçük olursa normal yanmadaki vuruşta geçiş tehlikesi de bir o kadar az olur. Demek ki pratikte W_{\max} değerini mümkün mertebe küçük değerlere ulaştırmaya çalışmalıyız. (1.36) nolu denklemden çekilen $W_{0\text{max}}$, $W_{\max} = W_{0\text{max}} / t_z$ eşitliğinde yerine konularak özgül maksimum yanma hızı denklemini elde edebiliriz:

$$W_{\max} = \frac{6,908(m+1)}{t_z} \left[\frac{m}{6,908(m+1)e} \right]^{m/(m+1)} \quad (3.3)$$

Bu denklemden görüldüğü gibi özgül maksimum yanma hızı değeri t_z ve m 'e bağlıdır, üstelik W_{\max} , yanma süresine ters orantılıdır. W_{\max} 'ın yanma karakter göstergesi m 'e bağlılığı daha karmaşıktır.

W_{\max} 'ın küçük değerleri, yanma süresinin keyfi yükseltilmesi ile elde edilmemelidir. Çünkü yukarıda söylendiği gibi her bir motor hız rejimi için belirli bir t_z optimal değeri var olmaktadır, m 'in W_{\max} 'a etkime karakteri şekil 1.27'de görülmektedir. W_{\max} 'ın en küçük değeri $m \approx 1,5$ 'da elde edilir ve bu değer önceden tespit edilmiş motor değerleriyle örtüşmektedir.

Daha sonra şunu da göz önünde tutmak gerekmektedir, karışımın basıncı ve sıcaklığı ne kadar yüksekse alev öncesi oksitlenme prosesleri de bir o kadar şiddetli gelişecektir. Bu nedenle optimal m değeri seçimini sona erdirmek için iş karışımı parametrelerinin maksimum yanma hızına tekabül eden değerlerini kıyaslamak gerekmektedir. P_{\max} ve T_{\max} anlarına dek geri dönüşüz kayıp nedeniyle sıkıştırma dalgaları ampilütüdü'nün önemsiz küçülmesinden dolayı bu anlardaki P ve T değerlerinin kıyaslanmasında ilgi çekicidir. Tablo 3.10 ve 3.11'de termodinamik parametrelerin uygun değerlerinin yanı sıra bazı diğer değerlerde verilmektedir.

Tablo 3.10: Maksimum yanma hızı anında iş çevrimi parametrelerinin m 'e bağlılığı ($\varphi_z = 50^\circ$)

m	θ_{opt} derece	$\theta_{\text{opt}} / \varphi_z$ derece	Maksimum yanma hızı anındaki değerler					
			$W_{0\max}$ 1/sn	φ_m derece	$\alpha_m = \varphi_m - \theta_{\text{opt}}$ derece	x_m	P_m MPa	T_m K
0,5	-8	0,2	0,91	6,5	-1,5	0,241	2,88	1354
1	-14	0,32	1,12	13,1	-0,9	0,339	3,42	1590
1,5	-18	0,4	2,2	19,2	1,2	0,424	3,85	1775
3	-27	0,54	2,47	28,8	0,8	0,498	4,18	1925
4,5	-32	0,64	2,73	34,3	2,3	0,532	4,20	1988

Tablo 3.11: P_{\max} ve T_{\max} anlarındaki iş çevrimi parametrelerinin yanma karakter göstergesine bağlılığı ($\varphi_z = 50^\circ$)

m	P_{\max} anındaki değerler				T_{\max} anındaki değerler			
	α_p derece	x_p	P_{\max} MPa	T_p K	α_T derece	x_T	P_T MPa	T_{\max} K
0,5	11	0,8258	5,14	2485	20	0,9355	4,8	2601
1	11	0,8456	5,26	2537	19	0,9590	4,7	2641
1,5	11	0,8543	5,3	2555	19	0,9614	4,9	2661
3	11	0,9092	5,38	2623	17	0,9771	5,1	2697
4,5	12	0,9292	5,58	2680	16	0,9873	5,3	2735

Tablo 3.10 ve 3.11'den görüldüğü gibi yanma karakter göstergesi $m=1,5$ için silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığı yanma olayının tüm karakteristik anları için ($W_{0\max}$, P_{\max} ve T_{\max}) m'in daha büyük değerlerine kıyasla önemli ölçüde düşüktür. Demek ki $m=1,5$ iken alev öncesi proseslerin şiddeti küçülür, bu da maksimum yanma hızının küçülmesi ile birlikte vuruntuya meyilliliği daha çok düşürmelidir.

Böylece m'i 1,5 değerine götürmenin gerekçesi iki nedenden ileri gelmektedir;

-İş çevriminin en iyi parametrelerinin elde edilmesi

-Motorun en düşük vuruntu meyilidir.

m'in bütün değerlerinde krank milinin maksimum gaz basıncı anına dek olan dönme açısının pratik olarak $\alpha_p \approx 11^\circ$ olduğunu belirtmekte bir yarar vardır. Pratikte eskiden beri bilinen kurala göre indike iş en büyük değerine maksimum gaz basıncı $\alpha_p = 10-15^\circ$ KMA da ulaştığında sahip olur. $P_{i\max}$ için hesap yoluyla belirlenmiş α_p değerleri bu kurala uymaktadır.

Bizim tezimizde tespit edilen m ve φ_z 'nin optimal değerlerinin ($m=1,5$ ve $\varphi_z = 50^\circ$) kısılcımla ateşlemeli gerçek motorlardaki m ve φ_z değerleriyle ne derecede örtüştüğünü ortaya çıkarmak büyük pratik merak uyandırır. Maalesef böyle deneysel veriler oldukça azdır. Literatürde geçen m değerlerinin incelenmesi bu değerlerin optimal olmadığını göstermektedir. Tarafımızdan incelenen motorda ($m=4,1$), yine birçok diğer motorlarda ($m=3,6; 3,8; 4,3\dots$) değerlerinin optimaldan uzak olması neden ileri gelmektedir? Bu hal yanma karakter göstergesi m'in direk ölçme ile açığa çıkarılamaması olarak tanımlanabilir. Yalnız indikatör diyagramının termodinamik

işlenmesi ve yanma karakteristiğinin bir sonraki analizi veya indikatör diyagramının dolaysız özel araştırılması m parametresini tayinine götürür. Günümüzdeki motorlarda m değerinin büyük olmasının fiili nedeni yanma olayının düzenlenmesindeki genel eksiklerden oluşmaktadır. Yanma olayının belirlenen yönde iyileştirilmesi konstruktörlerin, araştırmacıların ve deneycilerin işidir. Aşağıya sıralanan bir sıra faktörlerin m ve φ_z 'ye etkilerini ortaya çıkarmak için deneysel araştırmaların yapılması uygundur; Sıkıştırma oranı, motor hızı ve yükü, yanma odasının şekli, aşırı doldurma, buji sayısı yerleştirilmesi ve kıvılcım gücü, yakıt çeşidi, yakıt katılan katkılar, ateşleme yöntemi vs.

Deneysel verilerin birikimi yanma olayının uygun yönde idare edilmesini mümkün kılar, yanma karakter göstergesi m 'in 1,5'e kadar düşürülmesinin en perspektif yollarından biri olarak üretilen başlangıç aktif merkez sayısının artırılmasını ileri sürebiliriz. Buna taze karışımın gerek oldukça güçlü kıvılcımla gerekse çok sayıda kıvılcımla veya yüksek frekanslı elektronik ateşleme sistemi ile ulaşılabilir. Bu son halde geleneksel ateşlemeye göre yüksek frekanslı ateşleme sistemi daha düşük enerji ve gerilme ile ateşlemeyi gerçekleştirir. Geleneksel ateşlemeye göre yüksek frekanslı elektronik ateşleme sistemi daha çok sayıda kimyasal aktif merkezler (atomlar, radikaller) oluşturur.

Ateşleme sisteminden istenilen talepler yalnız güvenli ateşlemeyi değil aynı zamanda gereken tipte ve sayıda başlangıç aktif merkezlerin oluşturulmasını içermelidir.

Yanma olayının seyredilen dalgalanması (özellikle tek bujili ateşlemede ve fakir karışımlarda) eğer karışım içeriği veya ateşleme anındaki büyük olmayan dalgalanmalardan meydana gelmiyorsa, şöyle açıklanabilir; Art ardına gerçekleşen çevrimlerdeki kıvılcımlar ile oluşturulan aktif merkez sayısının dalgalanması ile izah açıklanabilir. Galiba yüksek frekanslı elektronik ateşleme ardışık ateşleme olaylarında oluşan aktif başlangıç merkez sayısını yüksek kararlılığını sağlamaktadır.

Benzinli motorlarda yanma prosesini iyileştirme yollarından en önemlisi kendi düşüncelerimize göre iş karışımının tabakalaştırılmasıdır.

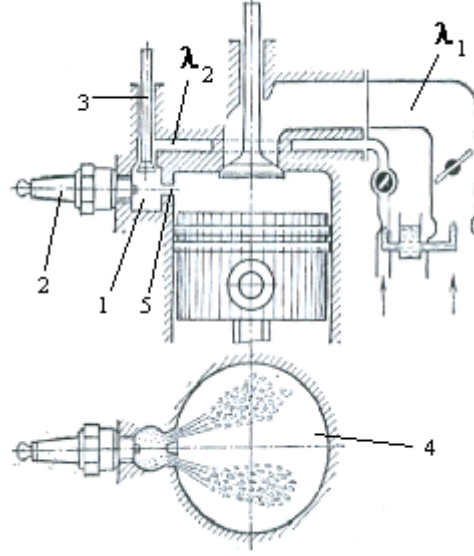
Bu halde buji bölgesinde zengin karışım yoğunlaşır, bujiden uzaklaştıkça ise karışım fakirleşir. Böyle bir efekt zengin ve fakir karışımların silindire ayrı ayrı dahil edilmesiyle elde edilebilir. Fakat bölünmemiş yanma odalarında anılan tabakalaşmanın optimal şartlarını motor hızı ve yükünün geniş değişim aralıklarında sağlamak zordur.

En iyi sonuçlar alevle ateşlemeli bölünmüş yanma odaları uygulandığı takdirde elde edilir.

Karbüratörlü ve benzin püskürtmeli motorlar için adı geçen yöntemi ayrı ayrı ele alalım.

Karbüratörlü karışım oluşturmada uygulanan yöntemin prensip şeması Şekil 3.23'de verilmektedir. Görüldüğü gibi küçük hacimli ön yanma odası (1) ek supap (3) ve bujiyle (2) donatılmıştır. Ön yanma odasının üflenmesi ek supaptan geçen λ_2 içerikli çok zengin karışımla gerçekleştirilir. Ön yanma odasındaki zengin karışımın bujiyle ateşlenmesi sonucu oluşan alev huzmesi dar kanallardan (5) geçerek, ana yanma odasında (4) bulunan fakir yakıt-hava karışımını

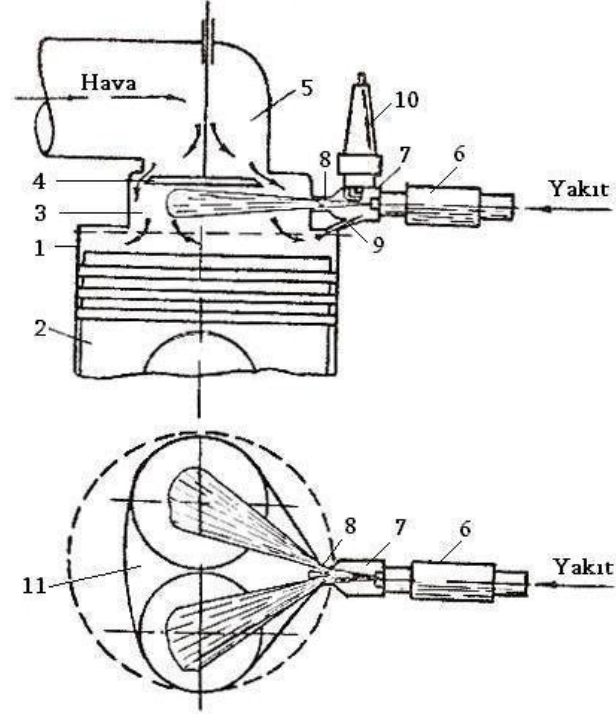
ateşler. Bu da kısmi yük rejimlerinde aşırı fakir karışımların ($\lambda_1 \geq 1,5$) daha efektif kullanılmasını sağlar. Bu sırada esas işletme rejimlerinde egzoz gazlarındaki CO yoğunluğu % 1'lerin altında olur. NO yoğunluğu ise önemli ölçüde düşer.



Şekil 3.23: Karbüratörlü motorda tabakalı karışım oluşturmamanın prensip şeması.

Benzin püskürtmeli motorlarda uygulanması önerilen yöntemin prensip şeması Şekil 3.24'de görülmektedir. Enjektörden (6) çıkan yakıt huzmesi ön yanma odası (7) ve meme kanallarından (8) geçerek ana yanma odasına (3) ulaşır. Üstelik bu yakıt huzmesi ön yanma odasında bulunan artık gazları arkasınca çeker, üstelik silindir boşluğundaki (1) havayı üfleme kanalından (9) emer. Ön yanma odasının supap olmaksızın emme havası ile üflenmesi ve artık gazlardan temizlenmesi böyle gerçekleştirilir. Yakıt püskürtme sonunda kinetik enerjisinin düşük olmasından dolayı bir kısım yakıt ön yanma odasında kalır. Bu kısım yakıt, ön yanma odasına emilen hava ve sıkıştırma zamanı ana yanma odasından ön yanma odasına basılan yakıt-hava karışımı ile karışarak zengin bir karışım oluşturur. Bu yardımcı karışımın yanması sonucu oluşan alev hüzmesi meme kanallarından geçerek, önceden püskürtülmüş yakıt demeti boyunca tabaka halinde bulunan ana yakıt-hava karışımını ateşler.

Karışımın gereken tabakalaşma derecesi gerek yakıt püskürtme avansı açısını (karışım oluşturmaya ayrılan süreyi değiştirmekle) gerekse meme deliği sayısını değiştirmekle (püskürtülen yakıtın birkaç huzmeye ayrılması ile) elde edilebilir.



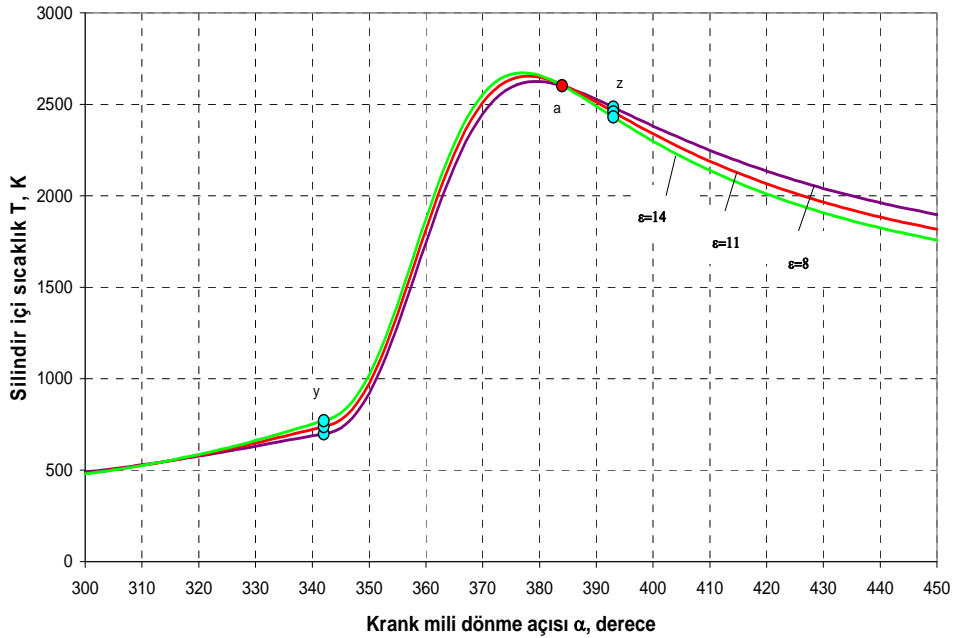
Şekil 3.24: Bezin püskürtmeli ve alevle tutuşmalı bir motorda tabakalı karışım oluşturma prensip şeması.

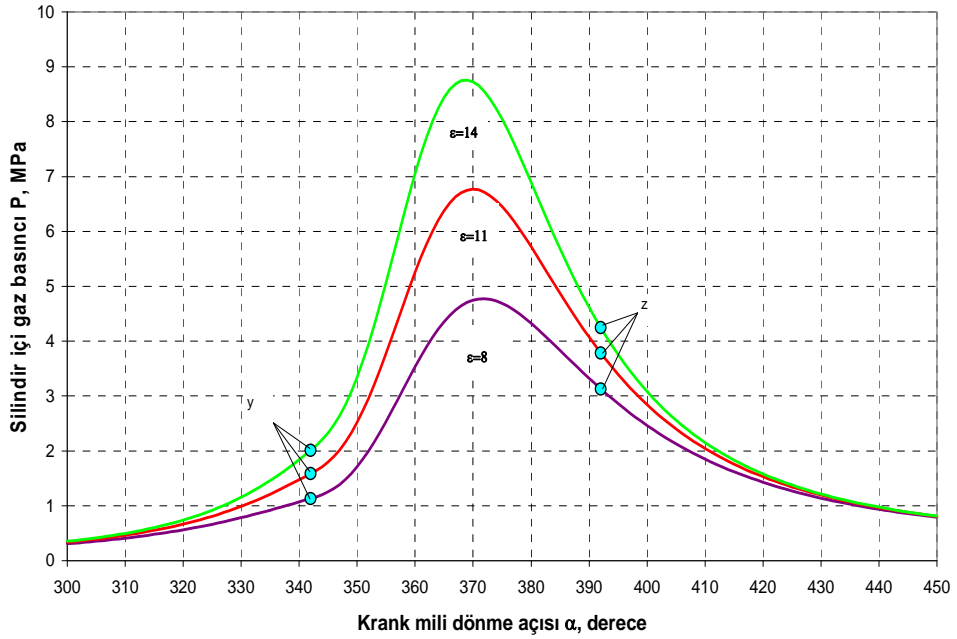
Önerilen bu son yöntem yanma süresi φ_z , yanma karakteri göstergesi m , ateşleme avansı açısı θ ve sıkıştırma oranı ε gibi önemli iş çevrimi parametrelerinin en uygun değerlerini ortaya çıkarmayı mümkün hale getirebilir. Ayrıca yanma olayının hızlanması (m ve φ_z 'in küçülmesi) ve vuruntu olmaksızın sıkıştırma oranı ε 'un 14'e kadar büyümesinde motor performansının yalnız iyileşeceği, NO yoğunluğunun ise yüksek zehirlilik bakımından motorun karakteristik çalışma rejimlerinde pratik olarak artmayacağı düşünülür. Tabakalı karışım kullanılmasında meydana gelen bu kalite en az zehirli egzoz gazı yanı sıra yüksek yakıt ekonomisi ve güçlü bir motor yaratmak fırsatı verebilir.

Kıvılcımla ateşlemeli otomobil, uçak ve diğer motorlarında yanma olayının analizi amacı ile araştırmalar yapılması gerekmektedir. Bu sayede m ve φ_z parametrelerinin optimal değerlerden uzaklaşması halinde konstrüktörler ve deneyimler iş çevriminin iyileştirilmesinin hangi yönde mümkün olacağını bileceklerdir.

3.5 Sıkıştırma Oranının İş Çevrimine Etkileri

Sıkıştırma oranının benzinli motorlarda iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile sıkıştırma oranın $\epsilon = 8; 11$ ve 14 değerlerinden her biri için yanma süresi $\phi_z = 50^\circ$, yanma karakteri göstergesi $m = 1,5$ ve ateşleme avansı açısı θ 'nın farklı değerleri alınarak çevrim hesapları yapılmıştır. Tüm sıkıştırma oranları için optimal ateşleme avansı açısının -18° 'ye eşit olduğu tespit edilmiştir. Şekil 3.25'de farklı sıkıştırma oranları için hesaplanmış iş çevrimi diyagramları gösterilmiştir. Bu diyagramlardan görüldüğü gibi ϵ artırıldığında, basınç şiddetle yükselir, sıcaklık ise nispeten az değişir. Örneğin sıkıştırma oranı 8° 'den 14° 'de kadar artırıldığında P_{max} neredeyse 2 kat, T_{max} ise yalnız % 2,31 kadar artar. ϵ artıkça sıcaklık eğrileri, $\epsilon = 8$ 'e tekabül eden sıcaklık eğrisinin önce üstünden, a noktasından sonra ise altından geçerler. Tüm üç çevrimde gaz sıcaklığının $\alpha = 23^\circ$ iken eşit olması (2612 ± 5 K) ilgi çekicidir. Demek ki a noktası kendine özgü bir düğüm noktasını temsil etmektedir.





Şekil 3.25: Ateşleme avansı açısı -18° iken silindir içi gaz basıncı P ve sıcaklığı T 'nin farklı sıkıştırma oranlarında krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri. $P_a = 0,085$; $\varepsilon = 8; 11; 14$ $\lambda = 0,96$ $\varphi_z = 50^\circ$ $\xi = 0,84$

Diğer başlangıç verileri sabit iken çeşitli sıkıştırma oranları için hesaplanmış iş çevrimi parametrelerinin değerleri Tablo 3.12'de özetlenmiştir.

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.

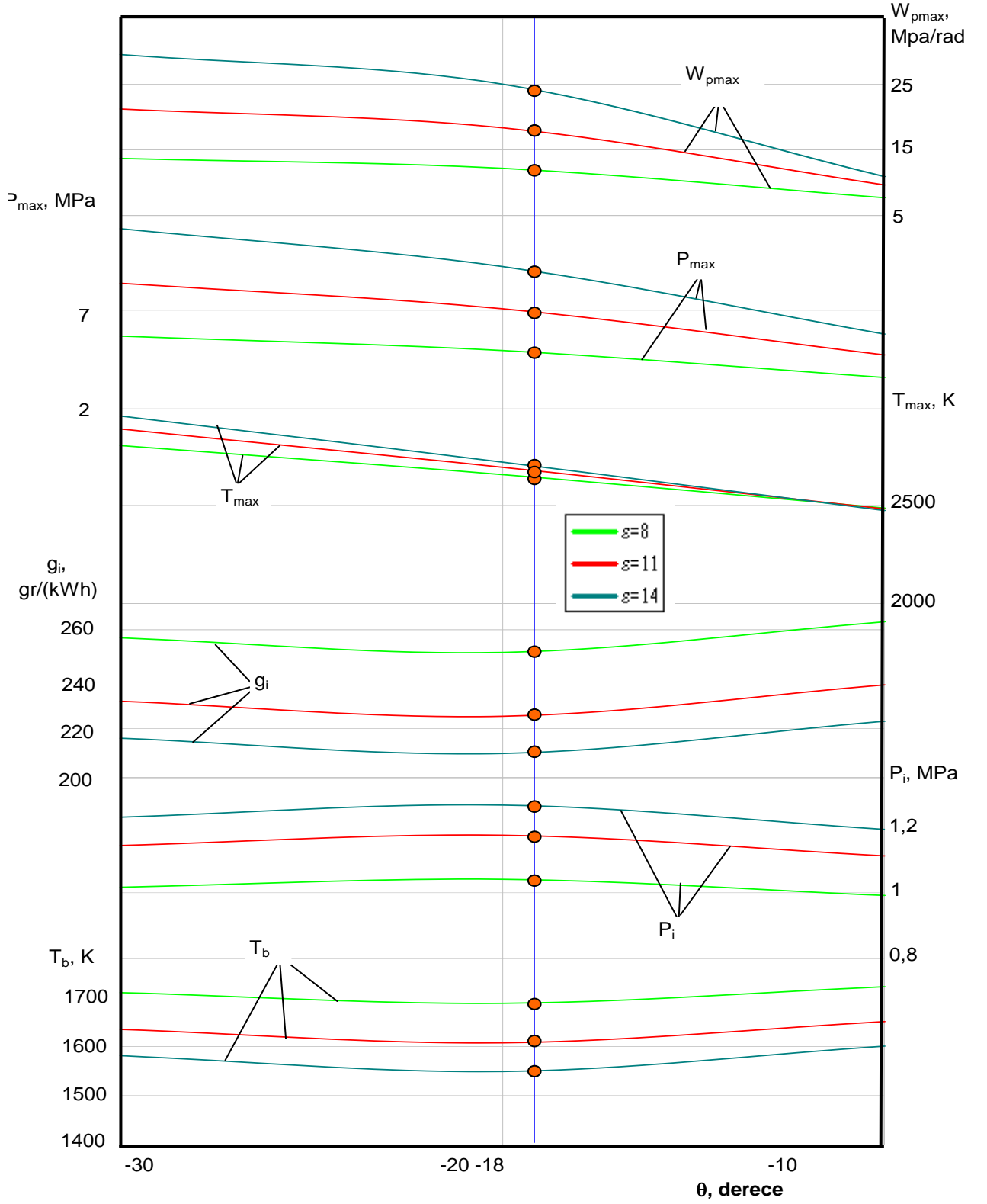
P_{max} 'ın sınırlandırılmasına müsaade eden pratik yöntemlerden birisi de sıkıştırma oranının otomatik düşürülmesidir. Başka bir deyimle sıkıştırma oranını otomatik ayarlayan pistonların kullanımıdır. P_{max} kabul edilebilir sınırı aştığında bu tip pistonlar yanma odası hacmini otomatik olarak değiştirir 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.

Tablo 3.12 : İş çevrimi parametrelerinin optimal ateşleme avansı açılarında sıkıştırma oranı ε 'a bağımlılığı $\varepsilon = 8; 11$ ve 14 $\lambda = 0,96$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,84$

Çevrim parametreleri	Sıkıştırma Oranı ε		
	8	11	14
P_i , MPa	1,040	1,174	1,266
η_i	0,327	0,364	0,391
g_i , gr/(KW h)	251	225,1	210
P_{max} , MPa	4,77	6,77	8,76
α_p , derece	12	10	9
w_{pmax} , MPa/rad.	11,66	17,36	23,42
T_{max} , K	2626	2655	2673
α_T , derece	19	18	17
$\alpha_T - \alpha_p$, derece	7	8	8
T_b , K	1687,4	1607	1549,1
P_b , MPa	0,4420	0,4377	0,4312

Şekil 3.26'da iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı ve sıkıştırma oranına bağlı değişim grafikleri gösterilmiştir. ε 'nin tüm değerleri için optimal tutuşma avansı açısı yeterli hassalıkla yaklaşık -18° olarak bulunmuştur. Demek ki ε , θ_{opt} değerine etkimemektedir. Tüm $\theta > \theta_{opt}$ açılarda çevrim parametreleri kötüleşir. Buna göre de benzinli motorlar θ_{opt} 'den büyük olan ateşleme 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_{pmax} 'in düşüşüne (özellikle yüksek ε değerlerinde) götürdüğü için bazen tavsiye edilebilir.

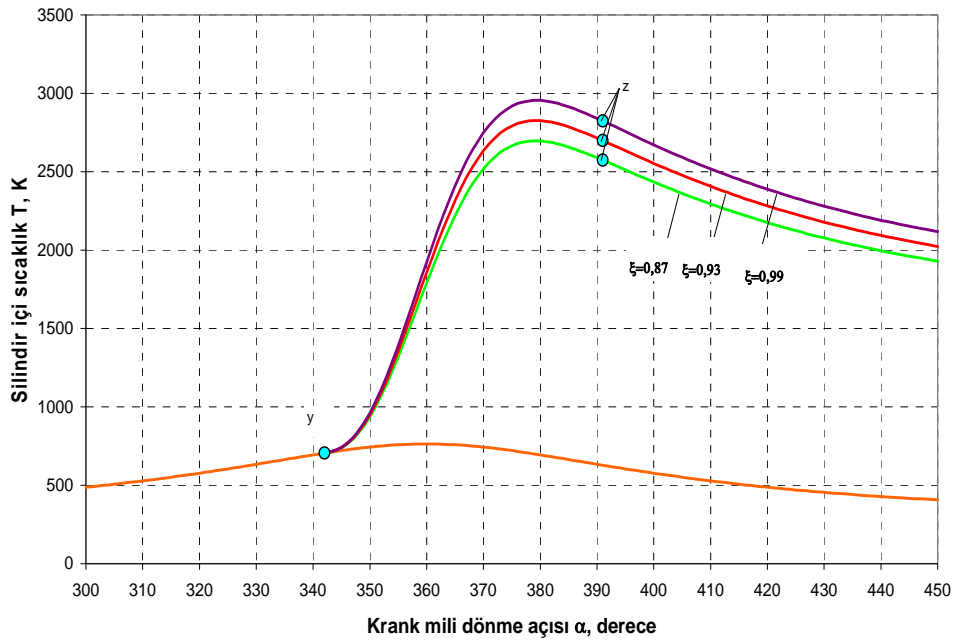


Şekil 3.26: Sıkıştırma oranı ε 'nin 3 farklı değerinde iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri $m = 1,5$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\xi = 0,84$; $\lambda = 0,96$;

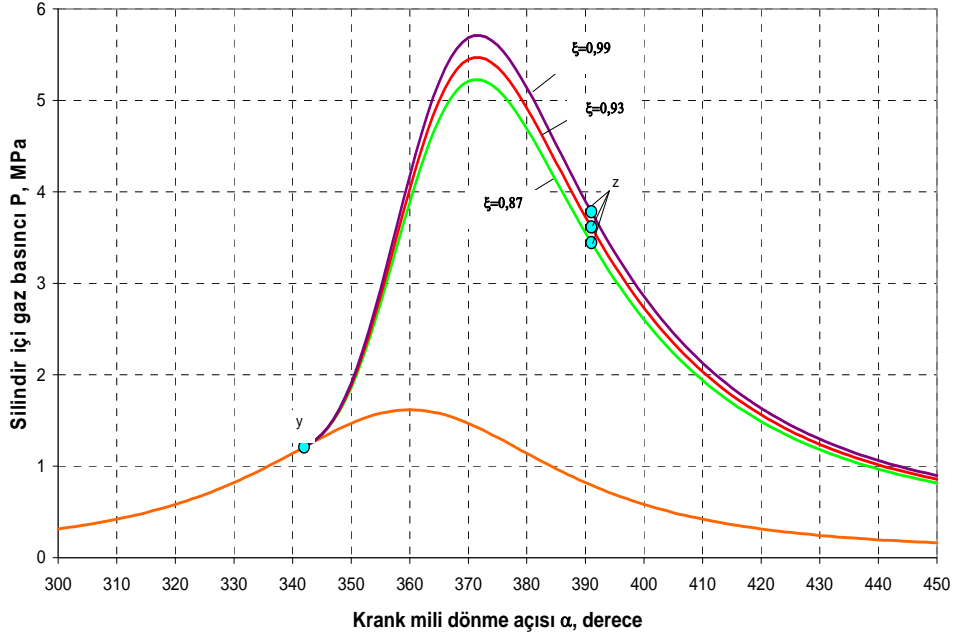
3.6 Yanma Etkinlik Katsayısının İş Çevrimine Etkileri:

Yanma etkinlik katsayısının iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile iş çevrimi hesabı $\xi = 0,87; 0,93$ ve $0,99$ değerlerinden her biri için $\theta = -30, -20, -10^\circ$ alınarak yapılmıştır. Tüm ξ değerleri için optimal ateşleme avansı açısı $\theta = -18^\circ$ '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 3.27 ve 3.28'da gösterilmiştir.



Şekil 3.27 : Yanma etkinlik katsayısı ξ 'nin farklı değerlerinde gaz sıcaklığının değişimini gösteren iş çevrimi diyagramı $P_a = 0,085 \text{ MPa}$; $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$; $\theta = -18^\circ$



Şekil 3.28 : Yanma etkinlik katsayısı ξ 'nin farklı değerlerinde gaz basıncının değişimini gösteren iş çevrimi diyagramı $P_a = 0,085 \text{ MPa}$; $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$; $\theta = -18^\circ$

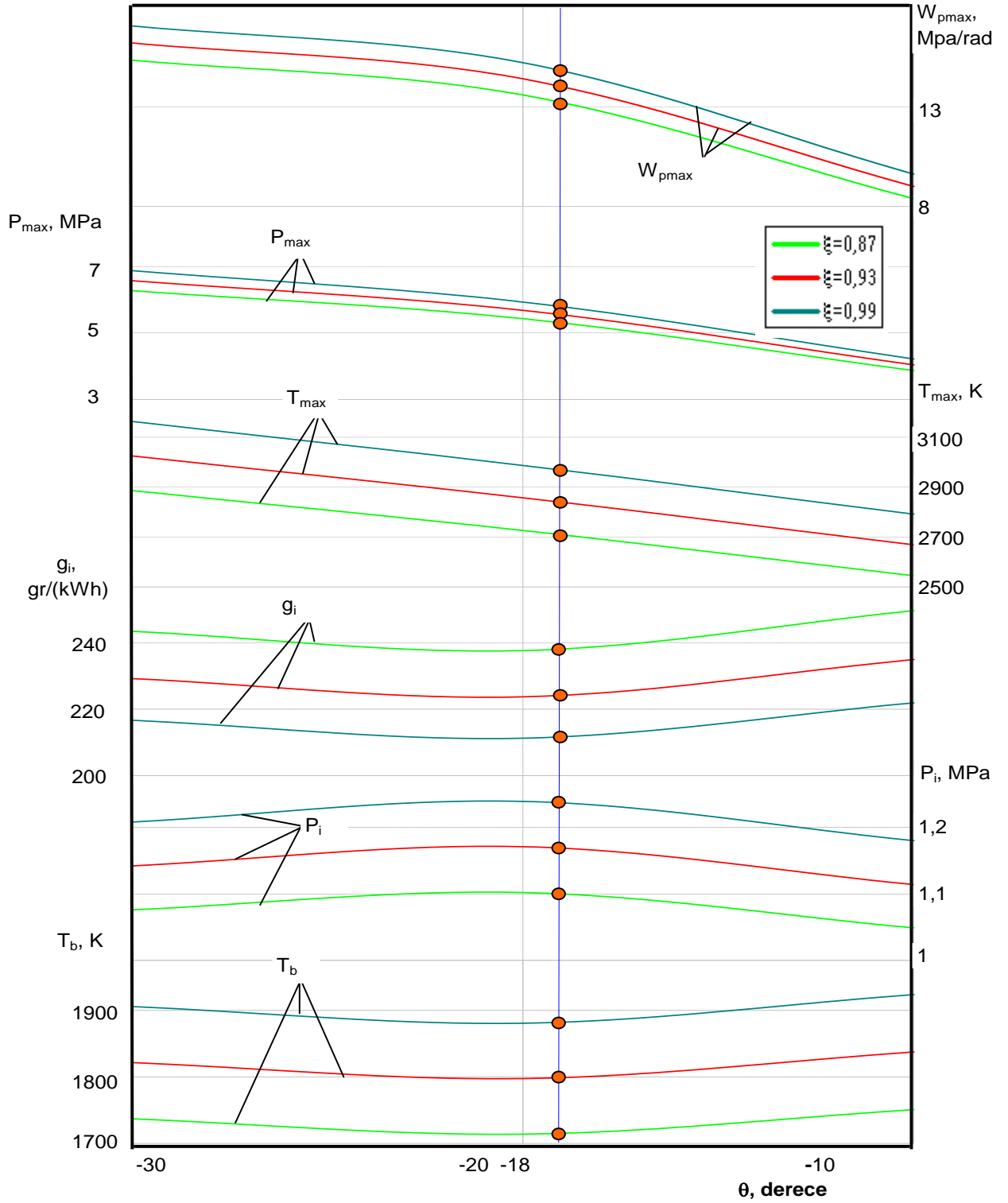
Tablo 3.13'de ise sonuçlar özetlenmiştir. Yapılan analizlere göre ξ 0,87'den 0,99'a kadar yükseldiğinde P_i ve η_i değerleri %11 artar, g_i değeri %12 kadar küçülür. Bu temel parametrelerin iyileşmesi P_{\max} , T_{\max} , T_b , P_b ve $w_{p \max}$ değerlerinin bir miktar (% 13-18) artması sonucunda elde edilmiştir. Şekil 3.29'da iş çevrimi temel parametrelerinin θ ve ξ 'e bağlı değişim eğrileri gösterilmiştir. Analizlerden görüldüğü gibi $\theta > \theta_{\text{opt}}$ 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 3.13: Ateşleme avansı açısı $\theta = -18^\circ$ sabit alındığında iş çevrimi parametrelerinin Yanma etkinlik katsayısı ξ 'na bağlılığı $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\varphi_z = 50^\circ$; $m = 1,5$

Çevrim parametreleri	Yanma Etkinlik Katsayısı ξ		
	0,87	0,93	0,99
P_i , MPa	1,101	1,170	1,238
η_i	0,345	0,366	0,388
g_i , gr/(KWh)	237,7	223,8	211,5
P_{max} , MPa	5,23	5,47	5,71
α_p , derece	11	12	12
w_p , MPa / rad.	12,98	13,77	14,56
T_{max} , K	2697	2827	2955
α_T , derece	19	19	19
$\alpha_T - \alpha_p$, derece	8	7	7
T_b , K	1713,8	1797,4	1880,8
P_b , MPa	0,4528	0,4749	0,4969

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 malzemelerle kaplanması yöntemleri değerlendirilmiştir. Günümüzde referans olarak kullandığımız birçok kaynakta bu cidarların seramik ile kaplanmasının ısı kaybı düşürdüğü ifade edilmiştir.

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 3.29: Yanma etkinlik katsayısı ξ 'nin 3 farklı değerinde iş çevrimi temel parametrelerinin ateşleme avansı açısı θ 'ya bağlı değişim grafikleri $m = 1,5$; $\varphi_z = 50^\circ$; $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$;

TARTIŞMA ve SONUÇ

1-Bilinen matematik ifadelerin incelenmesi, içten yanmalı 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 ateşleme avansı açısı göz önüne alınarak hesap metodu ve bilgisayar destekli matematik modeli hazırlanmıştır. Bu metot supapları kapalı bir silindirde meydana gelen olayların mümkün olabilir tüm parametrelerini büyük bir hassasiyetle bulma fırsatını vermektedir. Ayrıca hesap metodu, benzinli motorlarda ateşleme avansı açısı θ , şartlı yanma süresi φ_z , yanma karakteri göstergesi m , sıkıştırma oranı ε , yanma etkinlik katsayısı ξ vb. parametrelerin motor performansına olan etkilerini ortaya çıkarmak için geniş teorik araştırmalar yapmayı mümkün hale getirmiştir.

3-Benzinli 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 kabul edilen varsayımların doğru olduğunu göstermektedir.

4-Yapılan teorik araştırmalar ateşleme avansı açısı θ , şartlı yanma süresi φ_z , yanma karakteri göstergesi m , sıkıştırma oranı ε 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 ateşleme avansı açısı θ 'nın 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 değerlerine karşılık gelen optimal ateşleme avansı açısı θ_{opt} analitik olarak tespit edilebilir. Verilen koşullarda ateşleme avansı açısı $\theta_{opt} \approx -18^\circ$ 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 $w_{p_{max}}$ 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 ateşleme avansı açısının elde edilmesinin pratik yollarının aktarılışında şunlar göz önüne alınmalıdır; kullanılan yakıtın oktan sayısı, karışımın ısıl durumu, motorun çalışma rejimi, çevre ortam koşulları, yakıt çeşidi vs.

- Geliştirilmiş elektronik ayar sistemlerinin uygulanması; Bu, motorun çalışma rejimine, çevre ortam koşullarına, yakıt çeşidine ve soğutma akışkanı sıcaklığına bağlı olarak optimal ateşleme avansı açısını sağlama fırsatı verir.

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

- m sabit iken optimal ateşleme avansı açısının yanma hızına bağlı olarak değişimi doğrusal kanun üzere gerçekleşir, üstelik yanma karakteri göstergesi m ne kadar büyük olursa doğrunun açıl 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, karışımın silindire teğetsel olarak girmesi ve burada dönme hareketi yapmasını sağlamak, etekli emme supapları kullanılarak, emme havasına çevresel dönü hareketi kazandırmak, silindir içerisindeki karışıma çevresel dönme hareketi kazandıracak piston içi özel oyuk açılması.

c) Ortalama yanma hızı sabit iken, optimal ateşleme avansı açılarında, yanma karakteri göstergesi m, ortalama indike basıncın (P_1) 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 $w_{p,max}$ 'ın minimum değerine m=1,5-3 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.

Sıkıştırma oranı, motor hızı ve yükü, yanma odasının şekli, aşırı doldurma, buji sayısı ve yerleştirilmesi, kıvılcım gücü, yakıt çeşidi, yakıt katılan katkılar, ateşleme yöntemi vs. Deneysel verilerin birikimi yanma olayının uygun yönde idare edilmesini mümkün kılar, yanma karakter göstergesi m'in 1,5'e kadar düşürülmesinin en perspektif yolunun üretilen başlangıç aktif merkez sayısının artırılmasını ileri sürebiliriz, buna taze karışımın gerek oldukça güçlü kıvılcımla gerekse çok sayıda kıvılcımla veya yüksek frekanslı elektronik ateşleme sistemi ile ulaşılabilir. Bu son halde geleneksel ateşlemeye göre yüksek frekanslı ateşleme sistemi daha düşük enerji ve gerilme ile gerçekleştirir. Geleneksel ateşlemeye göre yüksek frekanslı elektronik ateşleme sistemi daha çok sayıda kimyasal aktif merkezler (atomlar, radikaller) oluşturur.

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 ateşleme avansı açısı $\theta_{opt} \approx -18^\circ$ 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 kullanımıdır. P_{max} kabul edilebilir sınırı aştığında bu tip pistonlar yanma odası hacmini otomatik olarak değiştirir ve bununla da, P_{max} ' in istenilmeyen oranına ulaştığında sıkıştırma oranı küçültülmüş olur.

e) Gerek karbüratörlü gerekse benzin püskürtmeli motorlarda yanma prosesini iyileştirme yollarından en önemlisi kendi düşüncelerimize göre iş karışımının tabakalaştırılması ve alevle ateşlenmesidir. Bu halde buji bölgesinde zengin karışım yoğunlaşır, bujiden uzaklaştıkça ise karışım fakirleşir.

Önerilen bu son yöntem yanma süresi ϕ_z , yanma karakteri göstergesi m , ateşleme avansı açısı θ ve sıkıştırma oranı ε gibi önemli iş çevrimi parametrelerinin en uygun değerlerini ortaya çıkarmayı mümkün hale getirebilir. Ayrıca yanma olayının hızlanması (m ve ϕ_z 'in küçülmesi) ve vuruntu olmaksızın sıkıştırma oranı ε 'un 14'e kadar büyümesinde motor performansının yalnız iyileşeceği, NO yoğunluğunun ise yüksek zehirlilik bakımından motorun karakteristik çalışma rejimlerinde pratik olarak artmayacağı düşünülür. Tabakalı karışım kullanılmasında meydana gelen bu kalite en az zehirli egzoz gazı yanı sıra yüksek yakıt ekonomisi ve güçlü bir motor yaratmak fırsatı verebilir.

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

- ξ değeri 0,87'den 0,99'a kadar yükseldiğinde P_i ve η_i değerleri %11 artmış, g_i değeri ise % 12 kadar küçülmüştür. Bu temel parametrelerin yanında P_{max} , T_{max} , P_b , T_b ve $w_{p,max}$ değerlerinin bir miktar (%13-18) arttığı görülmüştür.

- ξ 'in mümkün olabilir büyük değerlerine ulaşılabilmesi için yanma gidiş hattının optimalleştirilmesi, ayrıca soğutma sistemine giden ısı kayıplarının minimize edilmesi gerekmektedir.

- Yanma olayı sırasında meydana gelen iş gazları ile silindir çeperi arasındaki ısı alış verişi 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 ve sıcaklık T'ye 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 kaybında %30-40'a varan oranda azalma görülmüştür.

BÖLÜM V**KAYNAKLAR**

- [1] **PEŞKİN M.A:** Benzin motorları silindirinde bazı faktörlerin karışımın fakirleşme sınırına etkilerinin araştırılması “Pistonlu içten yanmalı motorlar” adlı ilmi eserler topluluğu. Moskova 1956
- [2] **RİKARDO G.P:** Yüksek hızlı içten yanmalı motorlar. Moskova 1960
- [3] **A. VON. PHİLİPPOVİCH:** Z. Elektrochem, 42, Nr. 7b, 1936
- [4] **GENKİN K.İ:** Bildiriler tartışması “Pistonlu içten yanmalı motorlar” adlı ilmi konferansın bildiriler kitabı. Moskova 1956
- [5] **AKULOV N.S:** Zincir prosesleri teorisi. Moskova 1951
- [6] **VOLÇOK L.Ya:** İçten yanmalı motorlarda ölçme yöntemleri. Moskova 1955
- [7] **VOİNOV A.N:** Kıvılcımla ateşlemeli motorlarda vuruntu ve tutuşma hakkında , “Pistonlu içten yanmalı motorlar” adlı ilmi eserler topluluğu. SSCB 1956
- [8] **HUBER E.W:** Drehmomentverlauf, klopfverhalten und PV-Diagramm von Fahrzeugmotoren mit “Verlangter Dehnung” ATZ, H. 1, 1960
- [9] **SOKOLİK A.S:** Gazlarda kendi kendine tutuşma ve yanma “Fizik bilimlerinin başarıları” cilt XXIII 3.Baskı 1940
- [10] **ŞYULE V:** Teknik termodinamik. Cilt 1 , 1.kitap, Enerji İلمي Yazı Kurulu (1935)
- [11] **VİBE İ.İ:** Motor iş çevrimi üzere yenilik. Makine İmalatı Yayınevi. M-S (1962)
- [12] **NEUMMANN, K:** Untersuchungen an der Diesel Maschine.. Forschungsheft 4 (1934)
- [13] **KONÇAR B.M:** Motorda indikatör diyagramı hesabı ve çiziminin detaylaştırılmış yöntemi. Dizelerde iş olayı araştırması makaleleri SNİDİ, 25, Mak. İmalatı Y.evi (1954)
- [14] **NEUMAN K:**Dizelde yanma olayının kinetik analizi. “ İçten Yanmalı Motorlar” kitabı , cilt IV , Makine İmalatı Matbaası, (1938)
- [15] **İNOZEMSEV N.V:** Koşkin V.K. Motorlarda yanma prosesleri. Mak. Matbaası (1949)
- [16] **LUİS B., ELBE K:** Gazlarda yanma, alev ve patlama. Yabancı Literatür Mat. (1948)
- [17] **SEMYONOV N.N:** Zincirleme reaksiyonlar. Devlet Teknik Basımevi (1934)
- [18] **TOLSTOV A.İ:** Sıkıştırma ile tutuşmalı yüksek hızlı dizelerde tutuşma gecikmesinin indike periyodu ve yanma dinamiği. Yüksek hızlı dizelerde iş prosesi ve yakıt beslemesi araştırmaları. M. , Mak. İmalatı Mat., (NILD çalışmaları, 1.sayı) (1955)
- [19] **KOŞKİN V.P:** Yüksek hızlı dizelde yanma olayı kinetik analizi hakkında. MAİ çalışmaları, 4. sayı, Devlet Savunma Matbaası (1946)
- [20] **SEMYONOV N.N:** “ Zincirleme reaksiyonlar teorisinin bazı soruları hakkında” tartışmalar. Fiziksel Kimya Dergisi, cilt XXVII , 6. sayı (1953)
- [21] **GLAKOLEV N.M:** İçten yanmalı motorların iş olayları. Mak. İmalatı Matbaası (1950)
- [22] **KARPOV V.P:** Motorlarda gaz karışımlarının yanması. Mak. İmalatı Matbaası (1951)
- [23] **SOROKO – NOVOTSKİ V.İ:** Yanma Dinamiği ve bunun motor gücü ve ekonomisine etkisi. Makine İmalatı Matbaası (1976)

- [24] **SOKOLİK A.S. VE DİĞERLERİ:** Motorlarda kimyasal ve türbülanslık faktörlerinin yanma olayına etkisi. “ Pistonlu Nakliyat Motorlarında Yanma” çalışmaları topluluğu, SSCB BA Matbaası (1951)
- [25] **HİTRİN L.N:** Yanma ve patlama fiziği. Moskova Devlet Üniv. Matbaası (1957)
- [26] **FİSK E:** Yanma olayı araştırmalarının özeti, “Motor çalışmasının kimyasal esasları” kitabı, cilt 1., Yabancı Literatür Matbaası (1948)
- [27] **DAMKBLER G:** Der Sinfluss der Turbulens auf die Elektrochemil Bd 46 Nr 1(1940)
- [28] **ŞELKİN K.İ:** Türbülanslı akışta yanma hakkında. “ Teknik Fizik” dergisi. Cilt XIII, 9. ve 10. sayılar (1943)
- [29] **BLUMERG P. AND KUMMER T:** Prodition of NO formation in spark-ignited Engines- An analis of method of kontrol” Comb. Sci and Techn.”.t.4 p.p 73-95. (1971)
- [30] **WOSCHNİ G.A:** Anisitis F. Eine Methode Fur Vorausberechrung der Anderung des Brenverlaugs mittelschnell-leafen der Diesel motoren bei geramderten Betrieb, Sbedingungen “MTZ 34, No6 (1973)
- [31] **JANTE A:** Die thermodgnamischen Arbeit-averfahren der Verbrenmings. Dresden
- [32] **PATTAS K. KANER G:** Stickoxidbildung bei der ottomotorichan Ver Brannung MTS, 34, N12, p.p 397-404 (1973)
- [33] **TURGUT ÖZAKTAŞ:** Benzin ve doğalgaz motorunun çevrim analizinin matematiksel model ile karşılaştırılması. Doktora tezi (1988)
- [34] **BİROL MORGÜL:** Benzin motorlarının termodinamik modellemesi. Yüksek lisans tezi (1989)
- [35] **UĞUR GENÇAY:** Dizel motorlarda yanma kanununun bilgisayar modellemesi. İ.T.Ü, Yüksek Lisans Tezi (1990)
- [36] **ORHAN ŞAHİN:** Benzin motoru çevrimlerinin bilgisayarla hesabı. Yüksek lisans tezi (1994)
- [37] **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)
- [38] **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)
- [39] **ALPER BULCA:** Diesel engine combustion and emission modeling. Çukurova Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi (2000)

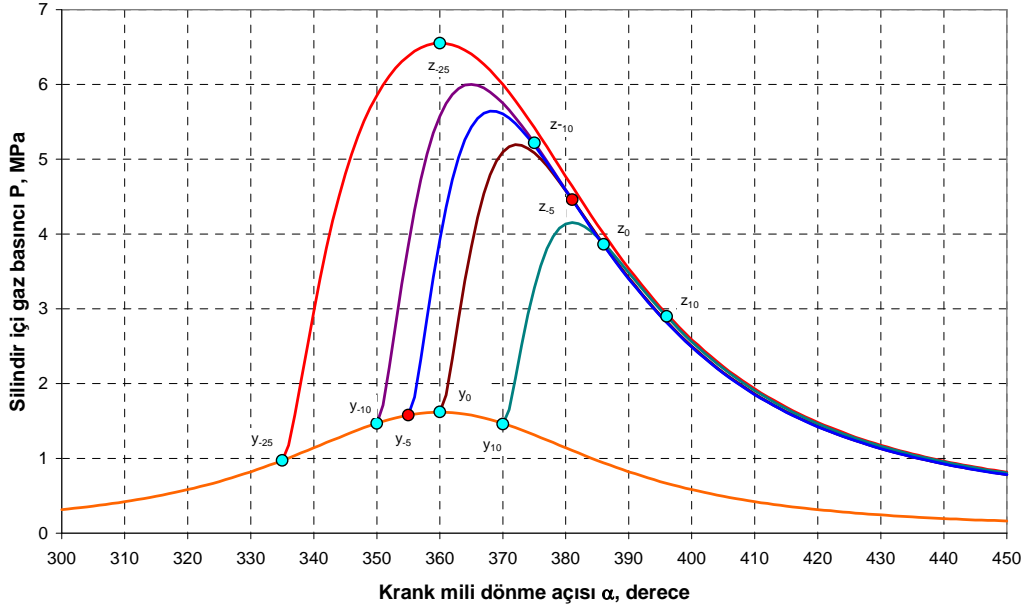
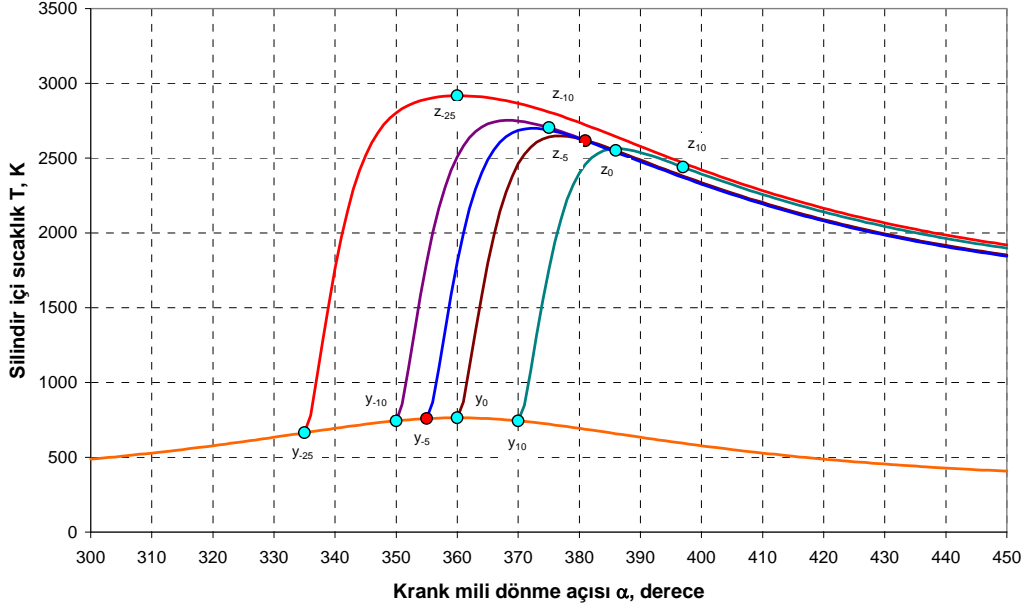
BÖLÜM VI**ÖZGEÇMİŞ**

1980 yılında Kadıköy’de doğdu. İlk ve orta ve lise öğrenimini Sivas’ta tamamladı. 2000 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Öğretmenliği Bölümü’nü kazandı ve 2004 yılında girdiği bölümden mezun oldu. 2004 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisansına başladı.

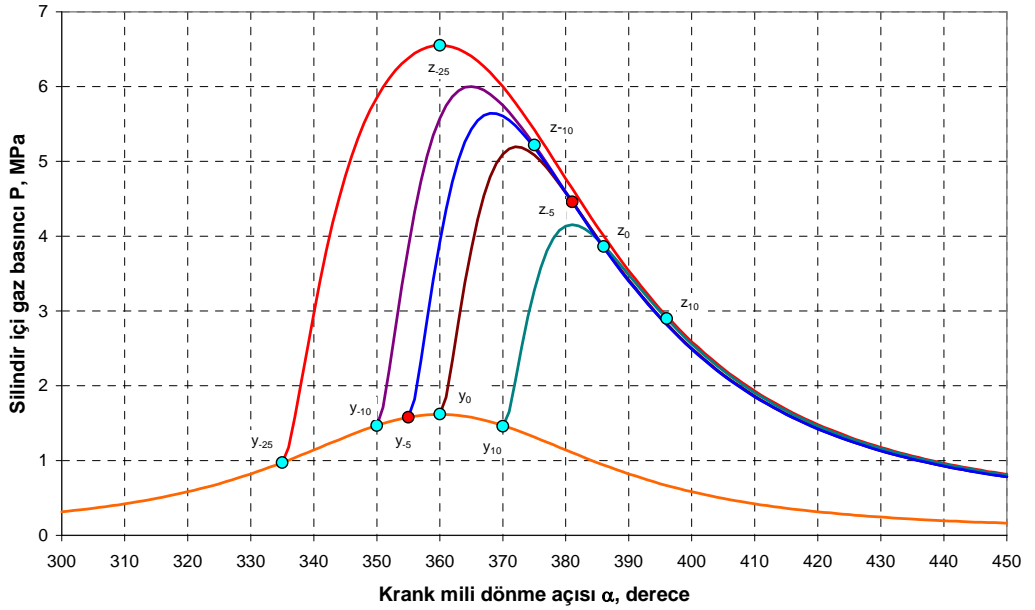
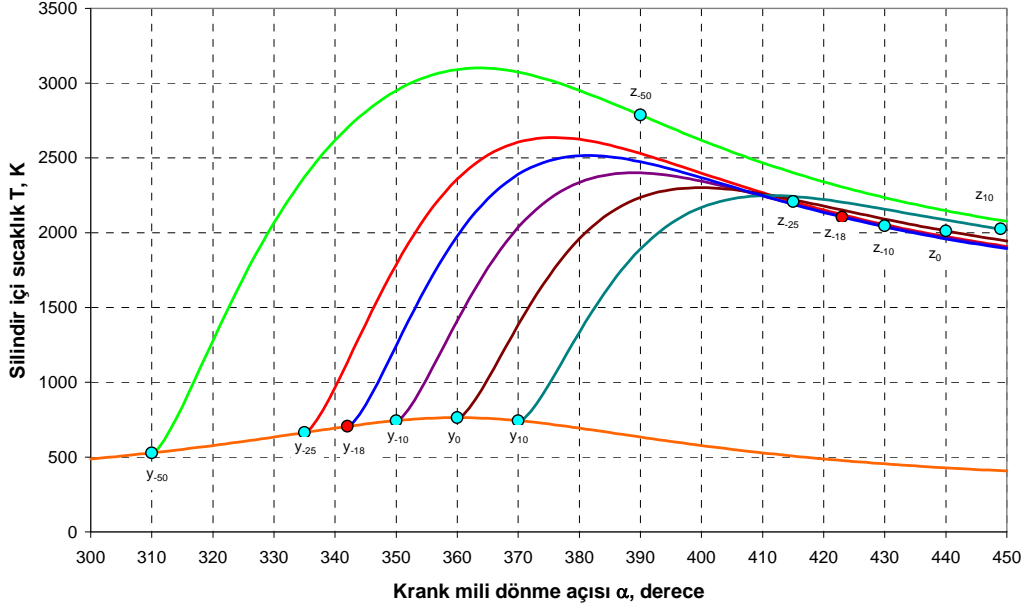
BÖLÜM VII

EKLER

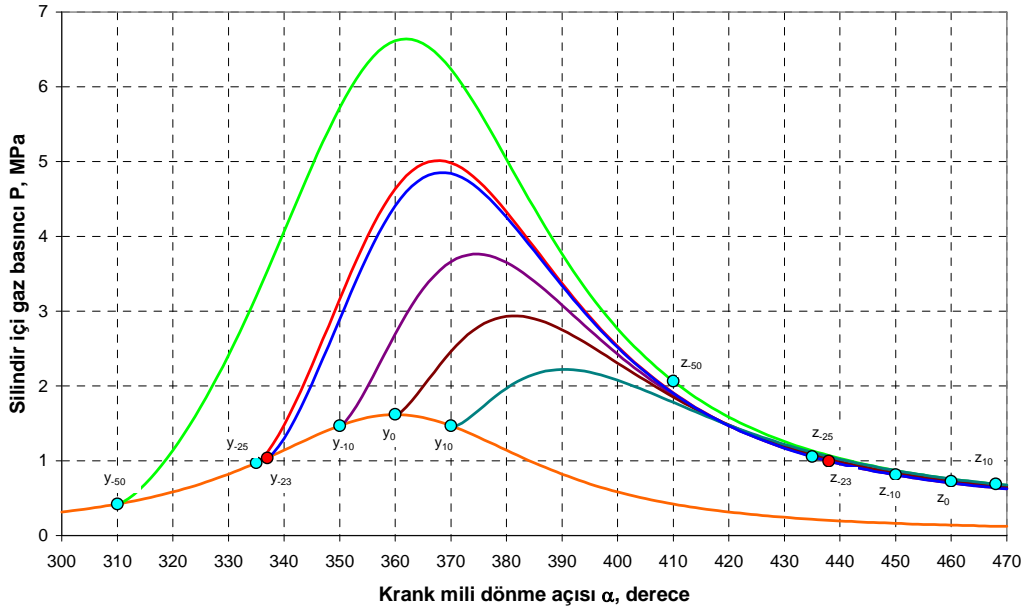
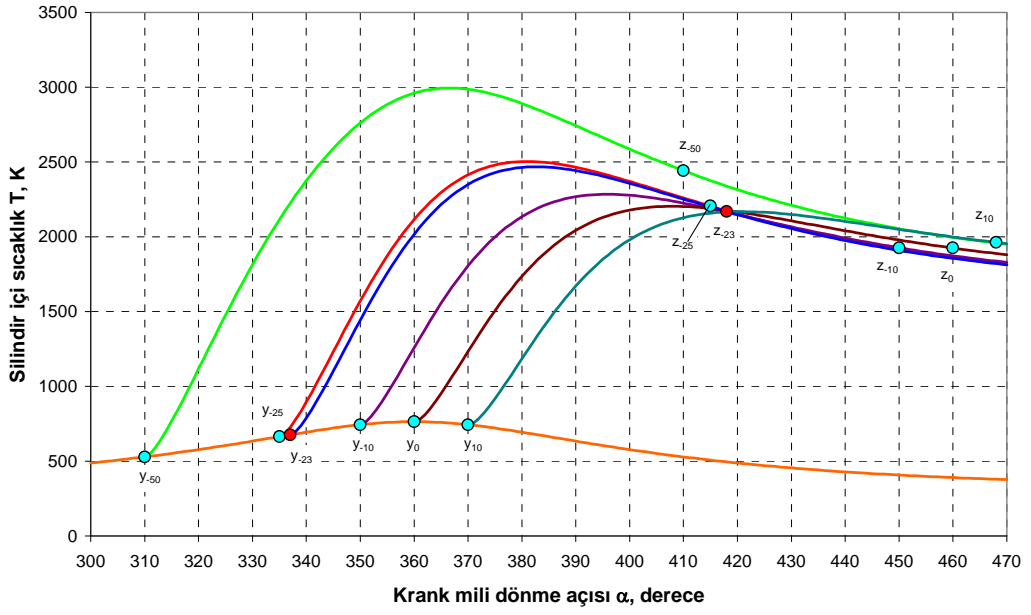
7.1: Hesaplanmış İş Çevrimi Diyagramları.



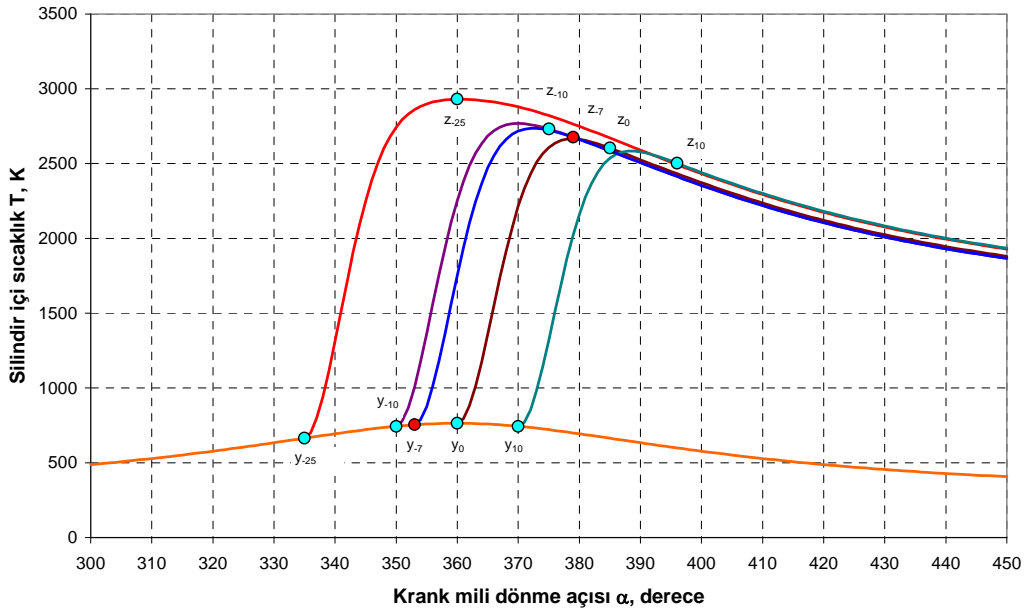
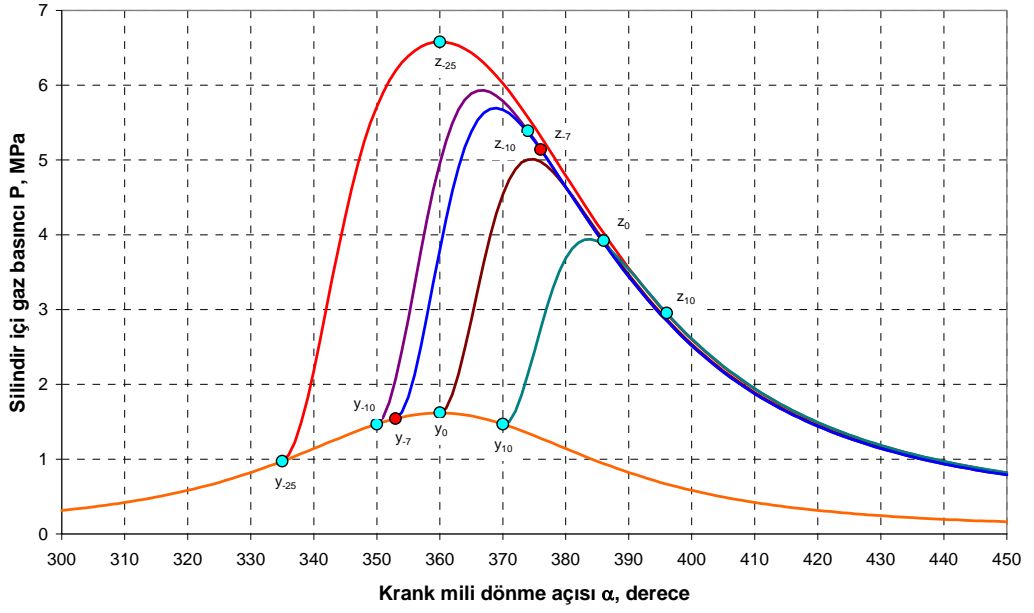
Şekil EK - 1: $m=0,5$ ve $\varphi_z = 25^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



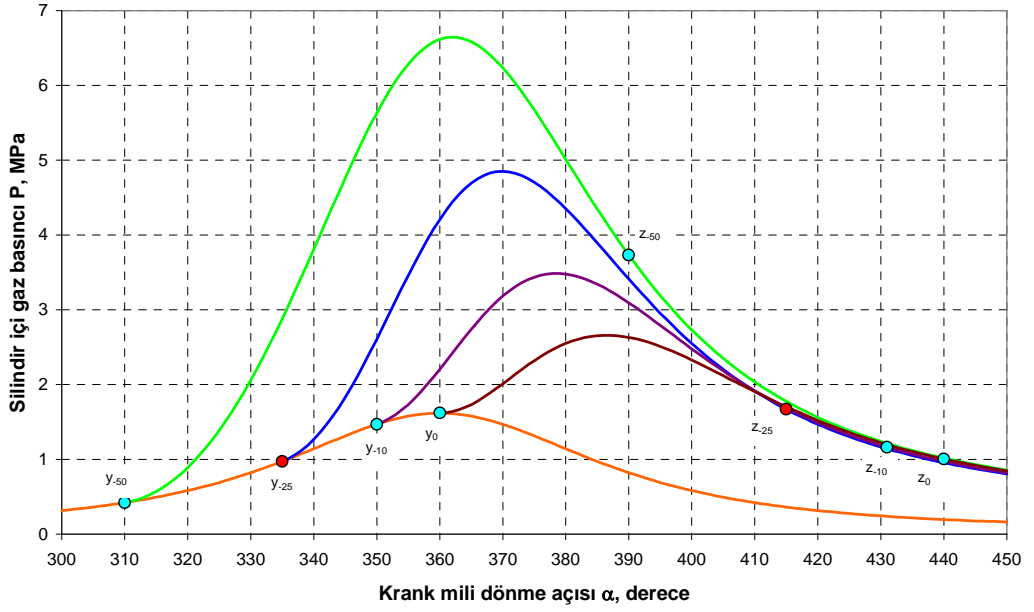
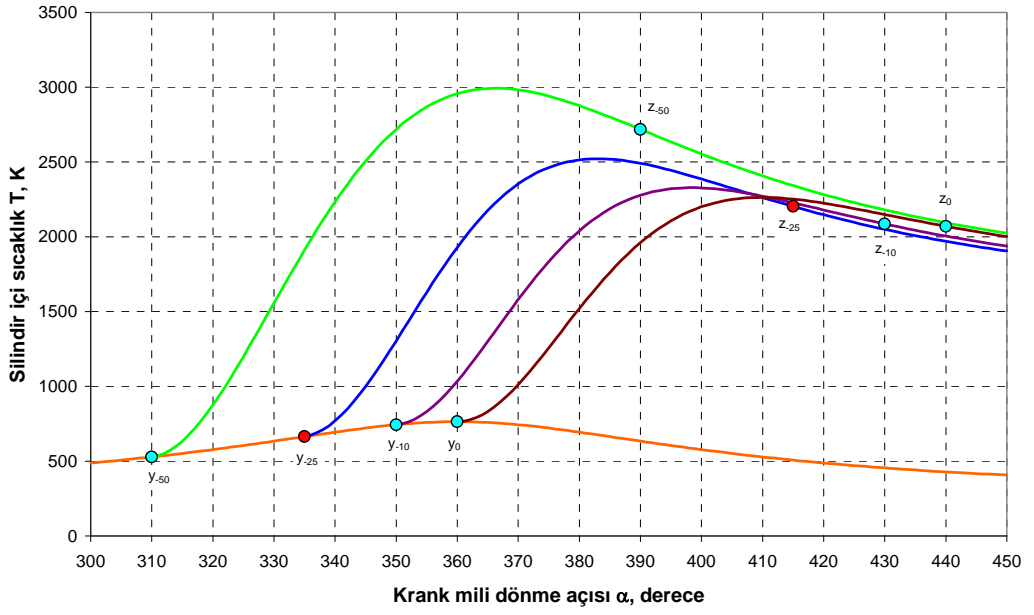
Şekil EK - 2: $m=0,5$ ve $\varphi_z = 80^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



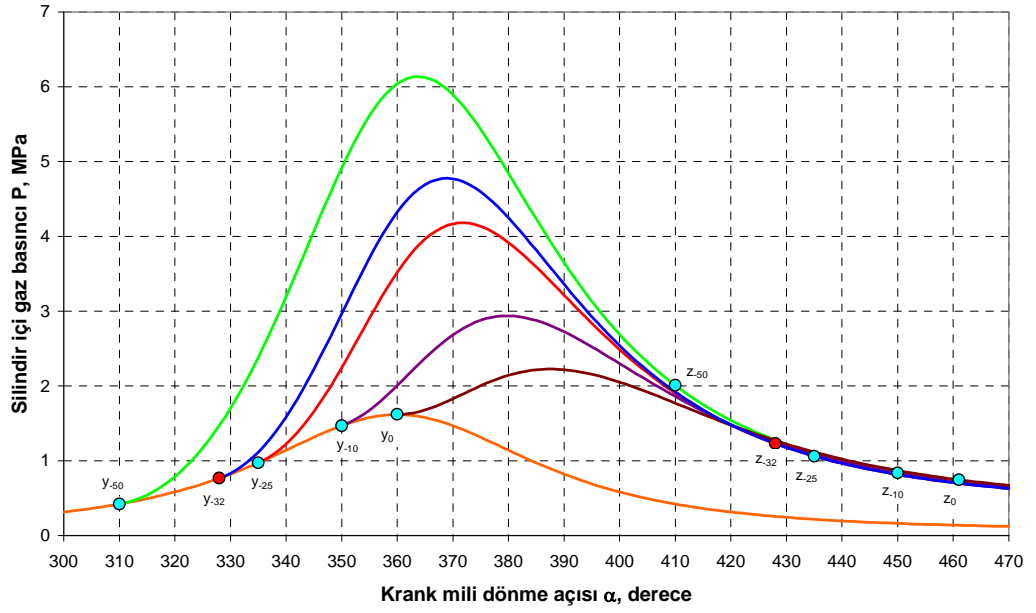
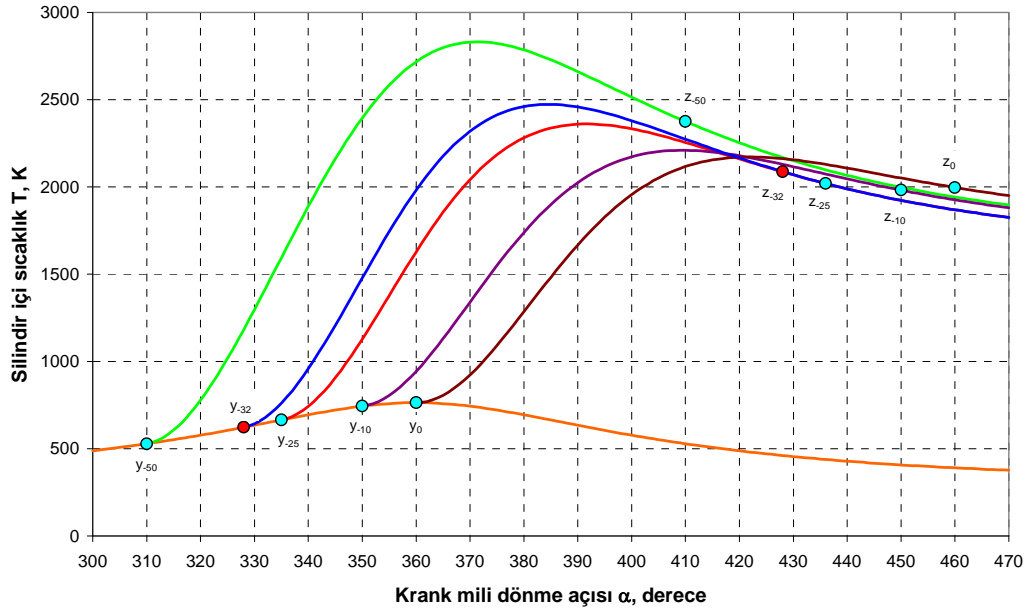
Şekil EK - 3: $m=0,5$ ve $\varphi_z = 100^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



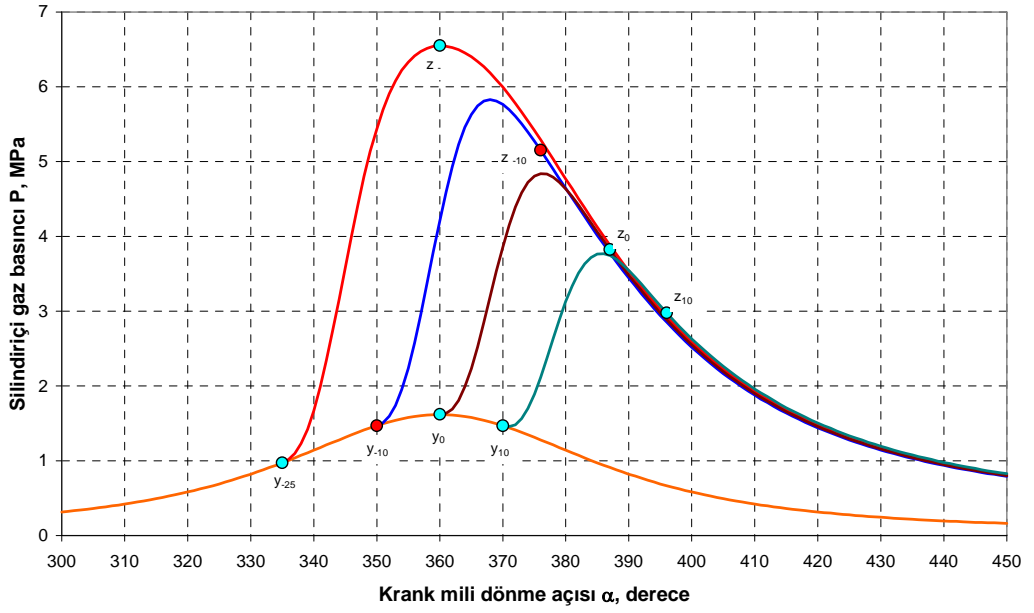
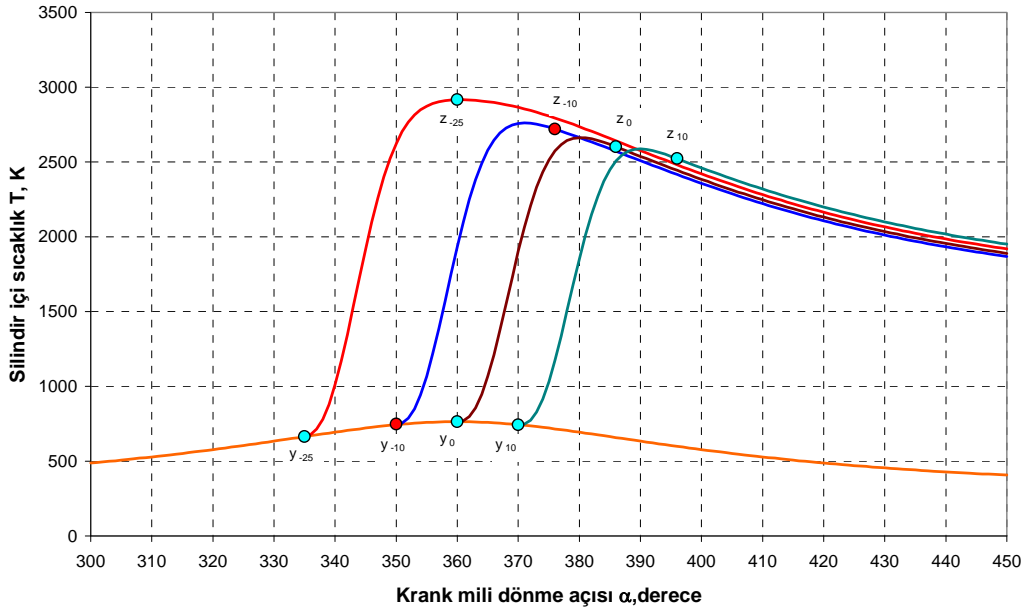
Şekil EK - 4: $m=1$ ve $\varphi_z = 25^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



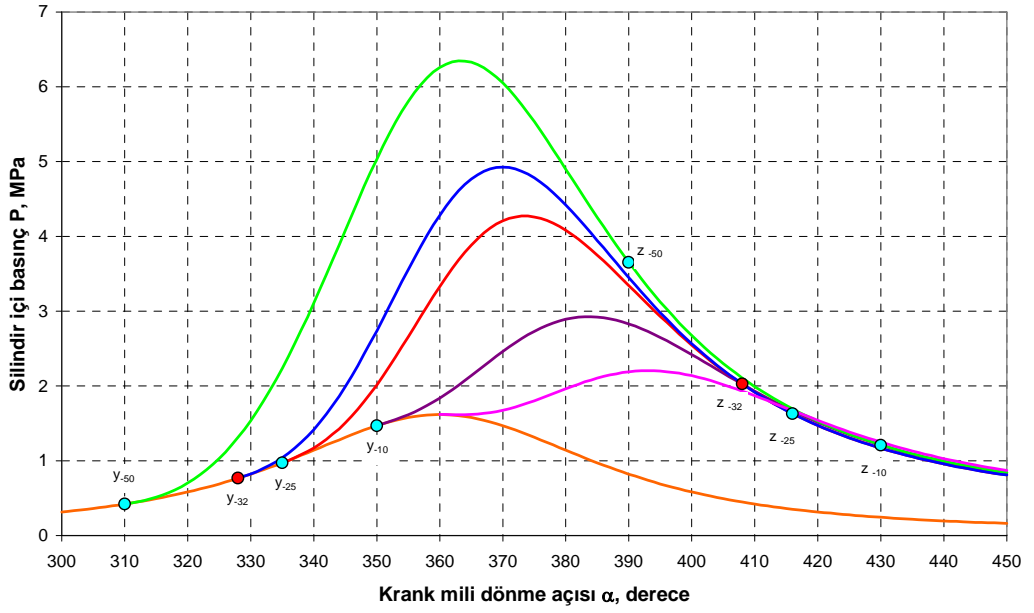
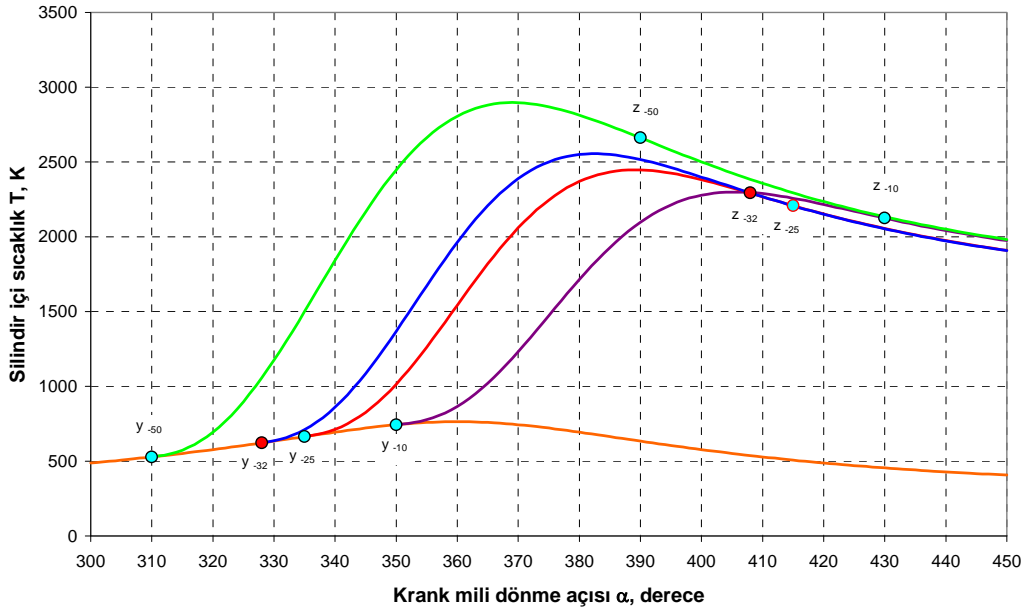
Şekil EK - 5: $m=1$ ve $\varphi_z = 80^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



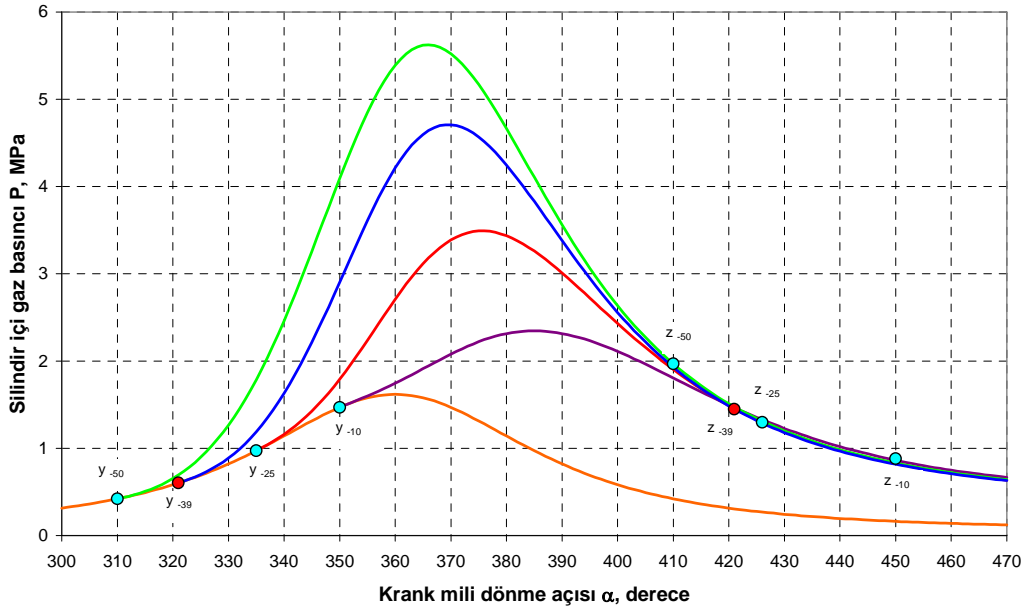
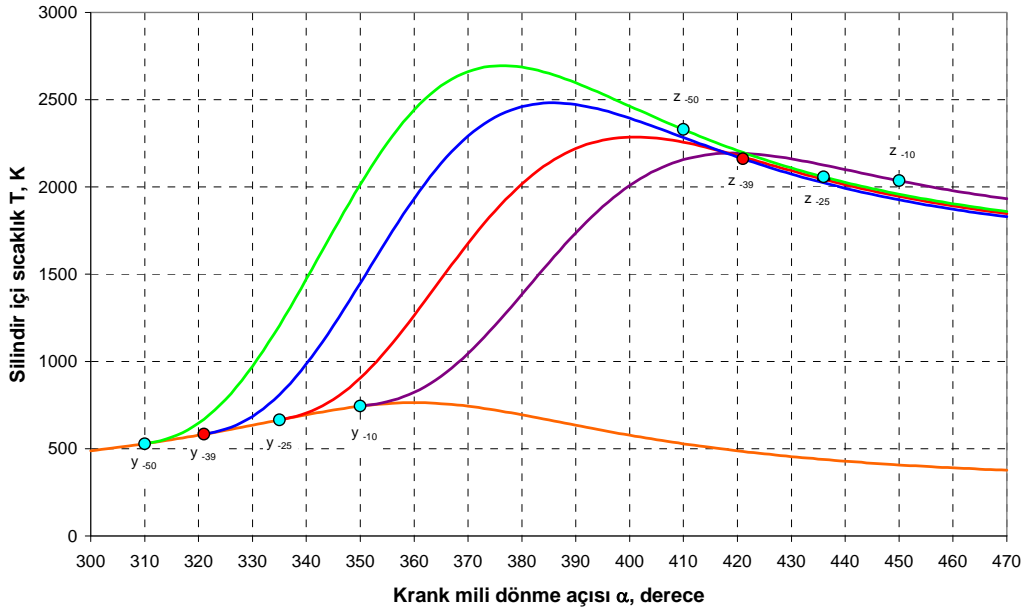
Şekil EK - 6: $m=1$ ve $\varphi_z = 100^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



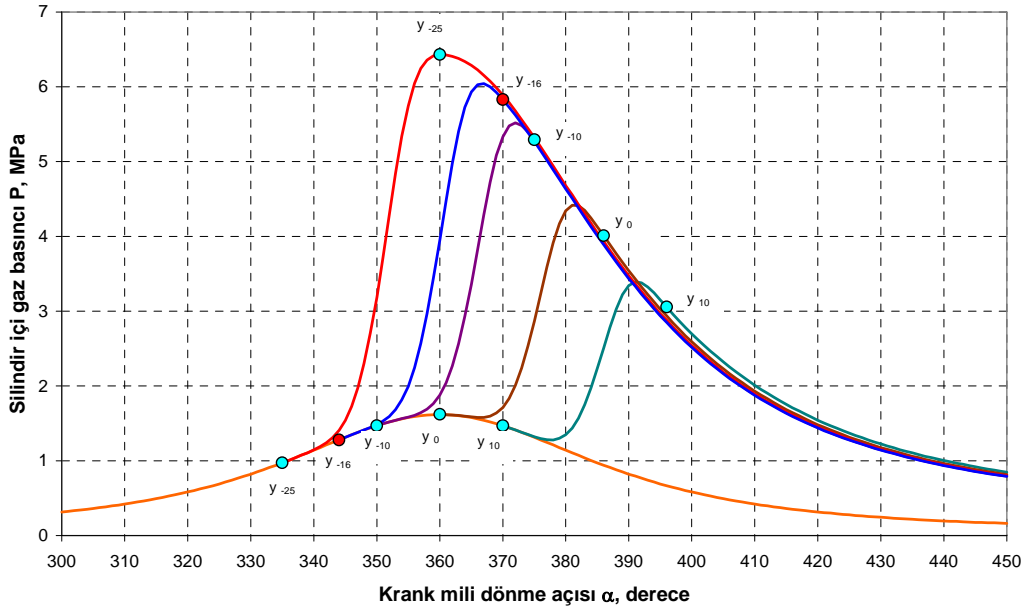
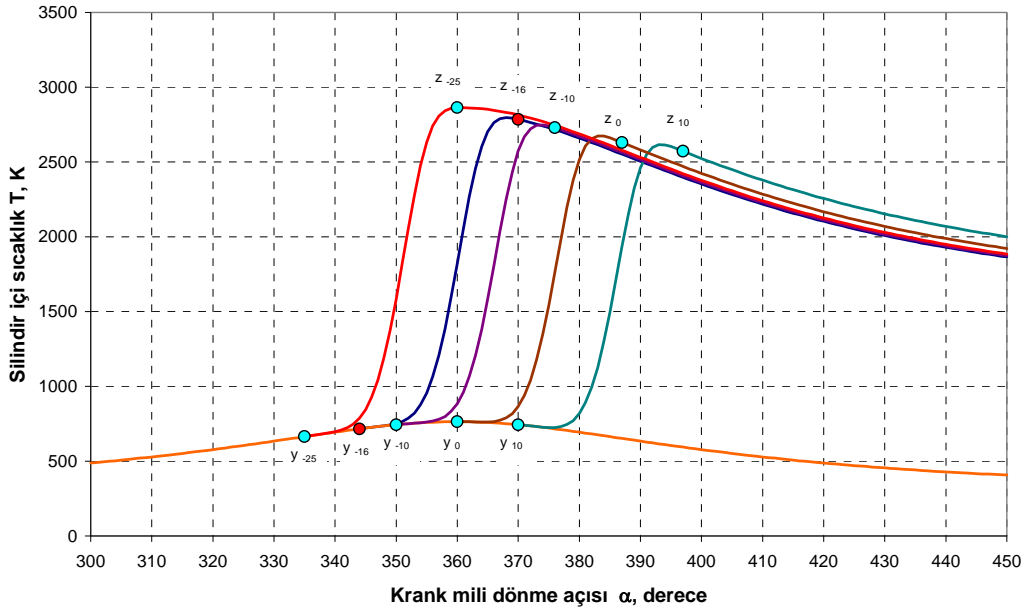
Şekil EK - 7: $m=1,5$ ve $\varphi_z = 25^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



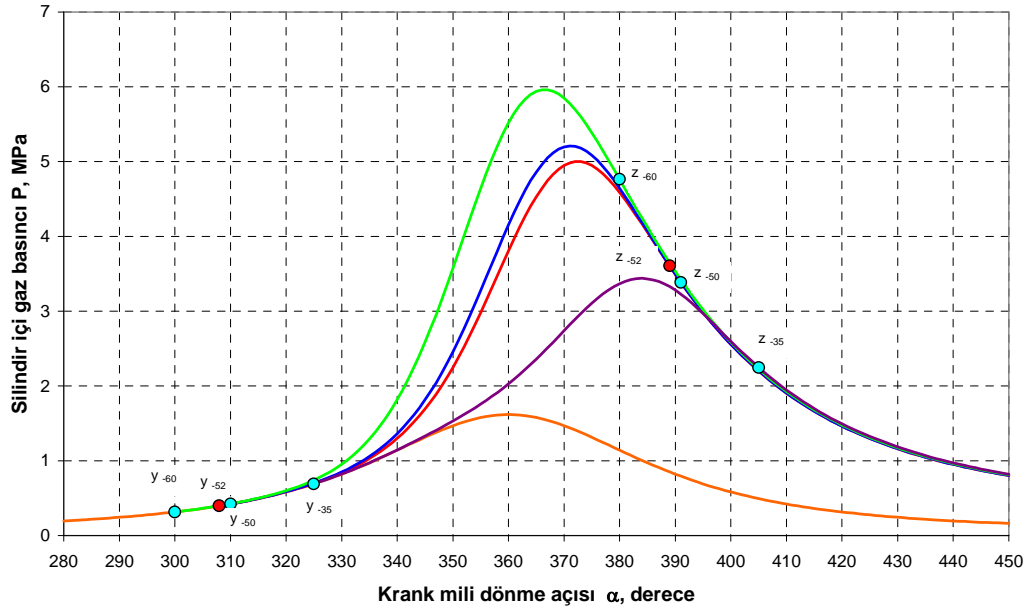
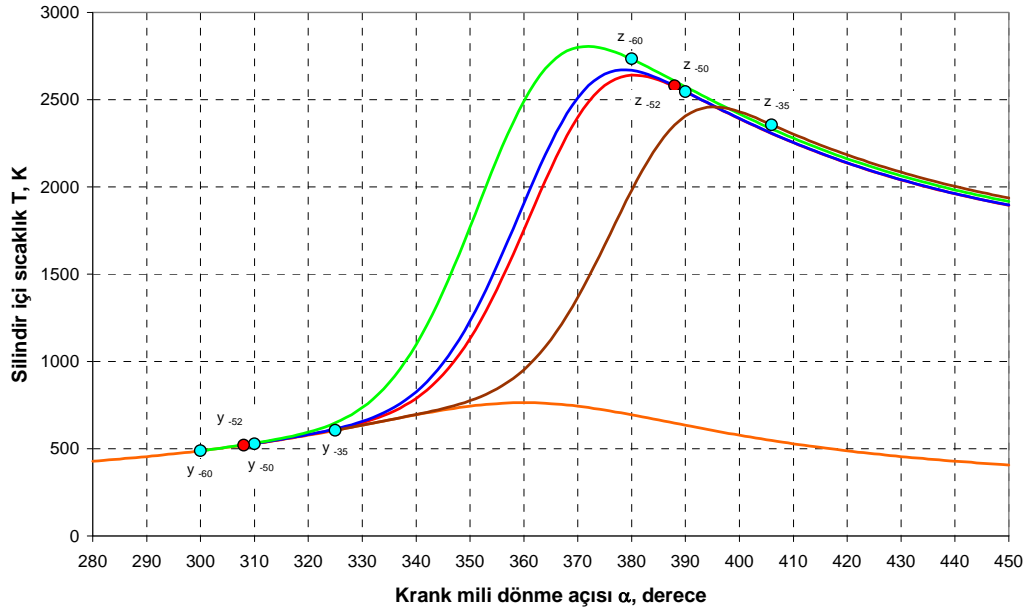
Şekil EK - 8: $m=1,5$ ve $\varphi_z = 80^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



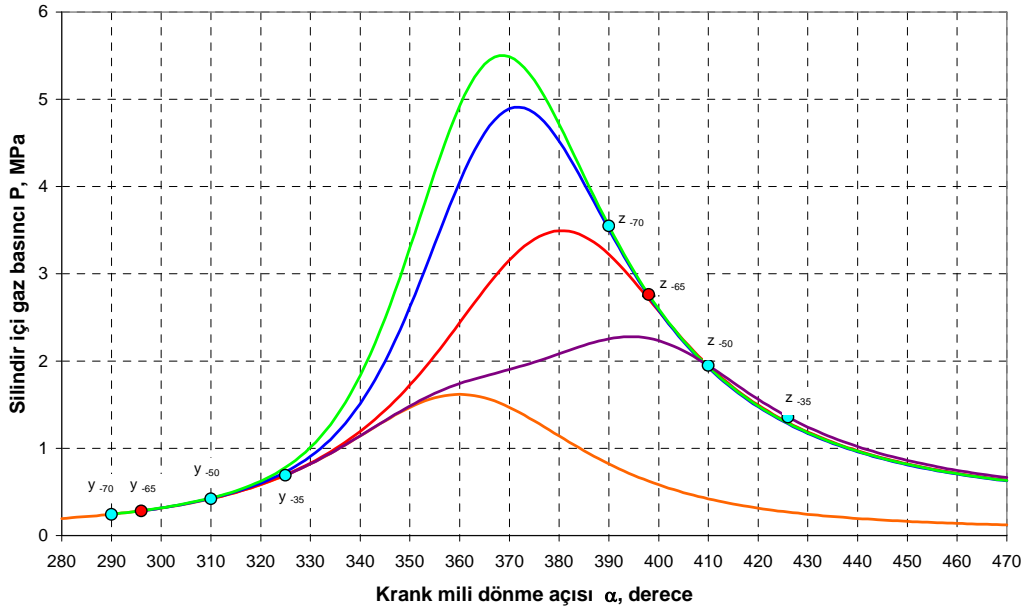
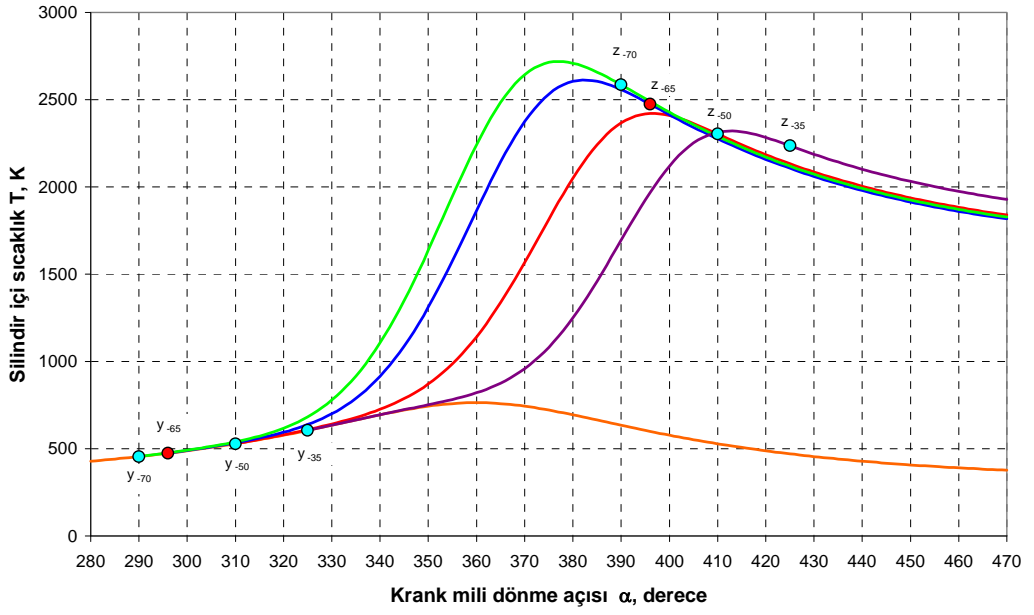
Şekil EK - 9: $m=1,5$ ve $\varphi_z = 100^\circ$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



Şekil EK - 10: $m=4,5$ ve $\varphi_z = 25^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



Şekil EK - 11: $m=4,5$ ve $\varphi_z = 80^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;



Şekil EK - 12: $m=4,5$ ve $\varphi_z = 100^0$ sabit değerlerinde silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığın çeşitli ateşleme avansı açılarında değişim grafikleri. $\varepsilon = 8,5$; $\lambda = 0,96$; $\xi = 0,84$;

7.2: Oluşturulan iş çevrimi matematik modelinin BASIC programlama dilindeki kodlanması.

```

10 REM PROGRAMME "VIBE-04.2008. Benzinli motorda gerçek iş çevrimi hesabı"
20 PRINT CHR$(15)
30 WIDTH "LPT1:", 240
40 DEFINT I-J
50 DIM PM(365), TM(365), PCI(365), X(13)
60 DEF FNR (X) = X * .0174533
70 DEF FNP (X) = EPS1 * (SIN(X) + .5 * LAMDB * SIN(2 * X))
80 DEF FNV (X) = 1 + EPS1 * (1 + LAMDB1 -
COS(X) - LAMDB1 * SQR(1 - (LAMDB * SIN(X)) ^ 2))
90 N = 5600: D = 78: CP = 78: NC = 4: EPS = 8: LAMDB = .285
100 P0 = .1: T0 = 293: PR = .118: TR = 1060: DT = 8: PA = .085
110 LAMDA = .96: TETA = 342: PSI = .84: FIZ = 50: MM = 1.5: N1 = 1.377: N2 = 1.251
120 C = .855: H = .145: O = 0: S = 0: W = 0: MMA = 28.96: MMC = 114
130 DALD = 1: DALR = FNR(DALD): CPD = CP / D
135 EPS1 = .5 * (EPS - 1): LAMDB1 = 1 / LAMDB
140 SCP = 3.1416 * D ^ 2 / (4 * 10 ^ 6): VH = SCP * CP
150 VL = VH * NC: WMP = CP * N / (3 * 10 ^ 4)
151 OPEN "vibe.dat" FOR OUTPUT AS #1
200 PRINT #1, SPC(19); "Başlangıç veriler"
210 PRINT #1, SPC(19); "-----"
230 PRINT #1, USING " n##### Eps=##.# Po=#.### Lama=#.## C=#.### W=#.#####";
N; EPS; P0; LAMDA; C; W
240 PRINT #1, USING " Dc=### Lamb=#.### To=###.# Psi=#.### H=#.### n1=#.###";
D; LAMDB; T0; PSI; H; N1
250 PRINT #1, USING " Cp=### Teta=### Pr=#.### Fiz=###.# O=#.### n2=#.###";
CP; TETA; PR; FIZ; O; N2
260 PRINT #1, USING " Nc=## DT=### Tr=##### M=###.## S=#.### Mmc=#####";
NC; DT; TR; MM; S; MMC
270 'İş karışım parametrelerinin hesabı
280 HU = (33.91 * C + 125.6 * H - 10.89 * (O - S) - 2.51 * (9 * H + W)) * 10 ^ 3
290 LOV = (C / 12 + H / 4 - O / 32) / .208: LOM = (8 * (C / 3 + H) - O) / .23
300 MTK = LAMDA * LOV + 1 / MMC: MMC = LAMDA * LOM + 1
310 'Emme olayı parametrelerinin hesabı
320 R0 = P0 * MMA * 10 ^ 6 / 8314 / T0
330 GAMR = (T0 + DT) * PR / TR / (EPS * PA - PR): GAMR1 = GAMR + 1
340 TA = (T0 + DT + GAMR * TR) / GAMR1

```

```

350 ETAV = T0 * (1.1 * EPS * PA - PR) / ((T0 + DT) * (EPS - 1) * P0)
360 VAM = 8314 * TA * MTK / (PA * MMC * 10 ^ 6)
370 'Sıkıştırma olayı parametrelerinin hesabı
380 I = 1: PM(I) = PA: ALDI = 180
390 ALR = FNR(ALDI): PCI(I) = FNV(ALR): PCIA = PCI(I)
400 I = I + 1: ALDF = ALDI + DALD: ALR = FNR(ALDF): PCI(I) = FNV(ALR)
410 PM(I) = PA * (PCIA / PCI(I)) ^ N1
420 TM(I) = TA * (PCIA / PCI(I)) ^ (N1 - 1)
430 ALDI = ALDF: IF ALDF < TETA GOTO 400
440 LTH = -10 ^ 3 * (PM(I) * PCI(I) - PA * PCIA) * VAM / EPS / (N1 - 1)
450 'Yanma olayı parametrelerinin hesabı
460 FOR IX = 1 TO 12: X(IX) = 0: NEXT IX
470 X(1) = C / 12: X(3) = H / 2: X(7) = .208 * (LAMDA - 1) * LOV:
X(10) = .792 * LAMDA * LOV
480 DHU = 0: CEA1 = -.6: CEA2 = .012 + .03 / LAMDA
490 IF LAMDA > 1 GOTO 520
500 X(2) = .416 * LOV * (1 - LAMDA) / 1.5: X(1) = X(1) - X(2):
X(4) = .5 * X(2): X(3) = X(3) - X(4): X(7) = 0
510 DHU = 119950! * (1 - LAMDA) * LOV: CEA1 = 13.6 - 14.2 / LAMDA:
CEA2 = .0665 - .0245 / LAMDA
520 DELTA = (HU - DHU) / HU
530 KSI = PSI * DELTA: QZ = KSI * HU / (MMC * GAMR1): QZ1 = QZ
540 FOR IX = 1 TO 11: X(12) = X(12) + X(IX): NEXT IX
560 BOMAX = X(12) / MTK: BMAX = (BOMAX + GAMR) / GAMR1: MM1 = MM + 1
570 PRINT #1, SPC(13);
580 PRINT #1, SPC(16); "Termodinamik hesap sonuçları"
590 PRINT #1, SPC(16); "-----"
600 PRINT #1, USING "Hu=##### Qz= ##### H2O=#.### O2=#.##### Gamr=#.###
Pa=#.### Vh=#.#####"; HU; QZ; X(3); X(7); GAMR; PA; VH
610 PRINT #1, USING "DHu=##### Delt=#.### CO2=#.### N2=#.##### Etav=#.###
Ta=###.# Vlt=#.#####"; DHU; DELTA; X(1); X(10); ETAV; TA; VL
620 PRINT #1, USING "Lov=##### Ksi=#.##### CO=#.##### Mtk=#.### Ro=#.#####
Py=#.### Vam=#.#####"; LOV; KSI; X(2); MTK; R0; PM(I); VAM
630 PRINT #1, USING "Lom=###.## Bmax=#.### H2=#.##### My =#.### Wmp=###.###
Ty=##### Scp=#####"; LOM; BMAX; X(4); X(12); WMP; TM(I); SCP
640 PRINT #1,
650 PRINT #1, " ARV Fi X Wo Beta P T Wp"
660 XI = 0: IPR = 1: IDET = 1: FID = 0: W01 = 0: WPI = 0

```

```

670 FIZR = FNR(FIZ): TPY = TM(I) / (PM(I) * PCI(I))
680 E2 = EPS * QZ / (FIZR * VAM * 10 ^ 3): E1 = .5 * DALR * E2
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)
740 BETA = 1 + (BMAX - 1) * XF: BET12 = 1 + (BMAX - 1) * X12
750 T12 = .5 * (TF + TM(I - 1))
760 K12 = 1.259 + (76.7 - CEA1 * X12) / T12 - CEA2 * 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(ALR)) / 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 = 1: 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 #1, USING "          ### ## .##### #.##### #.##### #.##### #####.# ##.#####";
ALDF; FID; XF; W02; BETA; PM(I); TM(I); WP
930 GOTO 950
940 PRINT #1, 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 'İndike ve efektif parametrelerin hesabı
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 * R0 * ETAV * 10 ^ -3)
1000 IF NC < 6 THEN PMM = .034 + .0113 * WMP
1010 IF NC >= 6 THEN PMM = .039 + .0132 * WMP
1020 IF CPD > 1 THEN PMM = .049 + .0152 * WMP
1040 PME = PMI - PMM; ETAM = PME / PMI; ETAE = ETAI * ETAM
1050 NE = PME * VL * N / 120; ME = 3 * 10 ^ 4 * NE / (3.1416 * N)
1060 GI = 3.6 * 10 ^ 6 / (ETAI * HU); GE = 3.6 * 10 ^ 6 / (ETAE * HU); GT = GE * NE / 10 ^ 3
1070 PRINT #1,
1080 PRINT #1, SPC(16); "Motorun indike ve efektif parametreleri"
1090 PRINT #1, SPC(16); "-----"
1100 PRINT #1, USING "  Pb=#.#####  Pi=#.####  Etai=.###  gi=###.#  Ne=###.##
APmax=###.##"; PM(I); PMI; ETAI; GI; NE; APMAX
1110 PRINT #1, USING "  Tb=#####.#  Pm=#.####  Etam=.###  ge=###.#  Me=###.##
ATmax=###.##"; TM(I); PMM; ETAM; GE; ME; ATMAX
1120 PRINT #1, USING "  Pmax=#.##  Pe=#.####  Etae=.###  Gt=###.##  Tmax=#####
Wpmax=###.##"; PMAX; PME; ETAE; GT; TMAX; WPMAX
1121 CLOSE #1
1130 END

```