

DİREK PÜSKÜRTMELİ DİZEL MOTORLARDA SİLİNDİR ÇEPERLERİYLE
İŞ KARIŞIMI ARASINDAKİ ISI ALIŞVERİŞİNİN ARAŞTIRILMASI

BAHADIR YİĞİT

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
2010

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİREK PÜSKÜRTMELİ DİZEL MOTORLARDA SİLİNDİR
ÇEPERLERİYLE İŞ KARIŞIMI ARASINDAKİ ISI ALIŞVERİŞİNİN
ARAŞTIRILMASI

BAHADIR YİĞİT

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. HANLAR BAĞIROV

SİVAS
2010

Bu çalışma Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanmış ve jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan Prof. Dr. H. İbrahim ACAR _____

Üye Doç. Dr. H. H. DURMAZUÇAR _____

Üye (Danışman) Doç. Dr. Hanlar BAĞIROV _____

ONAY

Bu tez çalışması, 18/06/2010 tarihinde Enstitü Yönetim Kurulu tarafından belirlenen ve yukarıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Sezai ELAGÖZ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 24.09.2008 tarihli ve 7 sayılı toplantısında kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

ÖZET

DİREK PÜSKÜRTMELİ DİZEL MOTORLARDA SİLİNDİR ÇEPERLERİYLE İŞ KARIŞIMI ARASINDAKİ ISI ALIŞVERİŞİNİN ARAŞTIRILMASI

Bahadır YİĞİT

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Hanlar BAĞIROV

2010, 189 sayfa

Supapları kapalı bir silindirde meydana gelen sıkıştırma, yanma, genişleme ve geri kalan diğer olayların herhangi bir hesap adımıdaki parametreleri, termodinamiğin bilinen bağıntılarını içeren matematik denklem takımı çözülerek belirtilebilir. Bu takımın çözümünde esas zorluk, gazlardan silindir duvarlarına iletilen ısı kaybının değişim kanununa uygunluğunun hassas belirtilebilmesinden ibaret olmaktadır.

Bu çalışmalarda yapılacak olan araştırmalar gerçek ısı alışverişine en yakın tek boyutlu modeli oluşturarak optimum şartları belirlemek ve dolayısı ile dizel motorun yakıt sarfiyatını azaltmak ve gücünü yükseltmek gibi pratik sonuçları amaçlamaktadır.

Motorlarda, özellikle de dizelerde ısı alışverişine ait çok sayıda çalışmalar yapılmıştır. Günümüzde de bu konu dikkatli bir şekilde göz önünde tutulmaktadır. Ancak, şu ana kadar motor silindirindeki ısı alışverişi olayının tüm ayrıntılarını içeren tam analitik bir açıklama bilinmemektedir. Bu durum, olayın kendisinin oldukça karışık bir olay olması ile açıklanabilir. Anılan olay akışına iş prosesinin tüm fiziko-kimyasal faktörleri, yine motorun yapısal özellikleri etki etmektedir. Bu zorluklar şimdilik daha çok deneysel yolla çözülmektedir. Dolayısıyla bir sıra ampirik veya yapı ampirik formüller tavsiye edilmektedir. Bu formüller daha sistemli bir şekilde [2], [5] ve [6] 'da açıklanmıştır. Oysaki bu bağıntıların bazı önemli eksiklikleri vardır. Bunlardan biri evrensel olmamalarıdır. Bu nedenle tavsiye edilen bağıntılar yalnız deneysel verilerin elde edildiği motor tiplerine uygulanabilirler.

Ayrıca, motorun çeşitli yük ve dönme hızlarında çeper sıcaklığının gerçek değerini ve bu değerın çevrim boyunca değişimini ortaya çıkarmak kolay bir iş değildir. Bütün bunlar ampirik veya yapı ampirik formüllerin doğrudan kullanılmasını zorlaştırır ve çok da basit olmayan deneyler yapılmasını gerektirir.

Açıklanan zorluklar ve gerek sıkıştırma gerekse yanma - genişleme süreçlerinde çeperlerle iş karışımı arasındaki ısı alışverişinin önemsiz olduğu düşünülerek, bu olay parametreleri ortalama bir düzeltme katsayıları ile hesaba katılmaktadır [1, 3, 4, 7].

İncelenecek motor tipi için en yakın bağıntı G. Woschni formülüdür [8, 9, 10, 11]. G. Woschni formülü boru içi gaz akışında konveksiyon ısı transferi denkleminin temelinde çıkarılmıştır. Bunun için motor silindirindeki esas ısı transferinin zorlanmış konveksiyon ile gerçekleştiği varsayımından hareket edilmiştir.

Fiziksel bakımdan anılan prosesin gidişini ve çeşitli faktörlerin bu procese etkilerini çok boyutlu modellerden geri kalmayacak şekilde gerçek procese yakın bir şekilde veren tek boyutlu modelin uygulanması daha büyük önem taşımaktadır.

Komple iş çevriminin simülasyonunu gösteren bir model, bir dizel motoru için ihtiyaç duyulabilecek laboratuvar çalışmalarının minimize edilmesi açısından oldukça önemlidir.

İncelenecek motor tipi için en yakın bağıntı olan G. Woschni formülü kullanılarak iş çevriminin yeni hesap yöntemi ve tek boyutlu matematik modeli oluşturulmuştur. Ayrıca, teorik incelemeler yapılarak, modelin doğruluğunu kanıtlamak için elde edilen nümerik sonuçlar deney verileriyle karşılaştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: Isı transferi, dizel motor, tek boyutlu matematik model.

ABSTRACT

THE INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER BETWEEN CYLINDER WALL AND WORKING MIX IN DIRECT ENJECTION DIESEL ENGINES

Bahadır YİĞİT

Master of Science Thesis, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Associate Prof. Dr. Hanlar BAĞIROV

2010, 189 pages

Parameters at any calculation phase of compression, combustion, expansion and the rest of another events occurring in the cylinder whose valves is closed can be explained by solving algebraic equation system including known thermodynamic correlations. The main difficulty in solving this algebraic system is indicated the suitability to variation law of heat loss from gases to cylinder walls.

In this study, investigations aim to determine the optimum conditions by composing one-dimensional model the closest real heat transfer and so decrement of diesel engine fuel consumption and convenient results such as increment the power.

There are many investigations about heat exchange of engines especially for diesel engines. This subject is very important nowadays. But, in engine cylinder exact analytical expression including whole details of this case isn't known so far. This situation can be expressed by occurring fairly complicated fact of it. Physico-chemical factors of working process and structural properties of engine effect this period. This difficulties are mostly solved by experimental for the moment. Therefore, a few empirical and semi-empirical formulas are suggested. These formulas are explained in more detail at [2],[5] and [6]. Whereas, these correlations have some important drawbacks. One of these, there isn't common usage. Therefore, correlations suggested can be applied only to engine types obtained from experimental outputs.

Also, obtaining the true value of wall temperature and variation of this value along the cycle is very difficult at various load and rotation velocities of engine. These situations complicate the use of empirical and semi-empirical formulas directly and require the making of not easy tests.

Explained complications, and for both compression and combustion-expansion periods by considering heat exchange between walls and working mix is not important. This case parameters should be taken into consideration with average correction coefficient.

For engine type which will be analyzed, the closest correlation is G. Woschni Formula [8,9,10,11]. Equation of G. Woschni is obtained the base of convection heat transfer equation for gas flow in a pipe. Thus, main heat transfer in engine cylinder is assumed to recognise with compulsory gas convection and equation is solved.

In terms of physical, progression of process and effects of various factors to this process and application of one-dimensional model that provides proximity to the true process is important.

A model that shows simulation of whole working cycle is very important in terms of reducing laboratory studies for a diesel engine.

In this study, for engine type, by using the G. Woschni equation new calculation method and one-dimensional math model of working cycle was formed. Besides, by performed theoretical studies, numerical results compare with experimental results to provide accuracy of model.

Key words: Heat transfer, diesel engine, one-dimensional math model.

TEŞEKKÜR

Danışmanım Doç. Dr. Hanlar BAĞIROV'a tez boyunca yaptığı katkılardan dolayı teşekkür ederim.

Grafik çalışmalarındaki yardımlarından dolayı Arş. Gör. Koray KARABULUT'a teşekkür ederim.

Her konuda sabırla yardımcı olan aileme müteşekkirim.

İşyeri arkadaşlarıma desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
SİMGELER DİZİNİ.....	xvi
KISALTMALAR DİZİNİ.....	xxi
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Tezin Amacı.....	3
2 İÇTEN YANMALI MOTORLARDA ISI TRANSFERİ.....	5
2.1 Giriş.....	5
2.2 Silindirde Isı Transferi.....	6
2.3 Işınım ile Isı Transferi.....	9
2.3.1 Yanma Ürünleri Işınımı.....	9
2.3.2 Alev Işınımı.....	11
2.3.3 Silindir İçinde Taşınım ile Isı Transferi.....	13
2.4 Matematik Modellemede Temel Denklemler.....	20
3 ADYABATİK MOTORLAR.....	21
3.1 Giriş.....	21
3.2 Beklenen Özellikler.....	22
3.3 Seramik Kaplama Malzemeleri.....	27
3.4 İçten Yanmalı Motorlarda Termal Bariyer Kaplamaların Yeri.....	33
3.4.1 Uygulamanın Tarihçesi.....	33
3.4.2 Adyabatik Motorlarda Yapılan Deneysel Çalışmalar.....	34
3.4.3 Adyabatik Motorlarda Yapılan Nümerik Simülasyon Çalışmaları.....	39
4 MATERYAL ve METOD.....	42
4.1 Giriş.....	42
4.2 Emmenin Hesabı.....	43
4.2.1 Çevre Basıncı ve Sıcaklığı.....	45
4.2.2 Artık Gazların Basıncı ve Sıcaklığı.....	47
4.2.3 Taze Karışımın Sıcaklık Artışı.....	47
4.2.4 Emme Sonu Basıncı.....	48
4.2.5 Artık Gaz Katsayısı.....	49
4.2.6 Emme Sonu Sıcaklığı.....	51
4.2.7 Volümetrik verim.....	52
4.3 Dizel Yakıtı Yanma Ürünleri ve Hava İçin Özgül Isılar Oranının Hesabı.....	53
4.4 Yanma Katsayıları ve Parametrelerinin Seçimi.....	55
4.4.1 Yanma Hesabı.....	56
4.4.2 Yanma Katsayıları ve Yanma Isısı Kullanımı.....	57
4.4.3 Yanma Sıcaklığının Hesabı.....	62

4.5 Sıkıştırmanın Hesabı.....	66
4.6 Genişlemenin Hesabı.....	70
4.7 İş Çevrimi İndike Parametrelerinin Hesabı.....	72
4.8 Motorun Efektif Parametrelerinin Hesabı.....	74
4.9 Motor Silindirinde Isı Transferinin Hesabı.....	75
5 DİZEL MOTORLARDA İŞ ÇEVİRİMİ ARAŞTIRMALARI.....	78
5.1 Giriş.....	78
5.2 Araştırma Yöntemi Üzerine Genel Düşünceler ve Akış Verişleri.....	78
5.3 Başlangıç Verileri.....	78
5.4 Yanma Süresinin İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri.....	80
5.5 Yanma Karakteri Göstergesinin İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri.....	109
5.6 Hava Fazlalık Katsayısının İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri.....	135
5.7 Aşırı Doldurmanın İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri.....	144
5.8 Termal Bariyer Kaplamanın İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri.....	152
6 SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	164
KAYNAKLAR.....	177
ÖZGEÇMİŞ.....	181
EKLER	
EK-1 BASIC PROGRAMI.....	182

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1	Dört zamanlı bir dizel motorun yanma odasında toplam, konveksiyonla ve ışınlımla ısı akışı yoğunluklarının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri [4].....	6
Şekil 2.2	Yüksek hızlı dizel motorlarında ısı akışı yoğunluğunun ve yanma odası yüzey sıcaklığının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri [4]...	8
Şekil 2.3	Bağıl ısı akışı yoğunluğunun pistonun bağıl yarıçapına göre dağılımı [4].....	8
Şekil 2.4	Kurum zerrecikleri yoğunluğunun ve alevin ışınlım yayma oranının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri [4].....	11
Şekil 2.5	Silindir içi gaz sıcaklığı, alev sıcaklığı ve indirgenmiş ışınlım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri [4].....	12
Şekil 2.6	Çeşitli formüllere göre hesaplanmış ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması [4].....	13
Şekil 2.7	Gazlardan silindir cidarlarına olan ortalama eşdeğer ısı taşınım katsayısının piston tepe yüzeyine bağlı değişimi [4].....	19
Şekil 3.1	Hava kirlenmesine sebep olan sektörlerin yüzde oranları.....	21
Şekil 3.2	Bir dizel motorun enerji dengelerinin karşılaştırılması [20].....	24
Şekil 3.3	Turbokombine bir dizel motorun şematik görünümü [20].....	25
Şekil 3.4	Çeşitli seramik malzemelerin sıcaklığa bağlı olarak ısı iletkenliklerinin değişimi.....	27
Şekil 3.5	Termal bariyer kaplama sistemi [29].....	31
Şekil 3.6	Çok tabakalı termal bariyer kaplama [30].....	32
Şekil 4.1	Tipik yanma eğrisi [73].....	42
Şekil 4.2	Aşırı doldurmasız dört zamanlı motorda emme süresince basınç değişimi [73].....	43
Şekil 4.3	Aşırı doldurmalı dört zamanlı bir motorda emme süresince basınç değişimi [73].....	44
Şekil 4.4	Aşırı doldurmasız motorlarda emme işlemi [73].....	46
Şekil 4.5	Aşırı doldurmalı motorlarda emme işlemi [73].....	46
Şekil 4.6	Yanma olayının $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgelerine ayrılması.....	60
Şekil 4.7	Yanma olayının $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgelerine ayrılması.....	60
Şekil 4.8	Sıkıştırmada basınç değişimi [73].....	67
Şekil 4.9	Sıkıştırmanın $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgelerine ayrılması.....	68
Şekil 4.10	Genişlemede P, T, k_2 ve n_2 büyüklüklerinin değişimi [73].....	70
Şekil 4.11	Genişleme olayının $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgelerine ayrılması.....	71
Şekil 4.12	Gazların mutlak işinin tayin edilmesi.....	73
Şekil 5.1	Farklı yanma sürelerinde basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0,6$).....	81
Şekil 5.2	Farklı yanma sürelerinde sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0,6$).....	82
Şekil 5.3	Farklı yanma sürelerinde ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0,6$).....	83

Şekil 5.4 Farklı yanma sürelerinde ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0,6$).....	84
Şekil 5.5 Farklı yanma sürelerinde basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 1,5$).....	85
Şekil 5.6 Farklı yanma sürelerinde sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 1,5$).....	86
Şekil 5.7 Farklı yanma sürelerinde ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 1,5$).....	87
Şekil 5.8 Farklı yanma sürelerinde ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 1,5$).....	88
Şekil 5.9 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 40^\circ$ iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	94
Şekil 5.10 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 40^\circ$ iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	95
Şekil 5.11 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 40^\circ$ iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	96
Şekil 5.12 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 40^\circ$ iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	97
Şekil 5.13 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 60^\circ$ iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	98
Şekil 5.14 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 60^\circ$ iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	99
Şekil 5.15 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 60^\circ$ iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	100
Şekil 5.16 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 60^\circ$ iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	101
Şekil 5.17 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 100^\circ$ iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	102
Şekil 5.18 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 100^\circ$ iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	103
Şekil 5.19 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 100^\circ$ iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	104
Şekil 5.20 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 100^\circ$ iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	105
Şekil 5.21 Optimal tutuşma avansı açısının φ_z 'ye ve m 'ye bağlı değişim grafikleri.....	106
Şekil 5.22 Farklı yanma karakteri göstergesinde basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	110
Şekil 5.23 Farklı yanma karakteri göstergesinde sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	111

Şekil 5.24 Farklı yanma karakteri göstergesinde ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	112
Şekil 5.25 Farklı yanma karakteri göstergesinde ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	113
Şekil 5.26 Farklı tutuşma avansı açılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0$).....	114
Şekil 5.27 Farklı tutuşma avansı açılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0$).....	115
Şekil 5.28 Farklı tutuşma avansı açılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0$).....	116
Şekil 5.29 Farklı tutuşma avansı açılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0$).....	117
Şekil 5.30 Farklı tutuşma avansı açılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0,5$).....	118
Şekil 5.31 Farklı tutuşma avansı açılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0,5$).....	119
Şekil 5.32 Farklı tutuşma avansı açılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0,5$).....	120
Şekil 5.33 Farklı tutuşma avansı açılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 0,5$).....	121
Şekil 5.34 Farklı tutuşma avansı açılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 1,5$).....	122
Şekil 5.35 Farklı tutuşma avansı açılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 1,5$).....	123
Şekil 5.36 Farklı tutuşma avansı açılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 1,5$).....	124
Şekil 5.37 Farklı tutuşma avansı açılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 1,5$).....	125
Şekil 5.38 Farklı tutuşma avansı açılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 3,0$).....	126
Şekil 5.39 Farklı tutuşma avansı açılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 3,0$).....	127
Şekil 5.40 Farklı tutuşma avansı açılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 3,0$).....	128
Şekil 5.41 Farklı tutuşma avansı açılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($m = 3,0$).....	129
Şekil 5.42 Farklı yanma karakteri göstergesinde sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($\theta = \theta_{opt}$).....	134
Şekil 5.43 Farklı hava fazlalık katsayılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.....	138

Şekil 5.44 Farklı hava fazlalık katsayılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	139
Şekil 5.45 Farklı hava fazlalık katsayılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	140
Şekil 5.46 Farklı hava fazlalık katsayılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	141
Şekil 5.47 Farklı aşırı doldurma basınçlarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	148
Şekil 5.48 Farklı aşırı doldurma basınçlarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	149
Şekil 5.49 Farklı aşırı doldurma basınçlarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	150
Şekil 5.50 Farklı aşırı doldurma basınçlarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	151
Şekil 5.51 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,10$ MPa iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	156
Şekil 5.52 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,10$ MPa iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	157
Şekil 5.53 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,10$ MPa iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	158
Şekil 5.54 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,10$ MPa iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.	159
Şekil 5.55 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,14$ MPa iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	160
Şekil 5.56 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,14$ MPa iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	161
Şekil 5.57 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,14$ MPa iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri	162
Şekil 5.58 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,14$ MPa iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri.	163

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1 Termal bariyer kaplama teknolojisinin sağladığı avantajlar [22].....	26
Çizelge 3.2 İleri teknoloji seramiklerinin fiziksel özellikleri [23].....	28
Çizelge 3.3 Çeşitli cinsteki zirkonya seramiklerin tipik stabilizör içerikleri [25].....	30
Çizelge 3.4 Dizel motor teknolojisindeki ilerleme [38].....	34
Çizelge 3.5 TBK'lı bir dizel motordan elde edilen avantajlar [22].....	35
Çizelge 3.6 GPX 4 ve GPX 4M dizel motorları ile sağlanan avantajlar [41].....	35
Çizelge 4.1 Dizelerde yanma odası biçimi ve karışımın oluşturulma yöntemine bağlı olarak yanma parametrelerinin tayini [7].....	56
Çizelge 5.1 Başlangıç verileri.....	79
Çizelge 5.2 Sabit tutuşma avansı açısında yanma süresinin iş çevrimi parametrelerine etkisi ($m = 0,6$).....	89
Çizelge 5.3 Sabit tutuşma avansı açısında yanma süresinin iş çevrimi parametrelerine etkisi ($m = 1,5$).....	90
Çizelge 5.4 φ_z ve m 'ye bağlı optimal parametre değerleri.....	93
Çizelge 5.5 İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} 'da yanma süresi φ_z 'ye bağlılığı.....	107
Çizelge 5.6 İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} 'da yanma karakteri göstergesi m 'ye bağlılığı.....	133
Çizelge 5.7 İş çevrimi parametrelerinin θ ve λ 'ya bağlılığı.....	136
Çizelge 5.8 $\theta = 10^\circ$ sabit alındığında iş çevrimi parametrelerinin hava fazlalık katsayısına bağlılığı.....	137
Çizelge 5.9 İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} 'da aşırı doldurma basıncı P_k 'ya bağlılığı.....	147
Çizelge 5.10 SM ve TBKM'ların yanma odası duvarlarına ait sıcaklıklar [107]	152
Çizelge 5.11 İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} 'da termal bariyer kaplama uygulamasına bağlılığı.....	155

SİMGELER DİZİNİ

q_k	Taşınım yoluyla olan ısı alışverişi, W/m ²
$q_{g,1}$	Gaz ışınlımı ile ısı transferi, W/m ²
$q_{a,1}$	Alev ışınlımı ile ısı transferi, W/m ²
q_{Σ}	Yanma odası duvarındaki toplam ısı akısı yoğunluğu, W/m ²
ΔT	Sıcaklık salınımı
q	Isı akısı salınımı, Yanma odası duvarlarındaki ısı akışı yoğunluğu, W/m ²
\bar{q}	Bağıl ısı akışı yoğunluğu, W/m ²
\bar{r}	Pistonun bağıl yarıçapı, m
E_{CO_2}	Karbondioksitin radyasyon enerjisi, W
E_{H_2O}	Su buharının radyasyon enerjisi, W
P_{CO_2}	Gaz karışımındaki karbondioksitin kısmi basıncı, MPa
P_{H_2O}	Gaz karışımındaki su buharının kısmi basıncı, MPa
l	Yayıcı tabakanın indirgenmiş eşdeğer kalınlığı, Gazların bir iş çevriminde yaptığı mutlak iş
ϵ'_w	Duvarın efektif yayma oranı
ϵ_g	Gazın yayma oranı
σ	Mutlak siyah cismin ışınlım yayma katsayısı, W/(m ² ·K ⁴)
ϵ_w	Duvarın şeffaf bir ortamdaki yayma oranı
$\epsilon_{g,i}$	Gaz karışımı bileşenlerinin yayma oranı
K_{λ}	ışınlım sönme katsayısı
$l_{e\sigma}$	Gaz tabakasının eşdeğer kalınlığı, m
V	İşıldayan gazın kapsadığı hacim, İş karışımının anlık hacmi, m ³
F	İşıldayan gazın kapsadığı hacmi sınırlayan çeperlerin yüzey alanı, m ²
ϵ_g	Silindirdeki gaz karışımının toplam yayma oranı
β	Düzeltilme katsayısı, karışım hızının azalma katsayısı
$\Delta\epsilon_g$	ışınlım spektralının kısmi çakışmasını göz önüne düzeltme
c	Kurum zerreciklerinin yoğunluğu, kg/m ³
ϵ'_{al}	Alevin indirgenmiş yayma oranı
T_{al}	Alev sıcaklığı, K
ϵ''_w	Duvarların indirgenmiş yayma oranı
C	Bir kg yakıtı oluşturan karbon atomlarının kütle oranı
H	Bir kg yakıtı oluşturan hidrojen atomlarının kütle oranı
O	Bir kg yakıtı oluşturan oksijen atomlarının kütle oranı
S	Bir kg yakıtı oluşturan kükürt atomlarının kütle oranı, Piston stroku
λ	Hava fazlalık katsayısı
χ	Isı ayrılma katsayısı
α_{Σ}	Toplam ısı taşınım katsayısı, W/(m ² ·K)
ΔQ	Bir çevrim sürecinde yanma odası yüzey bölgesinin çektiği ısı miktarı, W

α_p	Pistonun yerel taşınım katsayısı, $W/(m^2 \cdot K)$
T_p	Pistonun sıcaklığı, K
A_p	Pistonun yüzey alanı, m^2
α_k	Silindir kafasının yerel taşınım katsayısı, $W/(m^2 \cdot K)$
T_k	Silindir kafasının sıcaklığı, K
A_k	Silindir kafasının yüzey alanı, m^2
α_s	Silindirin yerel taşınım katsayısı, $W/(m^2 \cdot K)$
T_s	Silindirin sıcaklığı, K
A_s	Silindirin yüzey alanı, m^2
α_p'	Pistonun yerel taşınım katsayısının ortalama değeri, $W/(m^2 \cdot K)$
T_p'	Pistonun sıcaklığının ortalama değeri, K
A_p'	Pistonun yüzey alanının ortalama değeri, m^2
α_k'	Silindir kafasının yerel taşınım katsayısının ortalama değeri, $W/(m^2 \cdot K)$
T_k'	Silindir kafasının sıcaklığının ortalama değeri, K
A_k'	Silindir kafasının yüzey alanının ortalama değeri, m^2
α_s'	Silindirin yerel taşınım katsayısının ortalama değeri, $W/(m^2 \cdot K)$
T_s'	Silindirin sıcaklığının ortalama değeri, K
A_s'	Silindirin yüzey alanının ortalama değeri, m^2
α'	Yanma odası yüzeyine göre ortalama ısı taşınım katsayısı, $W/(m^2 \cdot K)$
A	Yanma odasının toplam yüzey alanı, m^2
A_p	Pistonun yüzey alanı, m^2
A_k	Silindir kafasının yüzey alanı, m^2
A_s	Silindirin yüzey alanı, m^2
T_w	Yanma odası yüzeyinin ortalama sıcaklığı, K
c_m	Ortalama piston hızı, m/s
P	Gazın silindir içi anlık basıncı, MPa
T	Gazın silindir içi anlık sıcaklığı, K
D	Silindir çapı, m
$P_{y.s}$	Motor kompresör gibi çalıştırıldığında anlık silindir içi gaz basıncı, MPa
w	İş çevriminin farklı periyotlarındaki iş karışımı hızı, m/s
V_a	Yanma sonu hacmi, m^3
w_T	Gaz hızının teğetsel bileşeni, m/s
w_{ses}	Ses osilasyonunun gerçek hızı, m/s
c_{ses}	Ses dalgasının yayılma hızı, m/s
c_1, c_2	Isı taşınım katsayısının yerel değerlerini hesaplamada kullanılan sabitler
k	Gazın ısı iletim katsayısı, $W/(m \cdot K)$, Özgül ısılar oranı

c_p	Sabit basınçta özgül ısı, J/(kg.K)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı, J/(kg.K)
ρ	Gazın yoğunluğu, kg/m ³
\bar{T}	Ortalama sıcaklık, K
$\alpha_{eş}$	Ortalama eşdeğer ısı taşınım katsayısı, W/(m ² .K)
$T_{eş}$	Gazların ortalama eşdeğer sıcaklığı, K
$\bar{T}_{w,eş}$	Duvarın ortalama eşdeğer sıcaklığı, K
T_{ort}	Çevrim başına ortalama entegral sıcaklığı, K
$A_{çep}$	Gazlarla temasta olan çeper yüzeyinin alanı, m ²
$T_{çep}$	Ortalama çeper sıcaklığı, K
k_1	Deneysel bir katsayı, Sıkıştırmada adyabatik üs
k_2	İşinimi göz önüne alan bir katsayı, Genişlemede adyabatik üs
B_1	Woschni formülünde kullanılan bir sabit
T_c	Sıkıştırma sonu sıcaklığı, K
T_z	Yanma sonu sıcaklığı, K
Q_w	Gazlardan silindir duvarlarına iletilen ısı kaybı, W
U	İç Enerji, W
M	Mol kütlesi, kg/kmol
ϕ_{tem}	Temizleme katsayısı
ϕ_{ek}	Ek doldurma katsayısı
P_0	Çevre basıncı, MPa
T_0	Çevre sıcaklığı, K
P_k	Kompresör çıkış basıncı, MPa
T_k	Kompresör çıkış sıcaklığı, K
n_k	Kompresördeki sıkıştırma işleminin ortalama politropik üssü
n_1	Sıkıştırmada ortalama politropik üs
n_2	Genişlemede ortalama politropik üs
P_r	Artık gazların basıncı, MPa
T_r	Artık gazların sıcaklığı, K
M_r	Artık gazların mol miktarı, kmol artık gaz/kg yakıt
$M_{i,k}$	İş karışımının mol miktarı, kmol iş karışımı/kg yakıt
$M_{t,k}$	Taze karışımın mol miktarı, kmol taze karışım/kg yakıt
ΔT	Sıcaklık artışı, K
P_b	Genişleme sonu basıncı, MPa
T_b	Genişleme sonu sıcaklığı, K
P_a	Emme sonu basıncı, MPa
T_a	Emme sonu sıcaklığı, K
V_a	Emme sonu hacmi, m ³

ϑ_a	Emme sonu özgül hacim, m ³ /kg
ΔP_a	Emme zamanında basınç düşüşü, MPa
ξ_{Em}	Emme sisteminin en dar kesitindeki kinetik enerji kaybını veren katsayı
W_{Em}	Emme sisteminin en dar kesitinde taze karışımın ortalama hızı, m/s
ρ_o	Aşırı doldurmasız motorda silindire giren taze karışımın yoğunluğu, kg/m ³
ρ_k	Aşırı doldurmalı motorda silindire giren taze karışımın yoğunluğu, kg/m ³
R_h	Hava için özgül gaz sabiti, J/(kg K)
R	Evrensel gaz sabiti, J/(kmol K)
μ_h	Havanın mol kütlesi, kg/kmol
γ_r	Artık gaz katsayısı
ε	Sıkıştırma oranı
L_{min}	Bir kg yakıtın tam yanması için gerekli minimum havanın mol miktarı, kmol hava/kg yakıt
ℓ_{min}	Bir kg yakıtın tam yanması için gerekli minimum havanın kütleli miktarı, kg hava/kg yakıt
$G_{t,k}$	Taze karışımın ağırlığı, kg
G_r	Artık gazların ağırlığı, kg
φ_r	Gazların sabit basınçtaki özgül ısının taze karışımın özgül ısısına oranı
η_v	Volümetrik verim
η_e	Efektif verim
η_m	Mekanik verim
η_i	İndike verim
α	Krank milinin Ü.Ö.N'dan hesaplanan dönme açısı, °KMA
λ_b	Krank kolu dönme dairesi yarıçapının biyel kolu uzunluğuna oranı
θ	Tutuşma avansı açısı, °KMA
θ_{opt}	Optimum tutuşma avansı açısı, °KMA
x	Yanmış yakıtın kütleli oranı
φ	Tutuşma anından itibaren hesaplanan krank mili dönme açısı, °KMA
φ_z	Şartlı yanma süresi, °KMA
m	Yanma karakteri göstergesi
ξ	Yanma etkinlik katsayısı
Q_x	t süresince açığa çıkan ısı miktarı, W
g_{cev}	Çevrim başına silindire giren yakıt miktarı, gr
H_u	Yakıtın alt ısıl değeri, kJ/kg
Q	Kullanılan yanma ısısı, W
t	Yanma başlangıcından itibaren hesaplanan süre, s
ΔM	t zamanında mol miktarı değişimi
μ_o	Taze karışımın kimyasal moleküler değişim katsayısı
μ	İş karışımı moleküler değişim katsayısı
P_i	İş çevriminin ortalama indike basıncı, MPa

g_i	İş çevriminin indike özgül yakıt tüketimi, gr/(kW·h)
g_e	Efektif özgül yakıt tüketimi, gr/(kW·h)
P_m	Mekanik kayıpların ortalama basıncı, MPa
a, b	Mekanik kayıpların ortalama basıncının hesabında kullanılan sabitler
n	Krank mili devir sayısı, dev/dak
P_e	Ortalama efektif basınç, MPa
N_e	Efektif güç, W
i_s	Silindir Sayısı
$\Delta\alpha$	Hesap adımı, derece
q_w	Isı akısı, W/m ²
h_{ort}	Ortalama ısı taşınım katsayısı, W/(m ² ·K)
P_{max}	Maksimum basınç, MPa
T_{max}	Maksimum sıcaklık, K
α_P	Basınç artış hızı, derece
α_T	Sıcaklık artış hızı, derece
W_{pmax}	Maksimum basınç artış hızı, MPa/rad
Q_z	Yanma sırasında açığa çıkan ısı, (kJ/kg i.k)
Q_{wem}	Emme sırasında silindir duvarlarına verilen ısı, (kJ/kg i.k)
Q_{ws}	Sıkıştırma sırasında silindir duvarlarına verilen ısı, (kJ/kg i.k)
Q_{wy}	Yanma sırasında silindir duvarlarına verilen ısı, (kJ/kg i.k)
Q_{wg}	Genişleme sırasında silindir duvarlarına verilen ısı, (kJ/kg i.k)
Q_{weg}	Egzoz sırasında silindir duvarlarına verilen ısı, (kJ/kg i.k)
Q_w	Yanma ve genişlemede silindir duvarlarına verilen toplam ısı, (kJ/kg i.k)
Q_{wt}	Silindir duvarlarına verilen toplam ısı, (kJ/kg i.k)

KISALTMALAR DİZİNİ

TBK	Termal Bariyer Kaplama
SM	Standart Motor
TBKM	Termal Bariyer Kaplamalı Motor
PSZ	Kısmen Stabilize Edilmiş Zirkonya

GİRİŞ

1.1 Giriş

İçten yanmalı motorların silindirlerindeki yanma sıcaklıkları 2700 K ve üzeri değerlere ulaşabilir. Yeterli soğutma olmazsa, bu büyükteki sıcaklıklar motor parçalarını ve yağlarını çabucak tahrip edebilir. Eğer silindir duvarları sıcaklık değerleri 450 K değerini aşarsa, malzeme bozulmaları gerçekleşecek ve motor yağları bozulacaktır. Silindirler, aşırı ısınmalarını önlemek için sıvı soğutmalı motorlarda bir su ceketiyile, hava soğutmalı motorlarda ise kanatlı bir yüzeyle çevrilmişlerdir. Öte yandan, bir motordan en fazla verimi elde edebilmek için onu mümkün olduğunda sıcak çalıştırmak arzu edilir. Malzemelerdeki ve yağ teknolojisindeki gelişmelerle, modern motorlar birkaç yıl öncesinin motorlarından çok daha sıcak olarak çalışabilmektedirler.

Motor silindirlerinden soğutma sistemine olan ısı transferi ile motoru aşırı ısınmadan korumakla birlikte, motor içinde üretilen enerjinin büyük bir kısmı israf edilmektedir ve çoğu motorun ısıl verimi %30–40 seviyesindedir.

Modern bir otomobilde soğutucu hava akışı oldukça sınırlıdır ve daha büyük bir ısı transferi verimi gereklidir. Yeni soğutma sistemleri geliştirilmektedir ama şu an için çoğu otomobil motorları sıvı soğutmalıdır ve su-etilen glikol solüsyonu kullanırlar. Çoğu küçük motorlar, ağırlık, maliyet ve basitlik gereklilikleri nedeniyle hava soğutmalıdır.

Bir motor silindirinden kaynaklanan ısı kayıplarını azaltarak çıkış gücünde az bir artış elde edilebilir. Mevcut enerjinin %30 kadarı yararlı işe (ısıl verim) dönüştürülür ve bu yanma ve ardından gelen toplam motor çevriminin dörtte bir kadarlık bölümünü kapsayan genişleme stroku sırasında, üst ölü noktanın yakınında gerçekleştirilir.

Azaltılmış ısı kaybı enerjisinin çoğu egzozun entalpisi şeklinde sonuçlanır. Ayrıca, iç motor parçalarının daha yüksek bir dengeli hal sıcaklığı olur. Son yıllarda, adyabatik motorlar adı verilen motorlar piyasada görülmektedirler. Tam olarak adyabatik (sıfır ısı kaybı) değildirler ancak yanma odalarındaki ısı kayıpları çok daha azdır. Genellikle soğutucu ceketleri ya da kanatlı yüzeyleri yoktur ve ısı kayıpları yalnızca dış yüzeyin uzağındaki doğal taşınımından kaynaklanmaktadır. Bu, çok daha sıcak motor parçaları ve motor gücünde bir miktar kazanım ile sonuçlanır.

Malzeme teknolojisindeki gelişmeler, motor parçalarının çok daha yüksek sıcaklıklarda çalışabilmelerine olanak sağlamaktadır. Bir motor içinde gerçekleşen mekanik ve ısıl şoklara dayanabilecek esnek seramik malzemelerin geliştirilmesi, 1980'lerde büyük bir çığır açmıştır. Bu malzemeler şimdi modern motorlarda, özellikle de piston yüzeyi ve egzoz portu gibi en yüksek sıcaklık noktalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Adyabatik motorlar konvansiyonel motorlardan daha küçük ve daha hafif yapılabirler. Radyatörleri olmadığından, adyabatik motorlar daha düşük bir sürtünme katsayısı sayesinde daha aerodinamik yapılabirler. Bu ayrıca motor yeri ve pozisyonunda daha fazla esneklik sağlar.

Adyabatik motorların bütün motor parçaları, silindir duvarları da dahil olmak üzere, daha yüksek sıcaklıklarda çalışırlar. Bunlar, içeri giren hava karışımını, bir konvansiyonel motordan daha hızlı ısıtırlar. Bu motorun volumetrik verimini azaltır ki bu da daha az ısı kaybından elde edilen fren gücü artışının bir kısmını yok eder. Sıkıştırma stroku sırasındaki daha yüksek silindir sıcaklığı basıncı da artırır ve sıkıştırma işi girişini artırarak çevrimin net iş üretimini azaltır.

Dizel motorlarında yanma odası ve bazı motor parçalarının yalıtılması sonucu geleneksel soğutma sisteminin kaldırılması ve motor veriminin iyileştirilmesi mümkündür. Çeper malzemesindeki yalıtım sayesinde soğutucu tarafı net ısı geçişi sifıra yaklaştırılır. Ancak yanma odası çeperleri ve silindir içerisindeki iş yapan akışkan arasında taşınım ve ışınım yoluyla önemli miktarda ısı geçişi gerçekleşmektedir.

Benzinli motorlarda sıcak çeperlerden taze dolguya olan ısı geçişi nedeniyle, yalıtım malzemesi olarak seramik malzemelerin kullanılması, dizel motorlarında olduğu kadar uygun değildir. Benzinli motorlardaki bu çeşit ısı geçişi, yanmamış karışımın sıcaklığını yükseltip erken vuruntuya neden olmaktadır. 800 K sıcaklığındaki silindir duvarlarının oluşturduğu bir başka problem de motor yağının ısıl bozulmasıdır. Günümüz motorlarındaki koşullara dayanabilecek daha iyi yağlar geliştirilmiştir ancak yağ teknolojisinin artan motor taleplerine ayak uydurabilmesi için gelişmeye devam etmesi gerekmektedir. Geliştirilmekte olan bir çözüm, katı yağların kullanılmasıdır.

1.2 Tezin Amacı

Motorlarda, özellikle de dizelerde ısı transferine ait çok sayıda çalışmalar yapılmıştır. Günümüzde de bu konu dikkatli bir şekilde göz önünde tutulmaktadır. Ancak, şu ana kadar motor silindirindeki ısı transferinin tüm ayrıntılarını içeren tam analitik bir açıklama bilinmemektedir. Bu durum olayın oldukça karışık olması ile açıklanabilir. Anılan olay akışına iş sürecinin tüm fiziko-kimyasal faktörleri ve motorun yapısal özellikleri etki etmektedir. Bu zorluklar şimdilik daha çok deneysel yolla çözülmektedir. Dolayısıyla bir sıra ampirik veya yapı ampirik formüller tavsiye edilmektedir. Oysaki bu bağıntıların bazı önemli eksiklikler vardır. Bunlardan biri evrensel olmamalarıdır. Bu nedenle tavsiye edilen bağıntılar yalnız deneysel verilerin elde edildiği motor tiplerine uygulanabilirler.

[2.27] denkleminden görülebileceği gibi bu bağıntının kullanılabilirliği her şeyden önce k_1 ve k_2 deneysel katsayılarının tayin edilmesine bağlıdır. Ayrıca, motorun çeşitli yük ve dönme hızlarında çeper sıcaklığı T_{cep} 'in gerçek değerini ve bu değerın çevrim boyunca değişimini ortaya çıkarmak kolay bir iş değildir. Bütün bunlar [2.27] formülünün doğrudan kullanılmasını zorlaştırır ve çok da basit olmayan deneyler yapılmasını gerektirir.

Açıklanan zorluklar ve gerek sıkıştırma gerekse yanma-genişlemede çeperlerle iş karışımı arasındaki ısı transferinin önemsiz olduğu düşünülerek, bu olay parametreleri ortalama bir düzeltme katsayıları ile hesaba katılmaktadır.

İncelenecek motor tipi için en yakın bağıntı G. Woschni formülüdür. G. Woschni formülü boru içi gaz akışında taşınım ısı transferi denkleminin temelinde çıkarılmıştır. Bunun için motor silindirindeki esas ısı transferinin zorunlu gaz taşınımı ile gerçekleştiği varsayımından hareket edilmiştir.

Fiziksel bakımdan anılan sürecin gidişini ve çeşitli faktörlerin bu sürece etkilerini çok boyutlu modellerden geri kalmayacak şekilde gerçek sürece yakın bir şekilde veren tek boyutlu modelin uygulanması daha büyük önem taşımaktadır.

Tüm çevrimin simülasyonunu gösteren bir model, bir dizel motor için ihtiyaç duyulabilecek laboratuvar çalışmalarını minimize etmek açısından oldukça önemlidir.

Supapları kapalı bir silindirde meydana gelen sıkıştırma, yanma, genişleme ve geri kalan diğer olayların herhangi bir hesap adımındaki parametreleri, termodinamiğin bilinen bağıntılarını içeren matematik denklem takımı çözülerek belirtilebilir. Bu

takımın çözümündeki esas zorluk, gazlardan silindir duvarlarına iletilen ısı kaybının hassas olarak belirtilebilmesidir. Bu ısı kaybının karakteristiği için şunları söylemek mümkündür:

- Isı, iş karışımından yanma odası duvarlarına taşınım ve ışınlam ile geçer.
- Bir piston strokunda iş karışımından çevrim başına verilen toplam ısı miktarının dizel motorlarda %80–90’lık kısmı, benzinli motorlarda ise %65–75’lik kısmı yanma odası duvarlarına verilir.
- Yüzey sıcaklığının salınım amplitüdü krank mili dönme hızı arttığında azalır.
- Yanma odası duvarlarındaki ısı akısı yoğunluğu motor yükü ve hızına bağlıdır.
- Hassas hesaplamalarda ısı transferi parametrelerinin değerlerinin yanma odası yüzeyine göre düzgünsüzlüğü göz önüne alınmalıdır.
- Zorlanmış taşınım rejiminde ısı transferi şiddeti ısı taşıyıcının hareket karakterine ve hızına bağlıdır, ısı akısı yoğunluğundan ise bağımsızdır.

Bu çalışmalarda yapılacak olan araştırmalar gerçek ısı transferine en yakın tek boyutlu modeli oluşturarak optimum şartları belirlemek ve dolayısı ile dizel motorun yakıt sarfiyatını azaltmak ve gücünü yükseltmek gibi pratik sonuçları amaçlamaktadır.

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA ISI TRANSFERİ

2.1 Giriş

Dört zamanlı bir motorun emme zamanındaki ısı transferi, iş karışımının pratikte sabit içeriğinde gerçekleşir. Fakat karışımın hareket miktarı ve şiddeti değişen silindir hacminde geniş bir aralıkta değişmektedir. Emme zamanında ısı akısı taşınım ile tayin edilir ve parçalardan karışıma doğru yönelir. İş karışımı ve silindir duvarları arasındaki küçük sıcaklık farkından ve düşük iş karışımı yoğunluğundan dolayı emme boyunca iş karışımının aldığı ısı miktarı önemsiz olup, bir çevrim sırasında soğutma sistemine iletilen toplam ısı miktarının %1–2'sini oluşturur.

Sıkıştırmanın başlangıcında ısı akısı duvardan iş karışımına doğru yönelir. Daha sonra karışım sıcaklığı yükseldikçe akım yönü tersine çevrilir. İş karışımının miktarı ve içeriği sıkıştırma sırasında yaklaşık olarak sabittir. Fakat basınç, sıcaklık ve hız alanı sürekli değişmektedir. İş karışımının sıkıştırmanın sonunda silindir duvarlarına verdiği ısı miktarı bu karışımın sıkıştırmanın başlangıcında duvarlardan aldığı ısı miktarından biraz daha büyüktür. Bu nedenle bir çevrim sırasında tüm sıkıştırma boyunca iş karışımından çekilen ısı miktarı toplam ısı miktarının dizel motorlarında %5–8'ini, benzinli motorlarda ise %1–2'sini oluşturur. Emme ve sıkıştırma zamanlarında ısı ile transfer edilen ısı önemsizdir.

2.2 Silindirde Isı Transferi

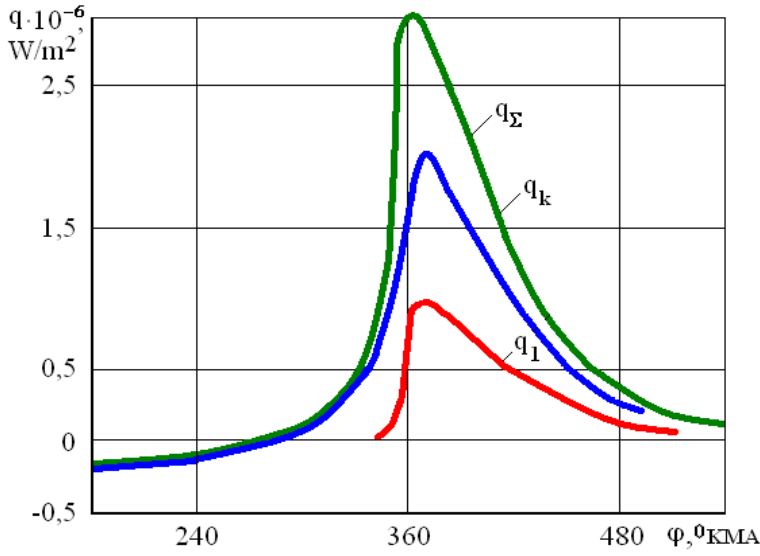
Yanma periyodu için taşınım ile ısı transferi şiddetinin önemli bir ölçüde artması karakteristik bir husustur. Bu artış iş karışımının türbülans şiddeti, sıcaklığı ve yoğunluğunun artmasından kaynaklanır. Ayrıca gazlardan olan ısı şiddeti yükselir ve yeni bir güçlü ısı kaynağı olan parlayan alev ortaya çıkar. Isı transferi yanma boyunca iş karışımının içeriğinin, türbülans şiddetinin, yanma ürünleri ve alevin ısı ve yutma karakterlerinin, ısı alan yüzeylerin ve iş karışımının hareket yönünün sürekli değişmesi koşullarında gerçekleşir.

Yanma odası duvarındaki toplam ısı akısı yoğunluğu, taşınım ile ısı transferi (q_k) ile gaz ($q_{g,1}$) ve alev ($q_{a,1}$) ısılarının toplamı şeklinde ifade edilebilir.

$$q_{\Sigma} = q_k + q_{g,1} + q_{a,1} \quad [2.1]$$

Yanmada q_{Σ} değeri, taşınım ile ısı transferi ve alevden olan ışımla ısı akısı sonucu keskin bir biçimde yükselir. $q_{g,1}$ değeri çok büyük değildir ve yalnızca hassas hesaplamalarda göz önüne alınır.

4 zamanlı bir dizel motorun yanma odasında ısı akısı yoğunluklarının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri Şekil 2.1’de gösterilmektedir.



Şekil 2.1 Dört zamanlı bir dizel motorun yanma odasında toplam, taşınım ve ışımla ısı akısı yoğunluklarının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri [4]

Dizel motorun incelenen çalışma rejimi için alevden olan ışımla ısı akısı yoğunluğu, farklı anlardaki taşınım ile ısı akısı yoğunluğunun %50–60’ını oluşturur. Isı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine rağmen hızlı yanma zamanında bu yüzeylere verilen ısı miktarı çevrim başına olan toplam ısı miktarının dizel motorlarda %25–35’ini, benzinli motorlarda ise %18–24’ünü oluşturur.

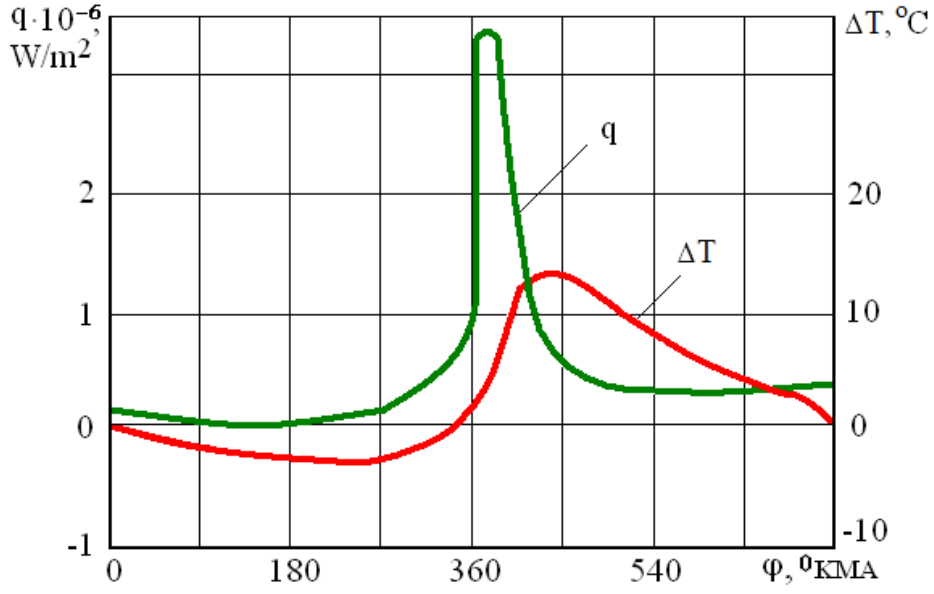
Genişleme sırasında gazların basıncı ve sıcaklığı hızlı bir şekilde düşer, alevin ışımlı şiddeti küçülür daha sonra ise alev ışımlı biter. Genişleme sırasında toplam ısı akısı tıpkı yanmada olduğu gibi yukarıdaki bileşenlerden oluşur. Genişleme sırasında gazların sıcaklığındaki azalmadan ileri gelen ısı akısı yoğunluğundaki düşüşe rağmen,

ısı alan yüzeylerin büyümesiyle birlikte iş karışımından duvarlara geçen ısı miktarı bir çevrim boyunca duvarlara iletilen toplam ısı miktarının % 25'i gibi önemli ölçüde yüksek bir değere sahip olur.

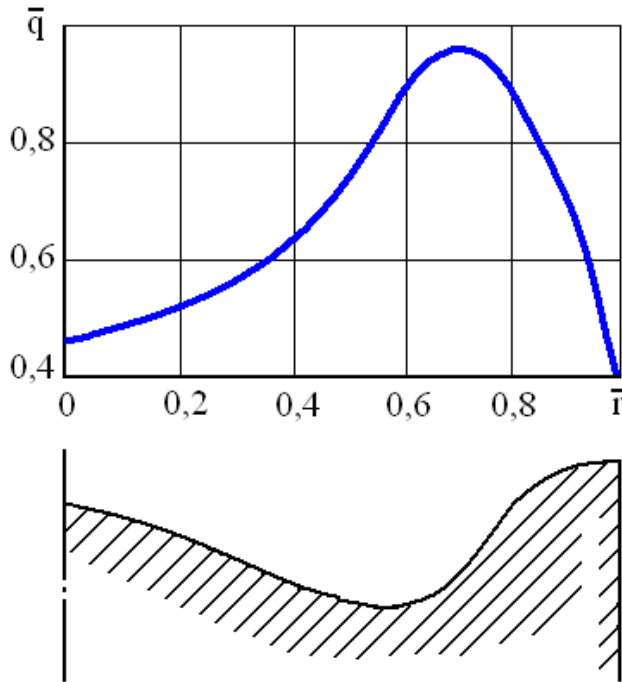
İş karışımının basıncı, sıcaklığı ve miktarı egzoz zamanının başlangıcında keskin bir biçimde düşer. Daha sonra ise sıcaklık ve basınç daha yavaş bir biçimde değişir. Bu periyotta ısı esasen taşınım yolu ile transfer edilir. Işınım ile ısı transferinin genel ısı transferindeki oranı önemsizdir. Tüm egzoz işlemi sırasında iş karışımından duvarlara iletilen ısı miktarı bir çevrim boyunca duvarlara iletilen toplam ısı miktarının dizel motorlarda % 5–15'ini, benzinli motorlarda ise % 20–30'unu oluşturur.

Silindirdeki iş karışımının gazodinamik ve termodinamik parametrelerinin çevrimden çevrime değişmesi, yanma odasını oluşturan parça duvarlarındaki dalgalı ısı akısı işaretini değiştirir. Motorun kararlı çalışma rejiminde ısı akısı dalgalanmasının çevrimden çevrime tekrarlandığı kabul edilebilir. Fakat gerçekte ısı akısının anlık yoğunluğu biraz değişir. Bu değişim, farklı çevrimler için gaz parametrelerinin ortalama değerlerden sapmasıyla ilgilidir. Belirli bir ortalama değere göre sıcaklık salınımının (ΔT) en büyük genliği yüzeyde meydana gelir. Üstelik sıcaklık salınımı ısı akısı salınımından (q) faza göre geri kalır (Şekil 2.2). Parça yüzeyinden uzaklaştıkça ΔT değeri hızla küçülür ve 2–4 mm derinlikte pratik olarak sifira eşitlenir. Yüksek hızlı motorlarda ısı alan yüzeylerin sıcaklıkları bir çevrimde en fazla 5–10 K değişir. Parça malzemesinin özgül ısı yükseldikçe, yüzey sıcaklığının salınım genliği düşer.

Yanma odasının çeşitli noktalarında ısı akısı yoğunluğu; iş karışımının homojen olmaması, yüzey bölgelerinin farklı özelliklerde olması, farklı türbülans karakterine sahip hız alanı, yüzeylerin karşılıklı oryantasyonunun iş karışımının temel hareketine ve alevi göre farklı olması nedenleriyle herhangi bir anda çok farklı olabilir ve yöne göre birbirini tutmayabilir. Yanma odasının ısı alan yüzeylerine göre ısı akısı yoğunluğunun dağılımı, karışım oluşturma yöntemine, yanma odası biçimine, enjektörlerin yerleşimi ve meme deliklerinin şekline ve iş sürecinin organize edilme özelliklerine bağlıdır. Şekil 2.3'de bağıl ısı akısı yoğunluğu \bar{q} 'nin ($\bar{q} = q/q_{\max}$) pistonun bağıl yarıçapı \bar{r} 'e ($\bar{r} = r/R$) göre dağılımı gösterilmiştir. Ayrıca şunu da eklemek gerekir ki, motorun çalışma rejiminin değişmesiyle ısı akısı yoğunluğunun yanma odası yüzeyindeki dağılım karakteri önemsiz bir ölçüde değişir.



Şekil 2.2 Yüksek hızlı dizel motorlarında ısı akısı yoğunluğunun ve yanma odası yüzey sıcaklığının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri [4]



Şekil 2.3 Bağıl ısı akısı yoğunluğunun pistonun bağıl yarıçapına göre dağılımı [4]

2.3 Işınım İle Isı Transferi

Işınım ile ısı transferi değişen silindir hacminde gerçekleşir. Işınım şiddeti hem zamana hem de ışınım kaynağının ısı alan yüzeylere göre konumuna bağlıdır. Motor silindirlerinde mevcut olan ışınım kaynağı ikiye ayrılır, *Yanma ürünleri ve Alev*.

2.3.1 Yanma Ürünleri Işınımı

Yanma ürünleri içerisinde çok atomlu gazlar (Örneğin, CO₂ ve H₂O) en büyük yayma ve yutma kapasitesine sahiptirler. Tek ve çift atomlu gazların ışınım kapasitesi önemsizdir ve genellikle ihmal edilebilir. Gazlar yalnız belirli bir dalga uzunluğu aralığında enerji yayar veya yutarlar. Spektralın geri kalan kısımlarında ise şeffaftırlar. Gaz ışınımı hacimsel karakter taşıdığından gazların yutma kapasitesi onların yoğunluğu ve gaz tabakasının kalınlığına bağlıdır. Deneysel veriler temel alındığında karbondioksit ve su buharı ışınım enerjileri aşağıdaki gibi hesaplanabilir [4].

$$E_{\text{CO}_2} = 3,5 \cdot (P_{\text{CO}_2})^{0,33} \cdot (\ell)^{0,33} \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{3,5} \quad [2.2]$$

$$E_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5 \cdot (P_{\text{H}_2\text{O}})^{0,8} \cdot (\ell)^{0,6} \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^3 \quad [2.3]$$

Burada, P_{CO₂} ve P_{H₂O}, sırasıyla gaz karışımındaki karbondioksit ve su buharının kısmi basınçları, ℓ ise yayıcı tabakanın indirgenmiş eşdeğer kalınlığıdır.

Cidar ve gaz arasındaki ışınım ile ısı geçiş yoğunluğu yaygın olarak Stefan-Boltzman kanununa göre aşağıdaki denklemle hesaplanabilir [4].

$$q_{g,1} = \varepsilon'_w \cdot \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot \left[\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4 \right] \quad [2.4]$$

Burada, ε'_w , duvarın efektif yayma oranı ve ε_g gazın yayma oranıdır. σ ise mutlak siyah cismin ışınım yayma katsayısıdır.

Duvarın efektif yayma oranı aşağıdaki gibi hesaplanabilir [4].

$$\varepsilon'_w = (1 + \varepsilon_w)/2 \quad [2.5]$$

Burada, ε_w , duvarın şeffaf bir ortamdaki yayma oranıdır.

Gaz karışımı bileşenlerinin yayma oranı ise şu şekilde hesaplanabilir [4].

$$\varepsilon_{gi} = 1 - \exp(-K_\lambda \cdot P_i \cdot \ell_{e\lambda}) \quad [2.6]$$

Burada, K_λ , ışınım sönme katsayısıdır. $\ell_{e\lambda}$ ise gaz tabakasının eşdeğer kalınlığı olup, değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilir [4].

$$\ell_{e\lambda} = 3,6 \cdot V/F \quad [2.7]$$

Burada, V , ışıldayan gazın kapsadığı hacim, F ise bu hacmi sınırlayan çeperlerin yüzey alanıdır.

Yalnız karbondioksit ve su buharının ışınımı göz önüne alınırsa, silindirdeki gaz karışımının toplam yayma oranı şöyle ifade edilebilir [4].

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon_g \quad [2.8]$$

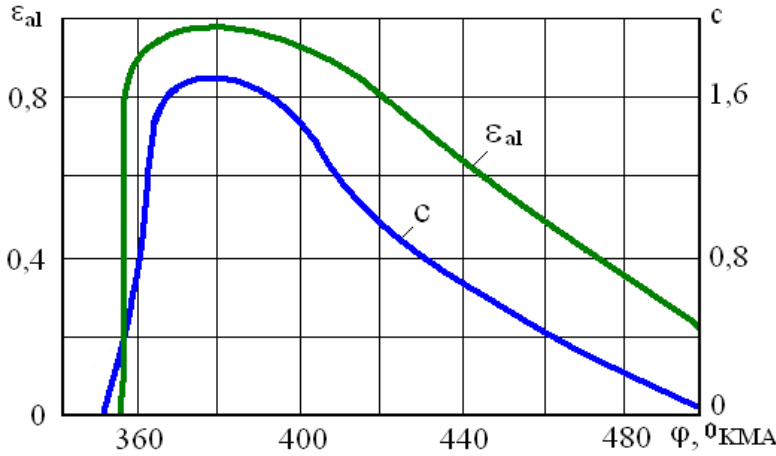
Burada, β ve $\Delta\varepsilon_g$, sırasıyla düzeltme katsayısı ve düzeltme olup, karbondioksit ve su buharı ışınım spektralının kısmi çakışmasını göz önüne alırlar.

Silindir hacmi, iş karışımı büyüklükleri ve özelliklerinin sürekli değişmesinden dolayı gaz ışınımı ile yayılan ısı akış yoğunluğu da değişkendir. Gazlardan duvarlara ışınım ile verilen toplam ısı miktarı taşınım ile verilen toplam ısı miktarına göre daha azdır (toplam ısı akışının %3–5'i kadar). Bu nedenle tahmini hesaplarda gaz ışınımı hesaba katılmaz veya çevrim başına ortalama ısı akış değerine göre değerlendirilir.

2.3.2 Alev Işınımı

Alev ışınımı yanmanın fiziksel ve kimyasal karakterinden dolayı karmaşık bir işlemdir. Işınım karakteristiğine göre alevler şartlı iki gruba ayrılabilir, *parlak alevler* ve *parlak olmayan alevler*. Dıştan karışım oluşturmali motorlarda alev, az parlak alevdir ve bu alevden yayılan enerji önemsiz olup tahmini hesaplamalarda ihmal edilebilir. Dizel motorlarında ise alev parlak alevdir ve bu alevden yayılan enerji ihmal edilemez.

Deneysel sonuçlara göre alev demetinin parlaklığı kızgın kurum zerreciklerinin varlığıyla koşullandırılır. Alevin ışınım şiddeti, alevin sıcaklığı, birim hacimdeki kurum zerreciklerinin yoğunluğu ve ışınan tabakanın efektif kalınlığıyla tayin edilir. Kurum zerreciklerinin yoğunluğu alevin önemli karakteristiklerinden biri olan yayılma kapasitesini belirtir. Bu, kurum zerreciklerinin yoğunluğu (c) ve alevin yayma oranının (ε_{al}) krank mili dönme açısına bağlı olarak değişim karakteri ile desteklenir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 Kurum zerrecikleri yoğunluğunun ve alevin ışınım yayma oranının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri [4]

Dizel motorlarda, alevle yayılan ısı akısı yoğunluğu nominal çalışma rejimi için toplam ısı akısının %15–35'ine kadar ulaşabilir. Bu nedenle hesaplamalarda alev demetinin yayılımını göz ardı etmek yanlış olur. Alev demeti ışınımıyla olan ısı akısı yoğunluğunun hesabı için genellikle Stefan-Boltzman kanunu kullanılır [4].

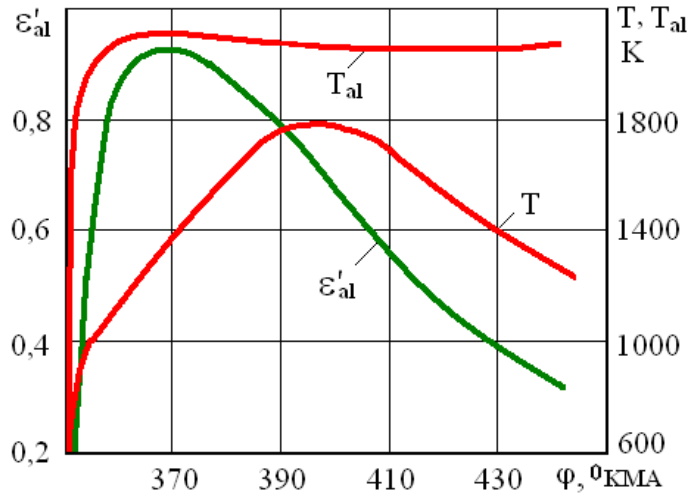
$$q_{a.1} = \varepsilon_w'' \cdot \varepsilon_{al}' \cdot \sigma \cdot \left[\left(\frac{T_{al}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \quad [2.9]$$

Burada; ε'_{al} , alev indirgenmiş yayma oranı, T_{al} , alev sıcaklığı, ε''_w ise duvarların indirgenmiş yayma oranıdır.

En büyük zorluk, alev sıcaklığı ve indirgenmiş alev yayma oranının değerlendirilmesidir. Her iki büyüklük alev var olduğu sürece sürekli değişir ve birçok faktöre bağlıdır. Deneysel araştırmalar, alev sıcaklığının tutuşma anından itibaren hızla yükseldiğini ve krank mili dönme açısının 10–15°'ye tekabül eden anlarında en büyük değerine ulaştığını, daha sonra ise uyumlu olarak küçüldüğünü göstermiştir (Şekil 2.5).

Alev sıcaklığı silindir içi gazların ortalama sıcaklığından daha büyük olup, tüm hızlı yanma boyunca az değişir ve motor yükünden bağımsızdır, ayrıca hesaplanması da zordur. Bu nedenle tahmini hesaplar için ilk yaklaşım olarak şu kabul yapılır:

- Alev sıcaklığı stokiyometrik içerikli karışımda yakıtın teorik yanma sıcaklığına bağlıdır.



Şekil 2.5 Silindir içi gaz sıcaklığı, alev sıcaklığı ve indirgenmiş ışıyım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim eğrileri [4]

Alev demetinin yayma oranını hesaplamak için aşağıdaki deneye dayalı formül önerilebilir [4].

$$\varepsilon_{al} = 1 - \exp \left\{ -1,8 \cdot \frac{C}{H} \cdot \frac{P \cdot S}{\lambda} \cdot [0,2 \cdot (1 - \chi) + 0,03] \cdot \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \varphi) \right] \right\} \quad [2.10]$$

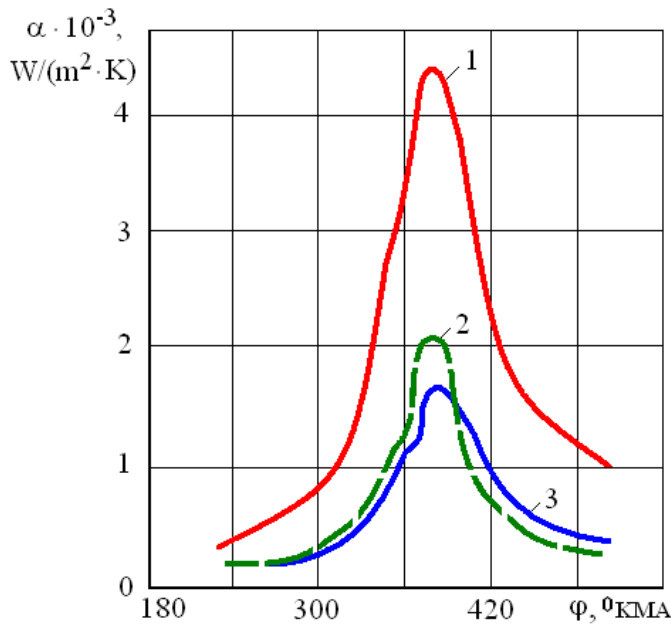
Burada; C ve H, yakıttaki karbon ve hidrojen atomlarının kütleli oranları, λ , hava fazlalık katsayısı, χ ise ısı ayrılma katsayısıdır.

2.3.3 Silindir İçinde Taşınım İle Isı Transferi

İçten yanmalı bir motorun silindir içindeki taşınım ile ısı transferinin şiddeti, iş karışımının yanma odasındaki hareketinin karakterine, şiddetine ve ayrıca akışın mikro yapısına bağlıdır. Motor silindirlerinde zorlanmış türbülanslı hareket, esasen piston hareketi, emme ve egzoz işlemleri, işin organize edilme özellikleri ve yanma odasının biçimi ile tayin edilir. Üstelik yanma odası duvarlarının titreşimi, yanma, iş karışımının homojen ve izotermik olmaması iş karışımında ek çalkantılara neden olur. Adı geçen faktörler yanma odası duvarlarına bitişik bölgelerde ikinci bir akım oluşturur ve bu da ısı transferini şiddetlendirir.

Isı transferini öğrenmek için fiziksel modellerde ve motorlarda çeşitli deneyler yapılmaktadır. Sonuçta çok sayıda ampirik bağıntı önerilmiş olup, bu bağıntılar yalnız dar bir motor grubu ve bu motorların sınırlı çalışma rejimleri için kullanılabilir.

Isı taşınım katsayısı α 'nın çeşitli formüllere göre yapılan hesap sonuçları birbirinden farklıdır (Şekil 2.6).



Şekil 2.6 Çeşitli formüllere göre hesaplanmış ısı taşınım katsayılarının karşılaştırılması
1- Pflaum'a göre, 2 - Woschni'ye göre, 3 - Eyhelberg'e göre [4]

Önerilen formüllerin birçoğu yanma odasının ısı çeken tüm yüzeylerine göre ortalanan anlık ısı taşınım katsayısını hesaplamayı mümkün kılmaktadır. Çünkü bu formüllerde silindirde iş karışımının hareket şiddetini karakterize eden parametre olarak ortalama piston hızı alınır. Gerçekte ise yanma odası yüzeyinde ısı taşınım katsayısının hesaplanmış değerine ait olan bir değer gösterilemez. Bazı formüller ise ısı çeken yüzeylerin her biri için ayrı ayrı ortalama anlık ısı taşınım katsayısını hesaplamayı mümkün kılar. Ayrıca sınırlı sayıdaki bazı formüller yerel ısı taşınım katsayısının anlık değerini hesaplamayı mümkün kılar. Bu formüllerde temel parametreler olarak iş karışımının ısı alan yüzeylere göre yerel hızları kullanılır. Böyle formüllere göre ısı taşınım katsayılarının hesapsal değerlendirilmesinin hassaslığını yükseltmek için bilinen deneysel verilere göre orantı katsayıları yeniden düzenlenir.

Yanma odası duvarlarındaki ısı akısı yoğunluğu,

$$q = \alpha_{\Sigma} \cdot (T - T_w) \quad [2.11]$$

olur [5]. Burada, α_{Σ} , toplam ısı taşınım katsayısıdır.

Bir çevrimde yanma odası yüzey bölgesinin çektiği ısı miktarı şöyle ifade edilebilir [5].

$$\Delta Q = \Delta A \int_0^{t_0} \alpha_{\Sigma} \cdot (T - T_w) dt \quad [2.12]$$

Bu durumda iş karışımının bir çevrimde yanma odası duvarlarına verdiği ısı miktarını hesaplamak için sürekli değişmekte olan ısı çeken yüzeylerin tümüne göre entegralini almak gerekir [5].

$$\Delta Q = \int_0^{t_0} \int_F \alpha_{\Sigma} \cdot (T - T_w) \cdot dA \cdot dt \quad [2.13]$$

Yukarıdaki formülün zamana göre entegralinin alınması genel olarak sonlu elemanlar yöntemiyle yapılır. O halde, Δt zaman diliminde iş karışımının yanma odası yüzeyine verdiği ısı miktarı şu şekilde yazılabilir [4].

$$\Delta Q = \Delta t \left[\int_{A_p} \alpha_p \cdot (T - T_p) \cdot dA + \int_{A_k} \alpha_k \cdot (T - T_k) \cdot dA + \int_{A_s} \alpha_s \cdot (T - T_s) \cdot dA \right] \quad [2.14]$$

Burada; α_p , T_p ve A_p pistonun, α_k , T_k ve A_k silindir kafasının, α_s , T_s ve A_s ise silindirin sırasıyla yerel taşınım katsayısı, sıcaklığı ve yüzey alanıdır.

Eğer piston, silindir kafası ve silindir yüzeyleri için ısı transferi parametrelerinin ortalama değerleri (α'_p , α'_k , α'_s , T'_p , T'_k , T'_s) verilirse, [2.14] ifadesi aşağıdaki şekli alır.

$$\Delta Q = \Delta t \left[\alpha'_p \cdot (T - T'_p) \cdot A_p + \alpha'_k \cdot (T - T'_k) \cdot A_k + \alpha'_s \cdot (T - T'_s) \cdot A_s \right] \quad [2.15]$$

En basit halde, yani $\alpha'_p = \alpha'_k = \alpha'_s = \alpha'$ alınırsa,

$$\Delta Q = \Delta t \cdot \alpha' \cdot (T - T_w) \cdot A \quad [2.16]$$

olur. Burada, α' , yanma odası yüzeyine göre ortalama ısı taşınım katsayısı, $A = A_p + A_k + A_s$, yanma odasının toplam yüzey alanıdır. Yanma odası yüzeyinin ortalama sıcaklığı T_w ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir [4].

$$T_w = \frac{T'_p \cdot A_p + T'_k \cdot A_k + T'_s \cdot A_s}{A_p + A_k + A_s} \quad [2.17]$$

Toplam ısı taşınım katsayısı ampirik formüllerle değerlendirilir ve bunların içerisinde en basiti Eyselberg formülüdür [4].

$$\alpha_\Sigma = 7,8 \cdot \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{P \cdot T} \quad [2.18]$$

Burada, c_m , ortalama piston hızı, P ve T ise sırasıyla gazın silindir içi anlık basıncı ve sıcaklığıdır. Bu formül ışınlımla ısı transferini hesaba katmaz.

Pflaum'un aşırı doldurmalı motorlar için önerdiği formülünün özelliği ısı taşınım katsayısının silindir, silindir kafası ve piston alını için ayrı ayrı hesaplanabilmesidir. Bu formül şöyle yazılabilir [4].

$$\alpha_{\Sigma} = 3.714 \cdot f(P_k) \cdot \sqrt{P \cdot T} \cdot (6.2 - 5.2 \cdot 5.7^{-0.01 \cdot c_m} - 0.025 \cdot c_m) \quad [2.19]$$

Burada $f(P_k)$ fonksiyonu,

- Silindir kafası ve piston alını için $f(P_k) = 4,11 \cdot P_k^{0,25}$,
- Silindir için $f(P_k) = 3,79 \cdot P_k^{0,67}$ 'dir.

Eyhelberg formülünde olduğu gibi Pflaum formülünde de ışınlımla ısı akısı bileşeni ayırt edilmemiş ve motor boyutlarının etkisi aksettirilmemiştir. Günümüzde Woschni formülü daha sık uygulanmaktadır [6].

$$\alpha_{\Sigma} = 819,5 \cdot P_{y,s}^{0,8} \cdot w^{0,8} \cdot D^{-0,2} \cdot T^{-0,53} \quad [2.20]$$

Burada; D, silindir çapı, $P_{y,s}$, motorun kompresör gibi çalıştırıldığı rejimde anlık silindir içi gaz basıncıdır. w ise iş çevriminin farklı periyotlarındaki iş karışımı hızı olup,

- Gaz değişimi periyodunda $w = 6,18 \cdot c_m$,
- Sıkıştırma periyodunda $w = 2,28 \cdot c_m$,
- Yanma-genişleme periyodunda $w = 2,28 \cdot c_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{V_h \cdot T_a}{P_a \cdot V_a} \cdot (P - P_{y,s})$

değerlerini alır [6]. Burada, P_a , T_a ve V_a sırasıyla yanma sonu basınç, sıcaklık ve hacimdir.

Woschni formülü, iş çevriminin farklı periyotlarındaki iş karışımının hareket şiddetindeki farklılığı, silindir boyutlarını, yanmanın oluşturduğu ek türbülanslılığı ve alev ışınlımını hesaba katar.

Isı taşınım katsayısının yerel değerlerini hesaplamayı mümkün kılan formüller arasında daha gerekçeli ve üniversal olanı G. B. Rosenblint formülüdür [4].

$$\alpha_{\Sigma} = c_1 \cdot \sqrt{\frac{w_T}{D}} \cdot \sqrt{k \cdot c_p \cdot \rho} \cdot \left(1 + c_2 \cdot \frac{c_{ses} \cdot w_{ses}}{w_{\tau}^2} \right) + \varepsilon_{al} \cdot \sigma \cdot \frac{T_{al}^4 - T_w^4}{T - T_w} \quad [2.21]$$

Burada; w_T , gaz hızının teğetsel bileşeni, w_{ses} , ses osilasyonunun gerçek hızı ve c_{ses} , ses dalgasının yayılma hızıdır. c_1 ve c_2 sabitleri aşağıdaki değerleri alır [4].

- Dört zamanlı dizel motorları için $c_1 = 4,34$ ve $c_2 = 2,19 \cdot 10^{-4}$,
- Serbest pistonlu iki zamanlı dizel motorları için $c_1 = 3,35$ ve $c_2 = 0,027$,
- Dönüştürme süpürme sistemli iki zamanlı motorlar için $c_1 = 3,95$ ve $c_2 = 0,0063$

k , c_p ve ρ ise gazın sırasıyla ısı iletim katsayısı, özgül ısı ve yoğunluğu olup, $\bar{T} = (T + T_w)/2$ ortalama sıcaklığına göre hesaplanmalıdır.

İncelenen formüller ısı taşınım katsayılarının anlık değerini bulmayı mümkün hale getirir. Bu anlık değerler, motor silindirindeki işin modellenmesi ve parçaların sıcaklık alanının hesabında gerekmektedir. Fakat yüzey sıcaklıklarının atılım değeri ve bunların iş parçasının içine nüfuz etme derinliğinin önemsiz olduğu göz önüne alınırsa parçaların sıcaklık alanı sabit kabul edilir. Bu durumda hesap için sabit olmayan ısı yükünün gerçek koşullarını eşdeğer sabit koşullara değiştirmek gerekir. Değiştirme, gerçek ve şartlı indirgenmiş eşdeğer işlemlerde yüzey bölgesinin aldığı ısı miktarı eşit olacak şekilde yapılmalıdır. Öyleyse, ΔA yüzey bölgelerinin bir çevrim boyunca aldığı ısı miktarı gerçek işlem için aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\Delta Q = \Delta A \cdot \int_0^{t_0} \alpha \cdot (T - T_w) \cdot dt \quad [2.22]$$

Eşdeğer sabit işlemde ise,

$$\Delta Q = t_0 \cdot \alpha_{eş} \cdot (T_{eş} - \bar{T}_{w,eş}) \cdot \Delta A \quad [2.23]$$

olur. Burada, $\alpha_{e\dot{s}}$, ortalama eşdeğer ısı taşınım katsayısı, $T_{e\dot{s}}$ ve $\bar{T}_{w,e\dot{s}}$ ise sırasıyla gazların ve duvarın ortalama eşdeğer sıcaklıklarıdır.

Şartlı sabit işlemin eşdeğer ısı transferi parametrelerini tayin etmek için yukarıdaki son iki denklemin sağ taraflarını birbirine eşit alabiliriz.

$$\alpha_{e\dot{s}} \cdot (T_{e\dot{s}} - \bar{T}_{w,e\dot{s}}) \cdot t_0 = \int_0^{t_0} \alpha \cdot (T - T_w) \cdot dt \quad [2.24]$$

Sıcaklık artışı ihmal edilerek $T_w = \bar{T}_{w,e\dot{s}}$ kabul edilebilir. Böylece, ısı transferinin eşdeğer parametrelerinin hesabı için daha yaygın olan şu formüller elde edilir.

$$\alpha_{e\dot{s}} = \alpha_{ort} = 1/t_0 \cdot \int_0^{t_0} \alpha \cdot dt \quad [2.25]$$

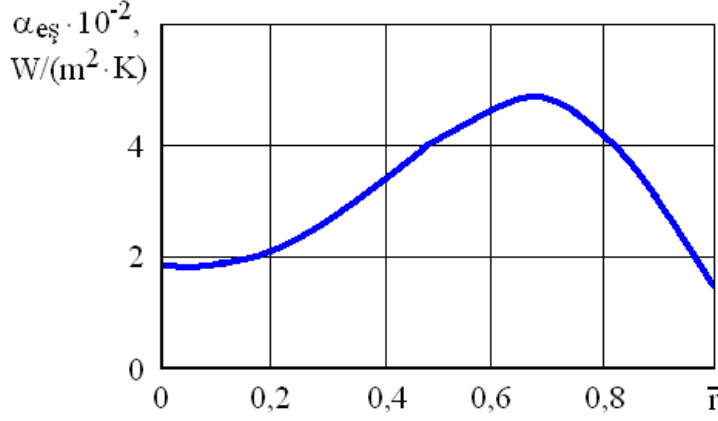
$$T_{e\dot{s}} = \frac{\int_0^{t_0} \alpha \cdot T \cdot dt}{\int_0^{t_0} \alpha \cdot dt} = \frac{(\alpha \cdot T)_{ort}}{\alpha_{ort}} \quad [2.26]$$

Böylece ortalama eşdeğer ısı taşınım katsayısı onun çevrim başına ortalama değerine eşit olur. Bu sırada gazların ortalama eşdeğer sıcaklığı çevrim başına ortalama entegral sıcaklığından önemli ölçüde yüksek olur.

- Dört zamanlı dizel motorlar için $T_{e\dot{s}} \approx T_{ort} + (0,6 \dots 0,8) \cdot (T_{ort} - 273)$
- İki zamanlı dizel motorlar için $T_{e\dot{s}} \approx T_{ort} + (0,4 \dots 0,6) \cdot (T_{ort} - 273)$

olarak alınabilir.

Yükün azalması ile $T_{e\dot{s}}/T_{ort}$ oranı yükselir. Isı transferinin ortalama eşdeğer parametreleri genelde deneysel indikatör diyagramlarına veya iş sürecinin matematik modelinin sonuçlarına göre hesaplanır. Yanma odasının çeşitli ısı alan yüzey bölgeleri için ısı transferi parametrelerinin değerleri farklı olduğundan ortalama eşdeğer ısı taşınım katsayıları $\alpha_{e\dot{s}}$, bu bölgeler için değerlerine göre farklılaşır (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 Gazlardan silindir cidarlarına olan ortalama eşdeğer ısı taşınım katsayısının piston tepe yüzeyine bağlı değişimi [4]

İncelenen bir motor tipi için en yakın bağıntı G. Woschni formülüdür. G. Woschni formülü boru içi gaz akışında taşınım ile ısı transferi denkleminin temelinden çıkarılmıştır. Bunun için motor silindirindeki esas ısı transferinin zorunlu gaz taşınımı ile gerçekleştiği varsayımından hareket edilmiştir. Böylece,

$$Q_w = k_1 \cdot D^{-0,214} \cdot (P \cdot c_m)^{0,786} \cdot (T^{-0,525} + B_1) \cdot (T - T_{\text{cep}}) \cdot A_{\text{cep}} \quad [2.27]$$

olur. Burada; P ve T, silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığının ani değerleri, D, silindir çapı, c_m , ortalama piston hızı, A_{cep} ve T_{cep} , gazlarla temasta olan çeper yüzeyi ve ortalama çeper sıcaklığı, k_1 , deneysel bir katsayıdır. B_1 ise bir sabit olup, aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$B_1 = k_2 \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad [2.28]$$

Burada, k_2 , "yanma biçimini" ve ışıınımı göz önüne alan bir katsayı olup, deneysel verilere göre hesaplanır. T_c ve T_z ise sırasıyla sıkıştırma sonu ve yanma sonu sıcaklıklarıdır.

2.4 Matematik Modellemede Temel Denklemler

Supapları kapalı bir silindirde meydana gelen tüm zamanların herhangi bir hesap adımındaki parametreleri aşağıdaki matematik denklem takımı çözülerek bulunabilir.

a) Termodinamiğin 1. yasa denklemi

$$dQ = dQ_w + dU + P \cdot dV \quad [2.29]$$

b) İş karışımının hal denklemi

$$P \cdot V = 8,315 \cdot M \cdot T \quad [2.30]$$

c) Yanma kanunu [7]

$$x = 1 - \exp\left[-6,908 \cdot (\varphi/\varphi_z)^{m+1}\right] \quad [2.31]$$

d) Piston yoluna bağlı hacim değişimi

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \psi(\varphi) \right] \right\} \quad [2.32]$$

Bu takımın çözümünde esas zorluk, gazlardan silindir duvarlarına iletilen ısı kaybının (Q_w), değişim kanununa uygunluğunun hassas belirtilebilmesinden ibarettir. Eğer ısı taşınım katsayısı biliniyorsa, Q_w değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_w = \alpha_\Sigma \cdot F \cdot (T - T_w) \cdot \Delta t \quad [2.33]$$

İncelenen bir motorda α_Σ 'ın hesabı için en uygun bağıntı [2.20] formülüdür. Çünkü bu formül, iş çevriminin farklı periyotlarındaki iş karışımının hareket şiddetindeki farklılığı, silindir boyutlarını, yanmanın oluşturduğu ek türbülanslılığı ve alev ışınımını hesaba katar.

ADYABATİK MOTORLAR

3.1 Giriş

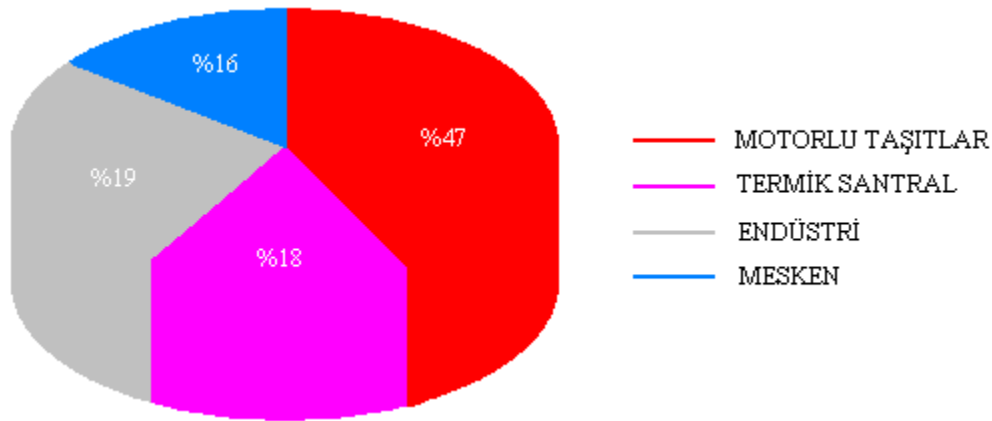
Motorlu taşıtlardaki maliyetin düşürülmesi ve tüketilen yakıtın azaltılmasına yönelik araştırmalar ve teknolojik yenilik çalışmaları hızla sürdürülmektedir. Motor yapısındaki değişiklikler ile motor verimini yükseltme çalışmaları günümüzde de devam etmekte, örneğin motorlarda seramik uygulamaları ileri teknoloji seramiklerindeki gelişmelere paralel olarak hızla artmaktadır. İçten yanmalı motorlarda motor verimini artırabilmek için yakıt enerjisinin mümkün olan en fazla oranda mekanik enerjiye dönüştürülmesi gerekmektedir. Yanma odasının seramikle kaplanması yanma odasındaki sıcaklığın ve basıncın artmasına neden olacaktır. Bu nedenle motor veriminde de artış gözlenecektir.

Yanma odasındaki ısı kaybını azaltmak amacıyla dizel motorlarına uygulanan seramik kaplamalarla, soğutma sistemine giden enerjiyi azaltmak amaçlanmaktadır. İleri teknoloji seramiklerinin daha da gelişmesi sonucunda motor soğutma sisteminin ortadan kaldırılması hedeflenmektedir. Soğutma sistemi elemanlarının (pompa, vantilatör, su ceketleri, radyatör vb.) ortadan kaldırılması ile motor ağırlığında ve parça maliyetinde azalma ile motor gücünde artma beklenmektedir [8, 9].

Seramikle kaplanan dizel motorlarda ısı kaybının az olması sebebiyle sıkıştırma sonundaki sıcaklık artacağından tutuşma gecikmesi süresi kısılacığı gibi kolay ilk hareket sağlanabilir. Dizel motorlarda kontrolsüz yanmadan dolayı meydana gelen vuruntu ve gürültünün azalmasıyla motorun daha sessiz çalışması sağlanmış olacaktır. Tutuşma gecikmesinin kısılması daha düşük sıkıştırma oranı ile çalışmaya imkan vermektedir. Böylece daha iyi bir mekanik verim elde edilebilir ve yakıt ekonomisinde iyileşme sağlanabilir [10].

Yüksek ısı yalıtımı sağlamak amacıyla kaplanan yanma odası elemanlarında kullanılan seramik türleri, maksimum yanma sıcaklığının yükselmesini sağlamakta ve dolayısıyla egzoz gaz emisyonlarından CO ve dumanın düşmesine olanak verebilmektedir. Isı enerjisinin dışarı atılmasını engelleyerek mekanik enerjiye dönüştüren turbokombine ünitesiyle ısı veriminde ilave artış sağlanabilir.

Motorlu taşıtların kullanımı ve üretimi sosyoekonomik duruma göre artmaktadır. Bu artışla beraber motorlu taşıtların petrol tüketimindeki payı da artmakta ve dolayısıyla hava kirliliği önemli bir sorun haline gelmektedir. Hava kirlenmesine sebep olan sektörlerin yüzdeleri Şekil 3.1’de görülmektedir. Hava kirliliğinin önlenmesindeki en öncelikli seçenek ise kirliliğin ortaya çıkarılması ve insan sağlığına zararlı olan gazların egzoz emisyonlarındaki konsantrasyonlarının azaltılması için gerekli önlemlerin alınmasıdır [11].



Şekil 3.1 Hava kirlenmesine sebep olan sektörlerin yüzde oranları [11]

İçten yanmalı motorlarda yanma karakteristikleri egzoz gaz emisyonlarını, motor gücünü, yakıt sarfiyatını, titreşim ve gürültüyü etkileyen en önemli faktörlerdir. Yanma karakteristikleri de büyük ölçüde tutuşma gecikmesine bağlıdır [12]. Tutuşma gecikmesine etki eden en önemli parametre ise silindirde sıkıştırılan havanın sıkıştırma sonunda ulaştığı sıcaklık ve basınç değeridir. Dizel motorlarında silindirde sıkıştırılan havanın sıcaklık ve basınç değeri kullanılan malzemelerin dayanabileceği sıcaklık değeriyle sınırlıdır. Ayrıca, içten yanmalı motorlarda kayıp enerjiyi faydalı enerjiye dönüştürmek, genişleme zamanındaki faydalı işi artırmak, egzoz ve soğutma sistemine giden ısıları azaltmakla sağlanabilir. Bu durumların dikkate alınmasıyla yanma odasını teşkil eden parçaların ısı iletkenliği düşük, yüksek çalışma sıcaklığına dayanabilen malzemelerden imal edilmesi veya kaplanması, adyabatik motor (veya termal bariyer kaplamalı motor) kavramını ortaya çıkarmıştır. Termal bariyer Kaplamalı Motorlarda (TBKM) yanma odası yalıtılmış olduğundan, silindir sıcaklıklarında önemli bir artış

sağlanır. Böylece termal bariyer kaplama (TBK) sayesinde soğutma sistemindeki ısı kaybının azalması ve tutuşma gecikmesinin kısılması ile birlikte yanma verimi iyileşmekte dolayısıyla egzoz emisyonlarında ve yakıt ekonomisinde önemli iyileşmeler görülmektedir.

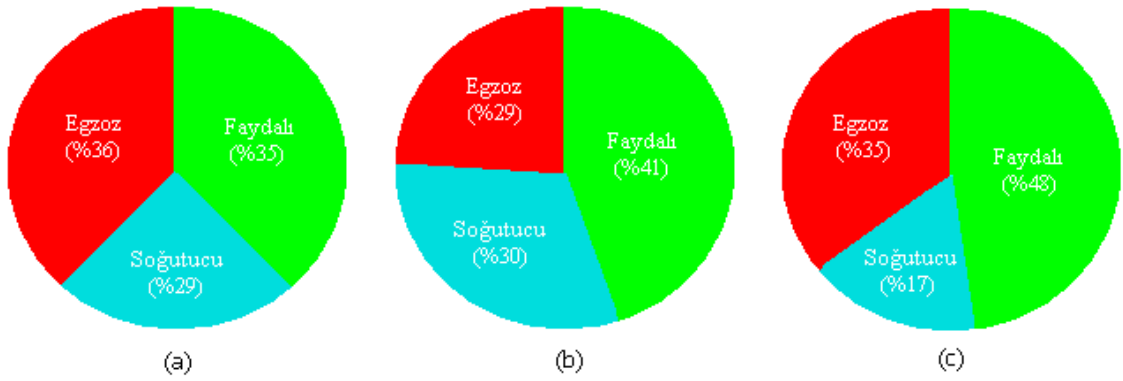
3.2 Beklenen Özellikler

Teknolojinin baş döndürücü bir hızla geliştiği günümüzde, bilim adamları tarafından seramiği teknolojiye kazandırmak için büyük bir çaba harcanmaktadır. Bu çabalardan biri de adyabatik motor projesinin gerçekleştirilmesi ve istenen amaca ulaşılmasıdır. Adyabatik motor projesinin en önemli amaçları olarak, ısı kaybını azaltma, ısı verimi artırma ve soğutma sistemini ortadan kaldırma (yanma odasını oluşturan elemanların seramikten yapılması halinde) olarak sıralanabilir [13].

Isı kayıplarını azaltarak motorun yanma verimini iyileştirmek amacıyla yanma odasının, pistonların, silindir kapağının ve supapların ısı iletkenliği düşük ve yüksek çalışma sıcaklığına dayanabilen bir malzemeyle kaplanması gereklidir. Yanma odasından olan ısı kaybının %80'e yakın bir kısmının azaltılabilmesi için en az 3,5 mm'lik bir kaplama kalınlığına ihtiyaç vardır [14]. Motor yanma odalarında daha iyi bir yalıtım için 5 mm'lik bir kaplamaya ihtiyaç duyulur. Ancak bu kalınlıktaki bir kaplamayı plazma püskürtme yöntemiyle uygulamak mümkün değildir [15].

Günümüzde motorların metalden yapılması ve yanma odasındaki elemanların yüksek sıcaklığa maruz kalmalarından dolayı metal parçalarda erime görülmektedir. Düşük ısı kaybı sağlamak amacıyla dizel motorlarında yapılan kaplamalar, soğutma sistemine giden ısı miktarını büyük ölçüde azaltmaktadır. Bunun sonucunda da soğutma sisteminin boyutlarında küçülme dolayısıyla motor ağırlığında azalma sağlanır. Yanma odasını oluşturan elemanların seramik malzemedен imal edilmesi halinde soğutma sistemine olan ihtiyaç ortadan kalkacaktır. Soğutma sistemi elemanlarının (vantilatör, su kanalları, pompa, radyatör vb.) ortadan kalkmasıyla parça maliyeti ve ekonomisinin yanı sıra, motorun ağırlığında da bir azalma olacağından egzoz gaz emisyonlarında ve yakıt sarfiyatında düşüş sağlanacaktır (~%40 oranında). Bugün, tam adyabatik olmasa bile termal bariyer kaplamalar ile soğutma sistemine olan ısı kayıplarının azaltıldığı, soğutma yükünün ve harcanan gücün azaltılmasıyla da faydalı enerjinin artırıldığı ve ısı veriminin yükseltildiği gözlenmiştir [16, 17, 18].

Adyabatik motor projesinin diğerk bir amacı da, ısı kayıplarını azaltarak yanma odası cidar sıcaklıklarını artırmak ve egzoz gaz sıcaklığını yükseltmektir. Egzoz gaz sıcaklığını artırmakla oluşan egzoz enerjisindeki artış, tabii emmeli bir dizel motoruna turboşarj ve/veya turbokombine sisteminin eklenmesiyle dışarı atılan ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesini sağlar ki, bu da motor verimini iyileştirir. Zaten aşırı doldurmada, motorlara kompresör ve/veya turbokombine ilavesiyle aynı strok hacminden daha fazla güç alınması amaçlanır. Bu durum, aynı silindir hacmine yüksek basınçta daha fazla hava göndererek o silindirde yakılabilecek yakıt miktarının artırılmasıyla sağlanır. Yanma odasındaki sıcaklık artışı ile yanmadan atılan hidrokarbonlar tamamen yanmakta, karbonmonooksit ve is emisyonları ise azaltılmaktadır. Tabii emmeli bir dizel motorunda egzoz enerjisi toplamı %30–40 iken, TBKM’larda bu değer %60–65 mertebelerindedir. Ayrıca egzoz gaz sıcaklıkları da standart bir dizel motorunda 400–600 °C olmasına karşılık, TBKM’larda 700–900 °C civarındadır [19]. Turbokombine bir motorda ise bu değerler 1100 °C’ye kadar yükselebilmektedir. Şekil 3.2’de normal turboşarj-turbokombine ve adyabatik bir dizel motorun enerji dengelerinin karşılaştırılması görülmektedir [20].



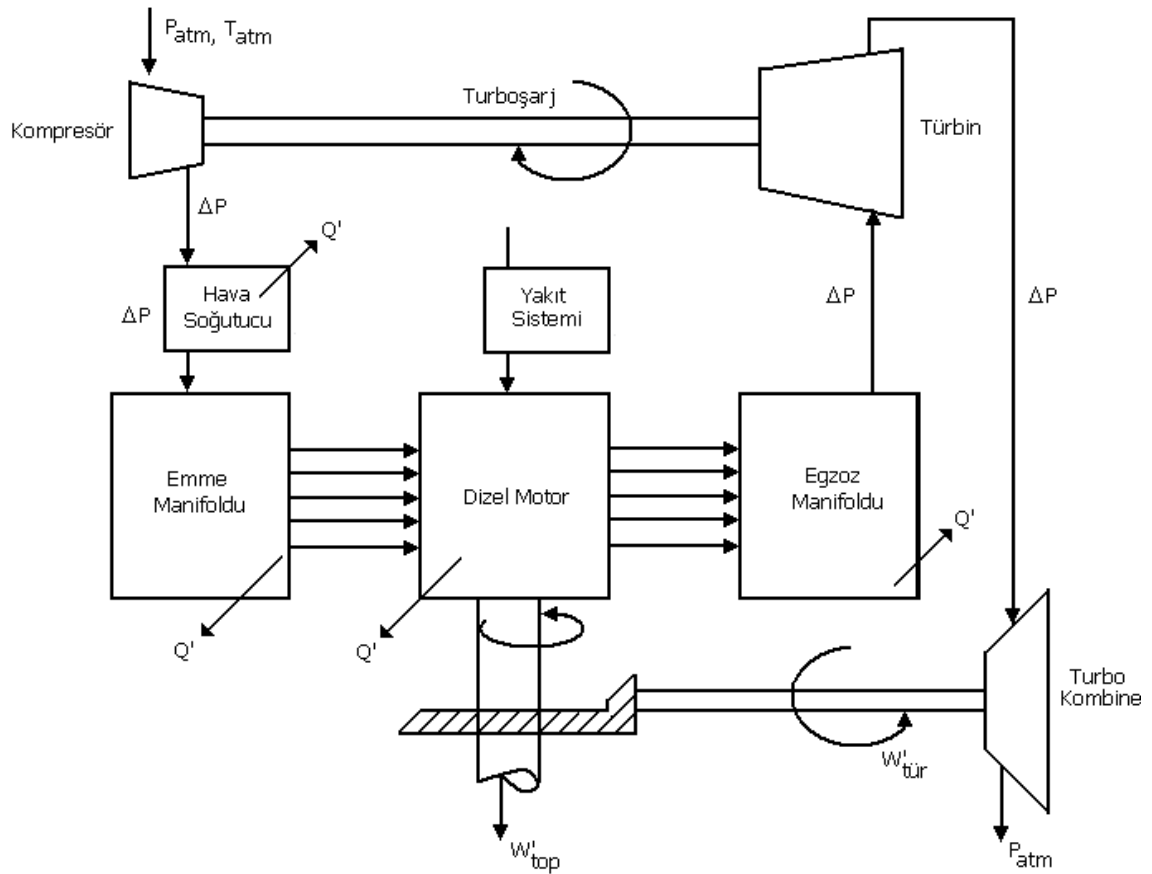
Şekil 3.2 Bir dizel motorun enerji dengelerinin karşılaştırılması [20]

a) Normal Motor b) Turboşarj - Turbokombine c) Adyabatik Motor

Hava, aşırı doldurmalı motorlarda sıkıştırma başlangıcında gerektiğinde çift kademeli kompresör kullanılarak arzu edilen miktarda sıkıştırılabilir. Fakat buradaki sınırlayıcı unsur, malzemenin yanma esnasında meydana gelen maksimum basınç ve sıcaklığa olan dayanımıdır. Yanma odasını oluşturan parçaların ısı iletkenliği düşük ve yüksek yanma sıcaklığına dayanabilen bir malzemeyle kaplanması halinde bu sorun

ortadan kalkar. Bunun sonucunda da, aşırı doldurmalı ve seramikle kaplanmış bir dizel motor daha düşük egzoz gaz emisyonları ile çalışır. Yani bu motorun egzozundan çıkan emisyonların, hidrokarbon, karbonmonoksit, azot oksit ve parçacık miktarı daha düşük olur [21].

Yüksek ısı yalıtımını sağlamak amacıyla kaplanan ve yanma odası elemanlarında kullanılan bazı seramik türleri yanma ısısının yükselmesini sağlamakta ve böylece egzoz gaz emisyonlarının ve birim yakıt tüketiminin düşmesine olanak vermektedir. Ancak yanma ısısının yükselmesi sadece dizel motorlarında arzu edilir. Isı enerjisinin dışarı atılmasını engelleyerek mekanik enerjiye dönüştüren turbokombine ünitesiyle ısı veriminde de artış sağlanmış olur (Şekil 3.3). Cidar sıcaklıklarının artması aynı zamanda tutuşma gecikmesini azaltarak, motorun daha düşük egzoz gaz emisyonlarında, daha sessiz ve yumuşak bir şekilde çalışmasını sağlar.



Şekil 3.3 Turbokombine bir dizel motorun şematik görünümü [20]

Yanma odasını oluşturan elemanların metal yerine seramik malzemeden yapılması halinde ağırlık yönünden de oldukça önemli sonuçlar ortaya çıkarılmıştır. İleri geri hareket eden parçalarda seramik kullanılmasıyla sağlanan hafiflik, dairesel hareket eden turbo rotorları gibi parçalar için de önemlidir. Bu parçaların seramikten imal edilmeleriyle birlikte, yüksek sıcaklıkta kopma ve kırılmaya karşı dayanıklılık da sağlanmış olur. Tam adyabatik bir motor ve taşıt dizaynı sonunda bir askeri araçta (tankta), hacim azalması oranı yaklaşık %40 civarında olduğu saptanmıştır. Bu azalma motorda %35, soğutma sisteminde %22, transmisyonda %20, yakıt tankında %17 ve aksesuarda %6 değerlerine ulaşmaktadır [19]. Hacimdeki bu azalma, özellikle askeri amaçlar için hedef küçültme ve kullanım alanının artırılması gibi avantajlar sağlamakla birlikte, azalan ağırlık sebebiyle daha az yakıt tüketme ve daha seri hareket kabiliyeti kazandırmak açısından da önemlidir.

Daha hafif motordan veya taşıttan sağlanan daha fazla güç, güç yoğunluğu artışı sağlar. Isı kayıplarının azaltılması sebebiyle dizel motorlarda sıkıştırma sonu gaz sıcaklığı artacağından daha kolay ilk hareket sağlanabileceği gibi tutuşma gecikmesi de kısılacaktır ve motorlarda kontrolsüz yanmadan kaynaklanan vuruntu ve gürültü azalarak daha sessiz çalışma imkanı sağlanmış olur. Termal bariyer kaplama uygulamasıyla elde edilen bu avantajların oranları Çizelge 3.1’de sunulmuştur [22].

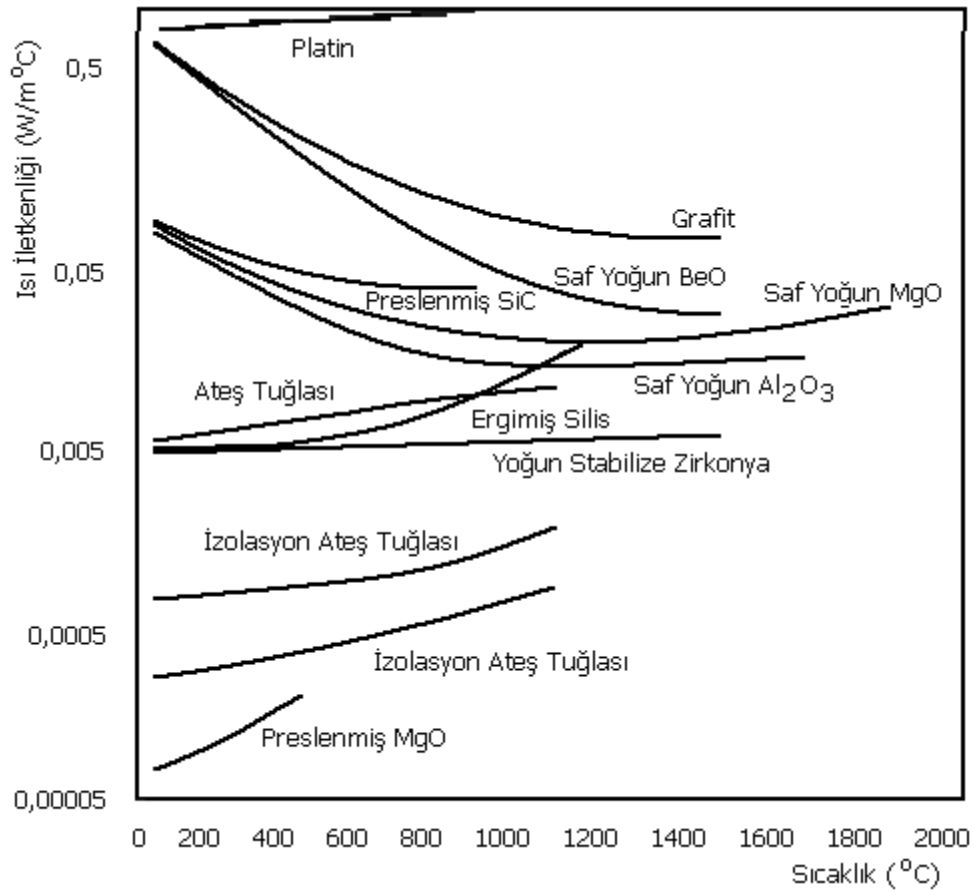
Çizelge 3.1 Termal bariyer kaplama teknolojisinin sağladığı avantajlar [22]

Parametreler	Oranlar
Hava kirliliği yönünden daha az emisyon	%20–50
Havaya giden daha az parçacık	%50
Duman koyuluğunda azalma	%75
Yakıt ekonomisi	%12
Daha yüksek motor gücü	%10
Tutuşma gecikmesinde azalma	3 KMA
Daha düşük setan değerli yakıt kullanım imkanı	30–45
Daha uzun motor ömrü	%20
Parça sıcaklıklarında azalmalar	100 °C
Daha düşük motor gürültüsü	3 desibelden daha az

3.3 Seramik Kaplama Malzemeleri

Seramikler, metal ve ametallerden oluşan inorganik bileşiklerdir ve geleneksel seramikler ve ileri teknoloji seramikleri olmak üzere iki grup halinde sınıflandırılırlar. Endüstride kullanılan seramik malzemelerin, kimyasal ve fiziksel kompozisyonları değiştirilerek metallere uygun özellikler göstermeleri sağlanabilmektedir.

Seramik tozları oksit, karbür, nitrür, borür veya karışık yapıda bulunabilmektedirler. En yaygın kullanılanları ise oksit ve karbür yapısında olanlarıdır. Oksit formundaki seramikler diğerlerine kıyasla daha kolay ergidiklerinden daha çok kullanım alanına sahiptirler. Şekil 3.4'de çeşitli seramik malzemelerinin ısı iletkenliklerinin sıcaklıkla değişimi verilmektedir [19].



Şekil 3.4 Çeşitli seramik malzemelerin sıcaklığa bağlı olarak ısı iletkenliklerinin değişimi [20]

Malzeme özelliklerine göre değişik kullanım alanlarına sahip olan seramiklerin başlıca özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Yüksek kullanım sıcaklıklarına dayanıklı olması,
- Isı iletkenlikleri ve özgül ısılarının düşük olması,
- Kimyasal ve mekanik aşınmalara karşı dayanıklılık,
- Düşük yoğunluk,
- İyi bir ısıl şok direnci,
- Düşük sürtünme kaybı,
- Çok iyi ısı yalıtımı sağlamaları,
- Düşük elastite modülü.

Çizelge 3.2’de bazı yüksek teknoloji seramiklerinin özellikleri verilmektedir. Bu çizelgeden görüldüğü gibi, zirkonya üstün özellikleriyle en uygun termal bariyer kaplama malzemesi olmaktadır. Çeşitli kaplama teknikleri ile V, Ti, Zr, Hf, Nb ve Ta’nın nitrür ve karbonitrürlerini ihtiva eden sert kaplamalar ve çeşitli oksit esaslı seramik kaplamalar ile feldispat, boraks, kuvars ihtiva eden kaplamalar metal üzerine uygulanabilir [23]. En yaygın ve kullanılması en kolay seramik kaplama işlemi, toz halindeki seramiğin plazma sprey yöntemiyle metal üzerine tutturulmasıdır.

Çizelge 3.2 İleri teknoloji seramiklerinin fiziksel özellikleri [23]

Malzeme	Ergime Sıcaklığı (°C)	Yoğunluk (g/cm ³)	Mukavemet (MPa)	Elastik Modül (Gpa)	Sertlik (kg/mm ²)	Tokluk (K _c)
Cam	500	2,2	48	7,20	650	0,5
Al ₂ O ₃	2050	3,96	250–300	36–40	1300	4,5
ZrO ₂	2700	5,6	113–130	17–25	1200	6–9
SiC	3000	3,2	310	40–44	2800	3,4
Si ₃ N ₄	1900	3,24	410	30,7	1300	5,0
WC	2700	15,7	350–550	54–70	2000	5–8

Eriyebilen seramik malzemeler için, ark, alev veya detonasyon teknikleri kullanılarak kaplama gerçekleştirilebilir. Fakat plazma sprej yönteminde sıcaklık fazla önemli olmamasına karşın çalışma atmosferi çok önemlidir. Seramik esaslı malzemeler diğer kaplama malzemelerinden daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun tek sebebi ise kolayca eriyebilmeleridir. Zor eriyen malzemeler olarak bilinen borürler, karbürler ve nitrürlerin kaplanması fiziksel buhar çökeltme veya kimyasal buhar çökeltme teknikleriyle gerçekleştirilmektedir.

Aşınma direnci yüksek kaplamalar genellikle statik makine parçalarında kullanılmakta olup, hareketli parçalarda kullanımı için de yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Genelde yapısal amaçlı yüksek teknoloji seramikleri olarak oksit seramikler grubunda Al_2O_3 , ZrO_2 dikkat çekerken, oksit olmayan seramikler grubunda Si_3N_4 , SiC, BC, BN, Ti_2B gibi üstün özellikli malzemeler bulunmaktadır. Bu malzemeler hafiflikleri ve yüksek sertliklerinin yanı sıra üstün ısıl ve korozyon dayanımları, iyi yüzey özellikleri ve bazı elektriksel özelliklerinden dolayı değişik endüstriyel alanlarda kullanılmaktadır.

Seramik kaplamalar, sert ve gevrek olmaları nedeniyle ısıl darbelere maruz kaldıklarında pullanmaya sebep olurlar. Ancak, oksidasyona ve korozyona karşı mükemmel direnç gösterdiklerinden statik parçalar için oldukça uygundur.

Seramik kaplamalar, ZrO_2 , TiO_2 , Al_2O_3 , CeO_2 gibi katkılı kompleks silikatlar olup $1250\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıklara kadar dayanırlar. Karbür, nitrür ve borürler sert kaplamaların yapımında kullanılan bileşikler olup, özellikle piston ve supaplar üzerine TiN, TiC ve Ti(CN), demir alaşımları için ise TiB_2 kaplamaları başarıyla kullanılmaktadır [23].

Zirkonya (ZrO_2), seramik kaplama malzemesi olarak kullanım yerleri ve kendine has özellikleri ile oldukça önemli bir yere sahiptir. Zirkonya'nın en önemli özelliği yüksek sıcaklıklarda kullanılabilmesidir. Zirkonya ihtiva eden seramiklerin ergime noktaları yüksektir ve ısıl şoklara karşı dayanıklıdır. Bunun yanında iyi bir korozyon ve erozyon direncine de sahiptirler.

Zirkonya üç farklı kristal yapı gösterir. $1170\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklığına kadar monoklinik kristal yapısına sahiptir. Bu sıcaklığın üzerinde monoklinik yapı tetragonal yapıya dönüşür. Tetragonal yapı ise $1170\text{--}2370\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkları arasında karardır. Bu sıcaklıktan sonra kübik yapı meydana gelir [24, 25]. Bu faz dönüşümleri esnasında hacimsel değişimler sonucu zirkonya deforme olur. Bu olumsuz durumu önlemek

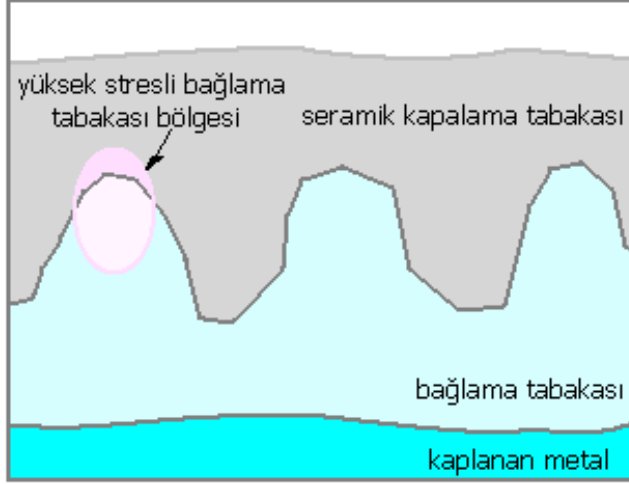
amacıyla, CaO, MgO, Y₂O₃ (yitriya) veya bunların bileşimleri şeklinde stabilize edici oksit ilavesiyle kübik fazın oda sıcaklığında kararlı olması sağlanır [25]. Y₂O₃ ile stabilize edilmiş zirkonya esaslı seramik malzemeler CaO ve MgO ile stabilize edilen malzemelere kıyasla çok daha üstün özelliklere sahip olmasına karşın, Y₂O₃ çok pahalı olduğundan, uygulamalarda daha çok CaO ve MgO kullanılmaktadır [26, 27, 28]. Çizelge 3.3’de çeşitli tipteki zirkonya seramiklerin stabilizör içerikleri verilmektedir.

Çizelge 3.3 Çeşitli cinsteki zirkonya seramiklerin tipik stabilizör içerikleri [25]

Malzeme Cinsi	Stabilizör Tipi, (%mol)			Karışım
	CaO	MgO	Y ₂ O ₃	
Tamamen stabilize edilmiş	10–15	12–26	6–9	Uygun kombinasyonlarda
Kısmen Stabilize Edilmiş	4–8	5–8	2–5	Örneğin, 2–5 MgO + 2–5 CaO
Toklaştırılmış, kısmen stabilize edilmiş	5–9	7–9	2–4	Uygun kombinasyonlarda
Tetragonal zirkonya polikristali	0–2	0–2	0–1	Uygun kombinasyonlarda

Bir termal bariyer sistemi, kaplanacak malzeme, seramik kaplama ve aralarında bulunan bağlayıcı tabakadan oluşmaktadır. Ara tabakanın esas fonksiyonu, metal yüzeyi ile seramik tabaka arasındaki ısıl uyumluluğu sağlamaktır. Bağlayıcı malzemenin, çalışma sıcaklığındaki oksidasyonlara veya korozyonlara karşı direncinin yüksek olması gerekir. Bu amaçla en çok kullanılan malzeme % 6–8 yitriya ile stabilize edilmiş zirkonya seramiğidir. Bağlayıcı tabakada kullanılan alaşımın formülü genellikle MCrAlX’dir. Formülde yer alan M için Ni, Co ya da Fe, X için de Y, Zr, Hf ya da Yb elementleri kullanılabilir. Şekil 3.5’de motorların yanma odalarında uygulanan seramik kaplamaların kesit şeması gösterilmektedir [29]. İki veya üç katmanlı kaplamaların yeterli olmadığı, buna karşın bileşimin sürekli olarak değiştiği kaplamalarda, verimin arttığı ve kaplamanın uzun süre özelliklerini koruduğu saptanmıştır. Plazma sprey ile

yapılan kaplamada gözeneklerin bulunması, ısıl şok ve gerilme direncinin gelişmesine katkıda bulunmakla birlikte, poroz yapı, korozif sıvı ve gazların penetrasyonuna imkan verdiğinden kaplamanın bozulmasına neden olmaktadır.



Şekil 3.5 Termal bariyer kaplama sistemi [29]

1970'li yılların ortalarına kadar yapılan çalışmalarda, %12 yitriya içeren ZrO_2 'nin NiCrAlY bağlayıcısı katman üzerine uygulanması, uçak türbinleri için yararlı olduğu tespit edilmiş, ancak bu sistemde kaplamanın dayanıklılığı tam olarak anlaşılamamıştır. Üç katmanlı ZrO_2 kaplamaların dayanıklılığı ile ilgili tüm testler $1150\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye kadar denenmiştir. Bu deneylerde kaplamanın bozulmasını, NiCrAlY'in içten oksitlenmesiyle, NiO, Cr_2O_2 ve Al_2O_3 'e dönüşmesinden kaynaklandığı saptanmıştır. % 8 yitriya içeren ZrO_2 /NiCrAlY kaplaması ise kaplamanın $900\text{ }^\circ\text{C}$ 'ye kadar dayandığı görülmüştür.

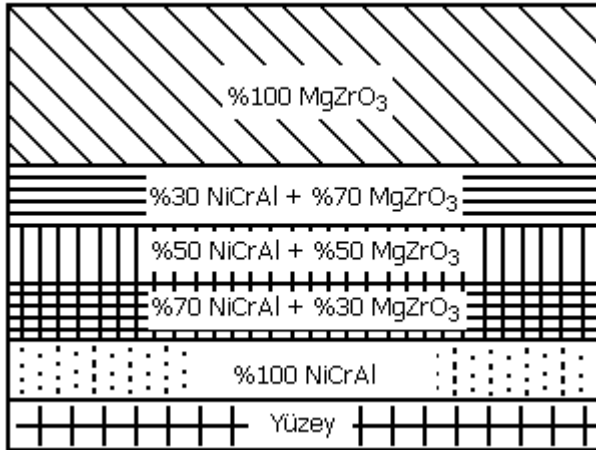
Isı yalıtımı maksadıyla motorlarda kullanılan en önemli kaplama malzemesi, kısmen stabilize edilmiş zirkonya (PSZ)'dir. Bu stabilize işlemi, CaO, MgO ve Y_2O_3 ile yapılır. Özellikle gaz türbinlerinde kullanılan kaplamalarda Yitriya ile stabilize edilmiş zirkonya, çatlak ve kopma dayanımı bakımından en iyi neticeyi vermiş olup, Mg ve Ca ile stabilize edilen ZrO_2 ise daha sonraları geliştirilmiştir. Bu malzemeler daha ekonomik malzemelerdir.

Isı geçişini engellemek amacıyla yapılan kaplamalar ince ve kalın kaplamalar olmak üzere iki gruba ayrılır. İnce kaplamalar, $0,5\text{ mm}$ 'ye kadar olan kaplamalar, kalın olarak tanımlanan kaplamalar ise $5\text{--}6\text{ mm}$ 'ye kadar olan kaplamalardır. İnce termal

bariyer kaplamalar, gaz türbinlerinde, dizel ve benzin motorlarının piston ve supaplarında kullanılır. Bunlar ZrO_2 veya $MgZrO_3$ olup, termal bariyer amaçlı olarak kullanılan kaplama malzemeleridir. Bağlayıcı tabaka olarak Ni-Cr, Ni-Al, ya da MCrAlY malzemeleri kullanılır. Isı yalıtımı amacıyla yapılan kaplamalarda, kaplamanın tekniği, kalınlığı ve malzemesi kaliteye etki eden en önemli faktörlerdir. İlk olarak, temiz bir yüzey ve iyi bir bağ tabakası gereklidir. Genleşme katsayısı seramik tabakayla çok farklı olan metal yüzeylere çok katlı kaplama tekniği uygulanabilir [30, 31]. Şekil 3.6’da bir malzemenin çok tabakalı kaplanmış hali görülmektedir.

Seramik kaplamalardaki ısıl yorgunluk çatlakları, ısıl genleşme katsayısı uyumsuzluğundan meydana gelir. Dizel motorlarında başarılı bir ısıl şok dayanımı sağlayabilmek için, NiCrAlY üzerine $MgO+ZrO_2$ kaplanması uygundur. Bu malzeme aşınma ve esneklik yorulmasına karşı da iyi bir dirence sahiptir. Seramik kaplama malzemesi, ana malzeme sıcaklığını 120–150 °C arasında düşürdüğünden, motorun yanma odası elemanlarında özellikle de pistonlarda kullanılmaktadır [32, 33, 34].

Günümüzde, gerek imalat gerekse imalat sonrası karşılaşılan problemler nedeniyle, seramikten yapılması düşünülen parçaların seramikle kaplanması uygulamasına yönelmek zorunda kalınmıştır. Silindir gömlekleri üzerine yapılan termal bariyer kaplamalar yalnız başlarına uygulandığında çabuk aşınırlar. Bunu engelleyebilmek için de üç tabakalı bir kaplama sisteminde 0.125 mm’lik bir CrO_2 veya AlTi, zirkonyum üzerine kaplanır [30, 31, 35, 36].



Şekil 3.6 Çok tabakalı termal bariyer kaplama [30]

3.4 İçten Yanmalı Motorlarda Termal Bariyer Kaplamaların Yeri

3.4.1 Uygulamanın Tarihçesi

Bugün ileri teknoloji seramikleri ve kompozitleri olarak ifade edilen bu malzemelerin denenmeye başlanması aşağı yukarı 40–50 yıl öncesine dayanmaktadır. Ancak tam anlamıyla uygulamaya geçilmesi ve özellikle roket nozulları, gaz türbini kanatçıkları ve yanma odası elemanlarının kaplanması 1965’lerde gerçekleştirilmiştir. Günümüze kadar yapılan çalışmalarda, seramik malzemelerin kullanım yerine göre uygunluğu araştırılmış ve birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda, yanma odası elemanlarının, ısı iletkenliği düşük, yüksek çalışma sıcaklığına dayanabilen yani termal bariyer özelliği sağlayabilecek, yüksek teknoloji seramiklerin oksit seramikler grubundan, alüminyum oksit (Al_2O_3) ve zirkonyum oksit (ZrO_2) malzemeleriyle kaplanması sonucu ortaya çıkarılmıştır [14, 37]. Halen metalurjistler tarafından termal bariyer amaçlı yeni PSZ malzemeleri için çalışmalar devam etmektedir. 1970’lerde ise gaz türbininin çeşitli kısımlarında yapılan kaplama uygulamaları sonunda, başarılı ve geniş bir test süreci sağlanmıştır [14].

Termal bariyer kaplama uygulamaları, özellikle 1975’den sonra dizel motorlarının yanma odasını oluşturan parçalar üzerinde üç kademe gerçekleştirilmiştir. Çizelge 3.4’de görüldüğü gibi, birinci kademe supapların ve ön yanma odasının kaplanması, ikinci kademe bunlara ilaveten piston ve gömleklerinde kaplanmasıyla daha iyi bir ısı yalıtımı sağlanmış, dolayısıyla normal motorlarla kıyaslandığında egzoz gaz emisyonlarında ve yakıt tüketiminde önemli derecede iyileşmeler olduğu görülmüştür [38, 39]. Üçüncü kademe ise egzoz hatlarında meydana gelen sıcak bölgelerin de kaplanmasıyla, adyabatik turbokombine motorların daha yüksek yanma verimlerinde ve güçlerinde çalışacağı, yapılan çalışmalar sonucunda görülmüştür [37, 38, 40]. Günümüzde, ısı yalıtımı sağlayan PSZ malzemeleri özellikle ikinci kademe belirtilen motor tipi için, emisyon ve yakıt tüketimi açısından kamyonların ve yolcu otobüslerinin pazar büyüklüğünü etkilemektedir. Bu motorların yalıtılmasıyla yüksek çalışma sıcaklığından dolayı istenmeyen olaylar ortadan kalkmış olacaktır.

Çizelge 3.4 Dizel motor teknolojisindeki ilerleme [38]

Kademe	Motor Yapısı	Kaplanan Parçalar	Potansiyel Özellik
1	Turboşarj	Turboşarj valf parçaları, ön yanma odası.	Artan verim, düşük maliyet, üretim tecrübesi
2	Soğutmasız	Turboşarj valf parçaları, ön yanma odası, piston ve gömlekler	Düşük ağırlık, verim artışı, emisyonlarda ve özgül yakıt tüketiminde azalma, düşük maliyet
3	Adyabatik turbokombine	Turboşarj, turbokombine kanatları, piston, gömlek ve egzoz hattı	Emisyonlarda ve özgül yakıt tüketiminde azalma

Dizel motor imalatçıları, yeni modellerin geliştirilmesinde termal bariyer kaplama sistemini dikkate almaya başlamışlardır. 1990'lı yıllarda termal bariyer kaplama %90 oranında türbinli uçak motorlarında, %3 stasyonier türbinli motorlarda ve ancak %2 oranında dizel motorlarında uygulanmakta idi. Bununla beraber ilerleyen yıllarda dizel motorlarında uygulama oranı %40 olarak tahmin edilmektedir [22].

Dizel motorlarında kullanılan mazotun içindeki kirlilik ve toksiteye sebebiyet veren sodyum, vanadyum ve kükürt gibi maddelerin atmosfere karışması doğrudan yakıtın kalitesi ile ilgilidir. Fakat motor yanma odası elemanlarının seramikle kaplanması durumunda daha düşük setan sayılı yakıtların kullanım imkanı oluşacaktır. Zaten ABD Çevre Koruma Acenteliği tarafından TBKM'lar üzerinde yapılan araştırmalar sonucunda egzoz duman koyuluğunda ve NO_x emisyonlarında önemli düşüşler ve motorun yakıt sarfiyatında azalma tespit edilmiştir [22].

3.4.2 Adyabatik Motorlarda Yapılan Deneysel Çalışmalar

Uçak motorlarında çok yüksek yakıt randımanı ve parça koruması sağlayan termal bariyer kaplamanın dizel motorlarında kullanımı, son yıllarda büyük bir önem kazanmış ve 10 yıllık araştırma sonucunda çok iyi veriler elde edilmiştir. Örneğin, bir otobüse ait dizel motoru üzerinde yapılan çalışmalar sonucunda, konvansiyonel dizel motoruna nazaran TBK teknolojisinin sağladığı üstünlükler Çizelge 3.5'de sunulmuştur [22].

Çizelge 3.5 TBK'lı bir dizel motordan elde edilen avantajlar [22]

Sürme Türü	Duman Koyuluğu	NO _x Emisyonu	Yakıt Ekonomisi
Normal trafikte	%60-75 daha az	%2.5 daha az	%10.5 daha iyi
Yoğun saatte kalk-dur	%80 daha az	%1.3dahaaz	%9.8 daha iyi
New York otobüs sisteminde	%60-80 daha az	%3.6 daha çok	%4.2 daha iyi

Engelhard A.Ş.'ye ait GPX Dizel 4 adı verilen ve kent otobüslerinde kullanılan motor ile GPX Dizel 4M adı verilen lokomotif motorunun yanma odası elemanları seramik esaslı bir malzeme ile plazma püskürtme metodu kullanılarak kaplanmış ve egzoz gaz emisyonlarının ölçümü için Amerikan çevrimi olarak bilinen EPA testi uygulanmıştır. Kaplama sonucunda gerek emisyonlar gerekse motor verimi açısından elde edilen sonuçlar çizelge halinde sunulmuştur (Çizelge 3.6).

Çizelge 3.6 GPX 4 ve GPX 4M dizel motorları ile sağlanan avantajlar [41]

Parametreler	Oranlar	
	GPX Dizel4 Otobüs Motoru	GPX Dizel 4M Lokomotif Motoru
İs-karbon parçacıklarının oluşturduğu siyah dumanda azalma	%50 - %90	%50 - %90
CO ₂ miktarındaki azalma (CMX katalizörü ile)	%50'den yukarı	-
NO _x emisyonlarında azalma (CMX katalizörü ile)	%40'tan yukarı	-
NO _x emisyonlarında azalma (Püskürtme avansının azaltılması ile)	-	%3 - %15
Yakıt sarfiyatında azalma	%9	%1,4-%5,4

Ayrıca bu kaplamalı motorlar sayesinde daha yüksek güç değerleri, soğutma sistemindeki yükün azaltılması, toplam parçacık emisyonlarında azalma ve gerek HC gerekse CO değerlerinde azalmalar kaydedildiği belirtilmektedir. Halen Engelhard

firması tarafından devam ettirilen ve uygulamaya yönelik GPX 4 dizel motorları mevcuttur. Örneğin, Cummins 855 dizel motoru ve B&W Alpha turbo dizel motoru gibi daha birçok motor üzerinde termal bariyer kaplama uygulaması yapılmıştır [41].

Matsuoka ve Kawamura, seramikle kaplanmış turbokombine bir dizel motoru üzerinde yaptıkları deneysel çalışmalar sonucunda, seramik kaplamanın HC ve is emisyon değerlerinde önemli düşümlere neden olduğu sonucuna varmışlardır [42].

Dennis Assanis ve arkadaşları, tek silindri, direkt püskürtmeli bir dizel motorun pistonunu 0,5 ve 1 mm kalınlığında zirkonya ile kaplayarak motor verimi ve emisyon parametrelerindeki değişimleri incelemiştir. 0,5 mm kaplamalı motorda, normal motora nazaran %10 civarında verim iyileşmesi sağlanırken, 1 mm kaplamalı motorda %6 oranında kötüleşme kaydetmişlerdir. Bunun yanı sıra CO emisyonlarında %30–%60, HC emisyonlarında %35–%40 ve NO_x emisyonlarında ise %10–%30 civarında azalmalar olduğunu ifade etmişlerdir [43].

Kawamura ile Sekiyama yaptıkları çalışma sonucunda düzenledikleri raporda, kaplamalı motordaki silindir sıcaklıklarının artmasıyla beraber NO_x emisyonlarında artışların, volumetrik verimin azalmasıyla da is emisyonunda kötüleşmenin olduğunu belirtmektedirler. Yüksek yanma sıcaklıklarında artış gösteren NO_x değerini azaltmak için ekivalans oranının kontrol altına alınması gerektiğini ve ayrıca tutuşma gecikmesinin azaltılmasıyla da eksik yanmaya sebep olan problemin çözülebileceğini ifade etmektedirler [44].

Kvernes ve arkadaşları, tek silindri, iki zamanlı bir dizel motorunun yanma odası elemanlarını ZrO₂'yle 0.5 mm kalınlığında kaplayarak yapmış oldukları çalışmalar sonucunda, özgül yakıt tüketiminde %5 azalma, motor veriminde %2–3, egzoz gaz sıcaklıklarında ise %5–7 artma ve katalitik konverter kullanmaksızın parçacık emisyonlarında belirgin miktarlarda düşüş kaydetmişlerdir. NO_x emisyon değerlerinde ise artış olduğunu belirtmişlerdir [45].

Daniel W. Dickey, tek silindri, direkt püskürtmeli bir dizel motorun yanma odası elemanlarını seramik esaslı bir malzemeyle kaplayarak motorun emisyon ve verimindeki değişimlerini incelemiş ve kaplamalı motorda is ve parçacık emisyonlarının arttığını, NO emisyonlarının ise düşük yüklerde arttığı, tam yükte ise azaldığını gözlemlemiştir [46].

A.C. Alkidas, tek silindirli bir dizel motorun yanma odası elemanlarını seramik esaslı bir malzemeyle kaplayarak bir deneysel çalışma yapmış ve seramik kaplamalı motorun yakıt tüketiminde ve parçacık emisyonlarında azalma, NO_x ve HC (yüksek hızlarda) emisyonlarında ise artma olduğunu gözlemlemiştir. Ayrıca NO_x emisyonlarındaki artışın yanma sıcaklıklarının yüksek olması ile yakıtın erken tutuşmasından kaynaklandığını, bunun içinde püskürtme avansının azaltılması halinde bu artışın önüne geçilebileceğini ifade etmiştir [47].

Van Sudhakar, direkt püskürtmeli ve altı silindirli adyabatik turbo şarjlı bir dizel motoru üzerinde yaptığı çalışmada, yalıtılmamış motordaki HC emisyonlarının (%9,55) kaplamalı motora nazaran (%9,2) daha yüksek olduğunu ve NO_x emisyon değerlerinde önemli bir kötüleşme olmadığını gözlemlemiştir. Ayrıca kaplamalı ve kaplamasız olarak ölçülen her iki motorun yüksek hızlarda aynı hava/yakıt oranına sahip olduğunu, özgül yakıt sarfiyatında % 1,7'lik bir iyileşme sağlandığını ve kaplamalı motorların, yapısal olarak daha sade ve güvenilir olacağını vurgulamıştır [48].

Kirlokar, seramik kaplı tek silindirli bir dizel motorunda egzoz gaz emisyonlarındaki değişimleri incelemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Motordaki ısı kaybının ve yanma sıcaklıklarının artmasıyla CO, HC ve is emisyon değerlerinde önemli düşüşler olduğunu ve hava/yakıt oranının 0,61 ve volümetrik verimin %75 olduğu durumda CO emisyonunda %1 azalma, CO₂ emisyon değerinde ise %8,5 artma olduğunu ifade etmektedir [49].

Mruk ve arkadaşları yaptıkları çalışma sonucunda, seramik kaplamalı bir dizel motorda NO_x emisyonunda önemli derecede düşüşlerin olduğunu vurgulamışlardır [50].

Yiming Wang ve arkadaşları, seramik kaplamalı bir dizel motorun yanma odası sıcaklıklarında önemli derecelerde artış olduğunu ve yüksek sıcaklıktan dolayı tutuşma gecikmesinin kısaldığını belirtmişlerdir. Ayrıca, tutuşmanın lüleye yakın bir bölgede meydana geldiğini belirterek, lüle ve püskürtme zamanını optimize etmek suretiyle yanma süresinin kısaltılabileceğini, dolayısıyla adyabatik motorlarda daha yüksek verim elde edilebileceğini ifade etmektedirler. [51].

Alan V. Levy, sekiz silindirli bir dizel motorun yanma odasını oluşturan elemanlarının yüzeylerini 0,38 mm kalınlığında seramikle kaplayarak yaptığı çalışmalar sonucunda, motor gücünde, ısıl ve mekanik verimde artma, özgül yakıt tüketiminde ise %11 civarında azalma olduğunu gözlemlemiştir [52].

Ekrem Büyükkaya, yüksek lisans çalışmasında iki silindirli bir dizel motorun yanma odası elemanlarını plazma sprey metodunu kullanarak seramik malzeme ile kaplamış ve eş özgül yakıt sarfiyatında düşük yük ve düşük devirlerde azalma olduğunu tespit etmiştir. Yüksek yük ve yüksek devir şartlarında motor yakıt sarfiyatının, yüksek cidar ve gaz sıcaklıklarının hasıl olması ve yalıtımın etkisiyle daha da yükselen bu sıcaklıkların dizayn ve işletme şartlarını değiştirmesi nedeniyle supap açık kalma sürelerinin gerçek değerlerine göre değişmesinden kaynaklandığını bildirmiştir. Egzoz gazı sıcaklıklarında ise önemli ölçüde bir artış sağlandığını ve bunun egzoz enerjisinin tekrar sisteme kazandırıldığı aşırı doldurmalı sistemlerde yakıt tüketimi açısından daha faydalı olacağını belirtmiştir [53]. Yazar doktora çalışmasında ise, 6 silindirli, dört zamanlı turbo doldurmalı, ara soğutuculu ve direkt püskürtmeli bir dizel motorun pistonlarını, supaplarını ve silindir kapağını plazma püskürtme yöntemiyle 0,5 mm kalınlığında zirkonya ile kaplayarak egzoz emisyonlarındaki değişimi incelemiş ve özellikle yüksek devir ve yüksek yük şartlarında seramik kaplamalı motorun normal motora nazaran daha yüksek sıcaklık ve hava-yakıt oranlarında çalışması sebebiyle parçacık emisyonlarında %39,7'lik bir azalma olduğunu kaydetmiştir. Düşük devir ve düşük yükler için bu değer %19,7 olduğu belirtilmiş ve NO_x emisyonlarındaki kötüleşmeye karşın, HC ve CO emisyonlarındaki azalma vurgulanmıştır. Yakıt tüketimi için ise seramik kaplamalı motorun tüm çalışma şartlarında normal motora nazaran %1-6 arasında daha az yakıt sarfiyatı yaptığı, özellikle volümetrik verimin etkili olduğu orta yük ve orta devir şartlarında bu durumun daha belirgin olduğunu belirtmiştir [54].

Murat Ciniviz, doktora çalışmasında aşırı doldurmalı dört silindirli bir dizel motorun silindir kapağını, supaplarını ve pistonlarını 0,5 mm kalınlığında kaplayarak seramik kaplamanın verime ve emisyonlara etkisini incelemiş ve motor gücünün yaklaşık %2 arttığını, özgül yakıt tüketiminin ise %5-9 arasında azaldığını belirtmiştir. Egzoz emisyonları için CO'daki azalmanın %5, duman emisyonundaki azalmanın %28 olduğunu, NO_x emisyonlarında ise %10'luk bir artışın olduğunu bildirmiştir [55].

Hasan Ali Çelik, yaptığı doktora çalışmasında yanma odası elemanları seramik malzemeye kaplanmış tek silindirli, tabii emmeli, direk püskürtmeli bir dizel motoru deneysel olarak incelemiştir. Yazar, deneyler sonucunda düşük devir ve düşük yük için yanma veriminin iyileşmesi neticesinde özgül yakıt sarfiyatında önemli bir azalma olduğunu görmüştür. Yüksek yük ve yüksek devir şartlarında ise yüksek cidar ve gaz

sıcaklıklarının tasarım ve işletme şartlarını değiştirmesi nedeniyle supap açık kalma sürelerinin gerçek değerlerine göre değişmesinden kaynaklanan bir artış olduğu sonucuna varmıştır [56].

Halit Yaşar, doktora çalışmasında seramik kaplamanın turbo doldurmalı bir dizel motorun silindir kapağını, supaplarını ve pistonlarını termal bariyer amaçlı olarak plazma kaplama tekniğini kullanarak 0,5 mm kalınlığında zirkonya ile kaplamıştır. Termal bariyer kaplama sonucunda egzoz gaz enerjisinin önemli ölçüde arttığı ve bu artışın motora turbokombine eklenmesiyle faydalı işe dönüştürülebileceği belirtilmiştir. Ayrıca termal bariyer kaplamanın motor verimini belirgin ölçüde iyileştirdiğini, kaplamalı motorun püskürtme avansının azaltılması sonucunda yakıt ekonomisindeki iyileşmenin daha da arttığının gözlemlendiği bildirilmiştir. Motorun aşırı doldurma sisteminin devre dışı bırakılarak tabii emmeli olarak çalıştırılması durumunda ise seramik kaplama sonucu motor veriminde elde edilen iyileşmenin aşırı doldurmalı motora göre çok daha düşük kaldığını ve bazı çalışma şartlarında kötüleştiğini belirtmiştir [57].

İmdat Taymaz, doktora çalışmasında turbo doldurmalı, altı silindirli bir dizel motorun pistonlarını ZrO_2+MgO , silindir kapakları ve supaplarını ise ZrO_2+CaO ile plazma spreyle kaplama tekniğini kullanarak kaplamış ve farklı yük, farklı devir ve farklı püskürtme açısı değerlerinde yalıtım malzemelerinin ısı kayıpları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Yazar çalışmaları sonucunda seramik kaplamalı motorun özgül yakıt tüketiminde özellikle orta devir ve orta yük şartlarında azalma olduğunu, egzoz gazı sıcaklıklarında artış olduğunu, soğutma sistemine giden ısıda ise azalma olduğunu belirtmiştir [58].

3.4.3 Adyabatik Motorlarda Yapılan Nümerik Simülasyon Çalışmaları

C.D. Rakopoulos ve arkadaşları, alt silindirli, turbo doldurmalı bir dizel motorunun egzoz sisteminin yalıtılması ile ilgili simülasyon çalışmaları sonucunda, NO emisyonlarında belirgin bir artışın olduğunu tespit etmişlerdir [59].

Sekar ve Kamo, dört silindirli ve direkt püskürtmeli adyabatik bir dizel motor tasarlayarak, püskürtme avansının egzoz gaz emisyonlarındaki değişimlerini inceleyen çalışmalar sonucunda, HC, CO, NO_x ve parçacık emisyonları için sırasıyla 0,4, 3,4, 1 ve 0,2 g/mil değerlerine karşılık 0,13, 1,3, 1,65 ve 0,18 g/mil değerlerini bulmuşlardır [60].

Bryzik ve Kamo, adyabatik turbokombineli bir motorda yaptıkları simülasyon çalışmasında, motorun soğuk ilk hareketinde veya çok düşük yüklerde görülen dumanın yük artımı sonucunda kaybolarak ortaya çıkan yoğunlaşmış yakıt buharının azaltıldığını ifade etmişlerdir [61].

Bryzik ve Kamo yaptıkları bir diğer çalışmada ise M60 serisine ait bir tank motorunun yanma odasının seramik esaslı bir malzemeyle kaplandıklarını ve hava/yakıt oranını sabit kabul ederek yaptıkları nümerik simülasyon çalışmaları sonucunda emisyon parametrelerinde iyileşmeler sağladıklarını belirtmişlerdir [62].

A.Watts ile Heywood, 5,7 lt tabii emmeli bir dizel motorun piston, silindir kapağı, silindir gömleği ve supaplarının, birinin, ilk ikisinin, üçünün ve hepsinin kaplanması durumunda emisyon, egzoz gaz sıcaklıkları, yakıt sarfiyatı ve ısı geçişindeki değişimlerini bir bilgisayar simülasyonu yardımı ile incelemişlerdir. Çalışmaları sonucunda, yalıtımı yapılan parça sayısının artırılması durumunda daha yüksek yanma sıcaklıklarının oluştuğunu, dolayısıyla NO_x emisyonlarında artış kaydedildiğini, bunun yanı sıra ısı transferinde %22,5'lik azalma ve yakıt sarfiyatında iyileşmelerin sağlandığını ifade etmişlerdir [63].

X. Sun ve arkadaşları, altı silindirli turbo şarjlı ve turbokombineli bir dizel motorunun yanma odasını yalıtımları sonucunda, düşük ısı kayıplı bir motorda yakıt sisteminin optimizasyonu ile yanmanın iyileşeceğini, turboşarj ve turbokombine sistemlerin ilavesiyle de ısıl verimin artacağını ifade etmişlerdir [64].

Hideo Kavvamura ve arkadaşları, turbokombine dizel motorunun yanma odasını yalıtarak oluşturdukları adyabatik motorun simülasyonu sonucunda, motor parçalarını seramik malzemelerle yalıtmanın, bu parçaları tamamen seramik esaslı bir malzemedan imal etmekten daha kolay ve uygun olacağı sonucuna varmışlardır [65].

G. Woschni ve arkadaşları sekiz silindirli, turbo şarjlı, direkt püskürtmeli bir dizel motoruna ait pistonların 5 mm kalınlığında zirkonya ile kaplandığını kabul ederek gerçekleştirdikleri simülasyon çalışmaları neticesinde, düşük yüklerde yakıt tüketiminde azalma, yüksek yüklerde ise artma olduğunu belirtmişlerdir [66].

Morel ve arkadaşları, turbo şarjlı hafif ve ağır yük motorlarında değişik kaplama kalınlıklarında yaptıkları çalışmalar sonucunda her iki motorda da ısıl verimin bütün yük şartlarında kaplama kalınlığı ile birlikte arttığını, egzoz gaz sıcaklıklarının yükseldiğini ve ısı kayıplarının azaldığını belirtmişlerdir [67].

Hoag ve arkadaşları, turbo şarjlı bir dizel motorda, sabit hava/yakıt oranı ve farklı kaplama kalınlıklarında, özgül yakıt tüketiminde %2 ve silindirlerden olan ısı kaybında ise %55 azalma sağladıklarını ifade etmektedirler [68].

French, turbo şarjlı ve turbokombineli bir motorda, sabit hava/yakıt oranlarında ve farklı kaplama kalınlıklarında yaptığı simülasyon çalışmaları sonucunda, turbo şarjlı motordaki özgül yakıt tüketiminde %9 azalma, turbokombine sistem ilavesi ile motorun ısı veriminde %17 artma sağladığını belirtmiştir [69].

Tovel, turbo şarjlı bir dizel motorda, sabit hava/yakıt oranında, değişik kaplama kalınlıklarında, indike özgül yakıt tüketiminde %7,5 iyileşme elde etmiştir [70].

Uğur Çakır, yüksek lisans çalışmasında iki zamanlı, altı silindirli bir dizel motorun yanma odasını bilgisayar ortamında modelleyerek sonlu elemanlar yöntemiyle ısı analizlerini yapmıştır. Yanma odasını oluşturan motor parçalarının farklı seramik malzemeler ile kaplanmış modellerini oluşturup analizleri tekrarlayarak sıcaklık ve ısı akılarındaki değişiklikleri incelemiştir. Bu incelemeler sonucunda kaplamasız yanma odasında küresel grafitli dökme demirden imal edilmiş piston kullanılması durumunda piston üst yüzey sıcaklığının AlSi'den imal edilmiş pistona göre %29,4 daha yüksek görüldüğünü bildirmiştir. Ayrıca yanma odası iç yüzeylerinde oluşan toplam ısı akısı küresel grafitli dökme demir pistonlu yanma odasında AlSi pistonlu yanma odasına göre %0,84 daha düşük olduğunu belirtmiştir [71].

İsmet Tıkız, yüksek lisans çalışmasında bir model motorun piston, silindir gömleği ve supaplarının ara malzeme olarak NiCrAl ve ana malzeme olarak da farklı kalınlıklarda MgZrO₃ ile kaplanması durumunda, söz konusu parçalardaki sıcaklık değişimleri ve ısı akılarını inceleyerek ısı transferi açısından optimum kaplama kalınlığının belirlenmesi üzerine çalışmıştır. Yazar bu çalışma sonucunda piston sıcaklıklarında %6-9, Silindir gömleği sıcaklıklarında %5-24, egzoz supap sıcaklıklarında ise %2 civarında bir azalma elde ettiğini, ısı akısı miktarlarında ise pistonda %5-8, silindir gömleğinde ise %15-26 arasında bir azalma tespit edildiğini belirtmiştir. Ayrıca değişik kaplama kalınlıkları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda, sıcaklık ve ısı akı değerlerinin belirli bir kaplama kalınlığı değerinden sonra azalmadığını aksine artışa geçtiğini yani kaplama kalınlığını belirli bir değerden sonra daha fazla artırmanın herhangi bir olumlu etkisinin olmayacağını bildirmiştir. En uygun kaplama kalınlığı için tespit edilen değer 0,5 mm olduğu belirtilmektedir [72].

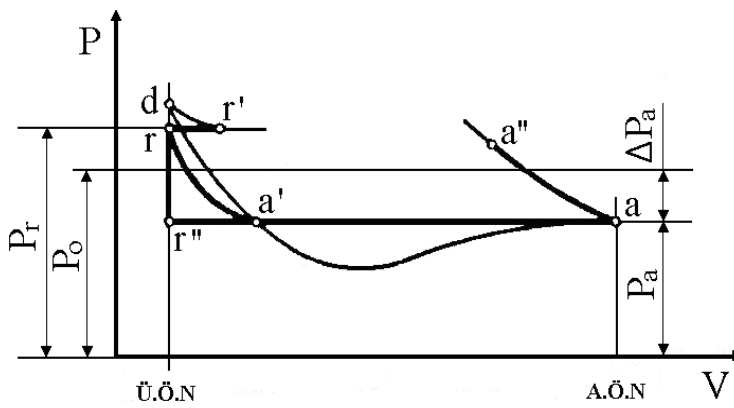
olarak eşitlendiği için gaz basıncı bu noktalarda en büyük değerine ulaşır. z/z bölgesinde yanma hızının küçülmesi, hacim büyüme hızının ise yükselmesinden dolayı fiziksel faktör daha etkin olur ve gaz basıncı hızla düşmeye başlar.

Yanma sırasında oluşan iş gazları ile silindir çeperleri arasındaki ısı transferi ve yanma ürünlerinin büyük veya küçük ölçüde parçalanması da yz yanma eğrisini etkilemektedir. Fakat yapılan deneyler, yz eğrisinin biçiminin temel olarak yanma hızı ve hacim değişiminin anlık değerleri ile belirlendiğini göstermiştir. Bu nedenle yanma hesabında öncelikle termodinamik ve kimyasal kinetik kanununa uygunluklarının, ayrıca yanma odası çeperleriyle olan ısı transferinin göz önüne alınması gerekmektedir. Yanma ürünleri parçalanmasının yanma hattına olan ikinci dereceli etkileri ortalama bir düzeltme katsayısı ile hesaba katılabilir.

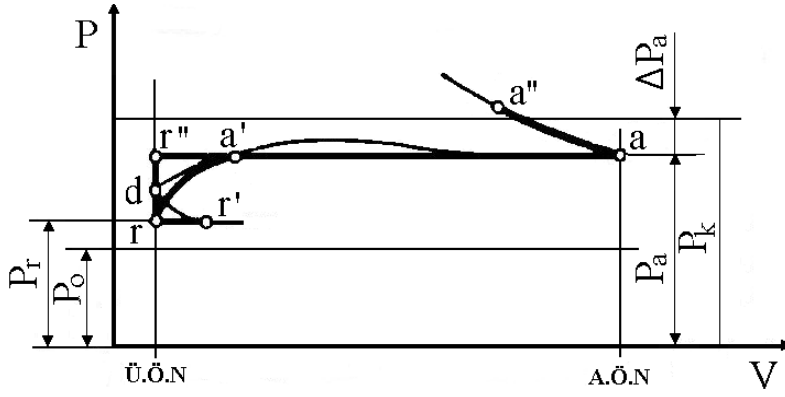
Bu bölümde, iş çevrimi hesabında tutuşma avansı açısı, yanmanın zamana göre gelişme karakteri ve süresi ile iş karışımı ve silindir çeperleri arasındaki ısı transferi de göz önüne alınacaktır.

4.2 Emmenin Hesabı

Dizel motorlarda emme sırasında silindire taze hava alınmaktadır. Dört zamanlı motorlarda emme zamanını kapsayan basınç değişimi, emme supabının açılma ve kapanma zamanları, aşırı doldurmasız motorlar için Şekil 4.2’de, aşırı doldurmalı motorlar için ise Şekil 4.3’de gösterilmektedir [73].



Şekil 4.2 Aşırı doldurmasız dört zamanlı motorda emme süresince basınç değişimi [73]



Şekil 4.3 Aşırı doldurmalı dört zamanlı bir motorda emme süresince basınç değişimi [73]

r'da'aa" eğrisi emme işleminde basıncın gerçek değişimini şematik olarak gösterir. Emme supabı ÜÖN'dan önce r' noktasında açılır, AÖN'dan sonra a" noktasında kapanır.

Emme supabının erken açılması, piston ÜÖN'ya gelmeden önce supabın belli bir geçit alanını sağlar. Bu ise silindire taze havanın veya yakıt - hava karışımının dolmasını iyileştirir. Bundan başka emme supabının erken açılması aşırı doldurmalı motorların üflenmesi amacıyla kullanılır. Üfleme silindirde kalan artık gazların miktarını azaltır, yanma odasının, silindir ve pistonun üst kısımlarının ısıl gerilimini düşürür. Emme supabının erken açılması sırasında üfleme etkileri temizleme katsayısı φ_{tem} ile hesaba katılabilir. 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 $\varphi_{tem} = 1$, silindirin yanma ürünlerinden mükemmel temizlenmesi halinde $\varphi_{tem} = 0$ olur.

Hesap kolaylığı amacıyla basıncın ÜÖN'da ani olarak azaldığı (rr" dik doğrusu boyunca) sonra ise sabit kaldığı (r"a yatay doğrusu boyunca) kabul edilir.

Emme supabının AÖN'den sonra kapanması, emme sistemindeki hız baskısından, atalet ve dalga olaylarından yararlanarak silindire daha fazla taze karışımın girmesini sağlar. Bu ise silindirin strok hacminden faydalanma derecesini artırır. Piston AÖN'ya ulaştıktan sonra silindirin doldurulması (aa" eğrisi boyunca) ek doldurma olarak isimlendirilir. Ek doldurmanın emme parametrelerine olan etkileri ek doldurma katsayısı φ_{ek} ile hesaba katılabilir. 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. En küçük 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.

4.2.1 Çevre Basıncı ve Sıcaklığı

Şekil 4.4'de görüldüğü gibi aşırı doldurmasız motorlarda hava, silindirlere doğrudan çevreden emilmektedir [73]. Buna göre de iş çevriminin hesabında çevre basıncı ve sıcaklığı olarak P_0 ve T_0 alınır.

Şekil 4.5'de görüldüğü gibi aşırı doldurmalı otomobil ve traktör motorlarında ise çevreden alınan hava silindirlere girmeden önce kompresörde (1) sıkıştırılır [73]. Bu nedenle aşırı doldurmalı motorların iş çevriminin hesabı yapılırken çevre basıncı ve sıcaklığı olarak havanın kompresör çıkışı P_k basıncı ve T_k sıcaklığı kabul edilir. Ara soğutucu kullanıldığında, kompresörden çıkan sıkıştırılmış hava soğutucuya dahil olarak soğur, sonra ise silindirlere girer. Bu halde P_k basıncı ve T_k sıcaklığı olarak havanın soğutucu çıkışındaki basıncı ve sıcaklığı alınır.

Aşırı doldurma derecesine bağlı olarak P_k basıncı şu değerleri alabilir:

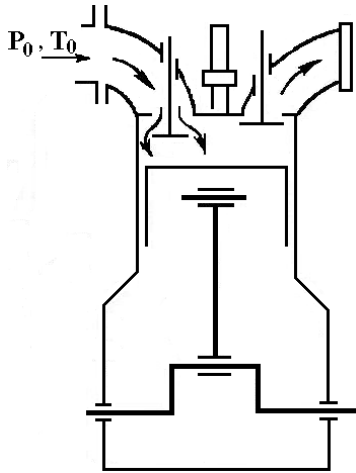
- Düşük aşırı doldurmada $1,5 \cdot P_0$
- Normal aşırı doldurmada $(1,5...2,2) \cdot P_0$
- Yüksek aşırı doldurmada $(2,2...2,5) \cdot P_0$

Kompresörden çıkan havanın sıcaklığı:

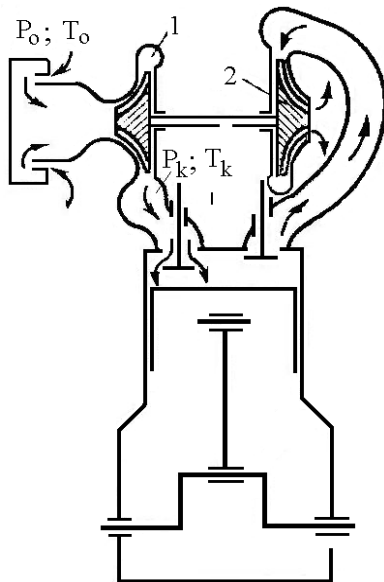
$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{(n_k - 1)/n_k} \quad [4.1]$$

Burada, n_k , kompresördeki sıkıştırma işleminin ortalama politropik üssüdür. Deneysel bilgilere göre, n_k değeri aşırı doldurma ünitesinin tipine ve soğutulma derecesine bağlı olarak aşağıdaki sınırlarda değişir:

- Pistonlu kompresörlerde (1,40...1,60)
- Hacimsel kompresörlerde (1,55...1,75)
- Eksenel ve merkez kaç kompresörlerde (1,40...2,20)



Şekil 4.4 Aşırı doldurmasız motorlarda emme işlemi [73]



Şekil 4.5 Aşırı doldurmalı motorlarda emme işlemi (1-Kompresör, 2-Türbin) [73]

4.2.2 Artık Gazların Basıncı ve Sıcaklığı

Egzoz sonunda, yani piston ÜÖN'da iken (r noktası, Şekil 4.2 ve 4.3), silindirde bir miktar artık gaz kalır. Bu gazların basıncı P_r , sıcaklığı T_r ve mol miktarı M_r 'dir.

Artık gazların basıncı supap sayısına, yerleştirilmesine, açılma ve kapanma zamanlarına, emme ve egzoz sistemlerindeki kayıplara, aşırı doldurmanın karakterine, motor hızına ve yüküne, soğutma sisteminin tipine vb. gibi faktörlere bağlıdır.

Aşırı doldurmasız otomobil ve traktör motorları için, ayrıca aşırı doldurmalı, fakat yanma ürünleri direk atmosfere atılan motorlar için artık gaz basıncı, $P_r = (1,05...1,25) \cdot P_0$ olur. Üst sınırlar krank mili devir sayısı yüksek olan motorlar için alınabilir. Turbo-kompresörlü aşırı doldurmalı motorlar için artık gaz basıncı, $P_r = (0,75...0,98) \cdot P_k$ olur. T_r değeri motor tipine, sıkıştırma oranına, krank mili devir sayısına, hava fazlalık katsayısına ve motor yüküne bağlı olup, dizel motorlarında 600 – 900 K aralığında bulunur. T_r değerini seçerken şu etkiler göz önüne alınmalıdır;

- Diğer koşullar aynı kaldığında artık gazların sıcaklığı sıkıştırma oranının artması ile azalır, hava fazlalık katsayısının azalması ile de artar,
- Sıcaklık, yükün azalmasıyla benzinli motorlarda çok az düşer, dizel motorlarda ise yükün azalması hava fazlalık katsayısını artıracığından önemli oranda azalır,
- Motor devir sayısı arttıkça sıcaklık da artar.

4.2.3 Taze Karışımın Sıcaklık Artışı

Emme işleminde, motorun sıcak elemanlarından olan ısı iletimi nedeniyle taze karışımın sıcaklığı bir miktar artar. Sıcaklık artışı ΔT emme manifoldunun yerleştirilmesine ve yapısına, soğutma sistemine, aşırı doldurmaya, emme havasının ısıtılması için özel donatımın olup olmamasına ve motor hızına bağlıdır. Sıcaklığın artması yakıtın buharlaşmasını iyileştirmesine rağmen, karışımın yoğunluğunu azaltarak silindirlerin doldurulmasını negatif etkiler. ΔT tespit edilirken bu iki zıt faktör göz önüne alınmalıdır. Motor tipine göre, ΔT , aşırı doldurmasız dizel motorlarda ($10...40^\circ$), aşırı doldurmalı dizel motorlarda ise ($-5...10^\circ$) değerleri arasında bulunmaktadır.

Aşırı doldurmalı motorlarda sıkıştırılmış hava ile motor parçaları arasındaki sıcaklık farkı azaldığından taze karışımın sıcaklık artışı da azalır ve bazen negatif değerlere ulaşabilir.

4.2.4 Emme Sonu Basıncı

Emme sırasında silindire giren taze havanın veya yakıt-hava karışımının AÖN'daki basıncı (a noktası, Şekil 4.2 ve 4.3) emme basıncı P_a olarak tanımlanır.

Doldurma yöntemine bağlı olmak üzere emme basıncı,

- Aşırı doldurmasız motorlarda,

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad [4.2]$$

- Aşırı doldurmalı motorlarda,

$$P_a = P_k - \Delta P_a \quad [4.3]$$

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

- Aşırı doldurmasız motorlarda,

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{Em}) \cdot \frac{W_{Em}^2}{2} \cdot \rho_o \cdot 10^{-6} \quad [4.4]$$

- Aşırı doldurmalı motorlarda,

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{Em}) \cdot \frac{W_{Em}^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} \quad [4.5]$$

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 ve ρ_k ise sırasıyla aşırı doldurmasız ve aşırı doldurmalı motorlarda silindire giren taze karışımın yoğunluklarıdır.

Deneyisel bilgilere göre, nominal yüklerde çalışan motorlar için $(\beta^2 + \xi_{Em}) = 2,5 \dots 4,0$ ve $W_{Em} = 50 \dots 130$ aralığında değerler alabilir.

Emme sisteminde oluşan basınç düşüşü, 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.

- Aşırı doldurmasız motorlarda,

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R_h \cdot T_0} \cdot 10^6 \quad [4.6]$$

- Aşırı doldurmalı motorlarda,

$$\rho_k = \frac{P_k}{R_h \cdot T_k} \cdot 10^6 \quad [4.7]$$

Burada, R_h , hava için özgül gaz sabiti olup aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$R_h = \frac{R}{\mu_h} = \frac{8315}{28,96} = 287 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]} \quad [4.8]$$

Burada, $\mu_h = 28,96$ (kg/kmol) olup, havanın mol kütesidir.

4.2.5 Artık Gaz Katsayısı

Artık gaz katsayısının değeri silindirin yanma ürünlerinden temizlenme kalitesini karakterize etmektedir. Artık gaz katsayısı γ_r değerinin büyümesi ile emme işleminde silindire giren taze karışımın miktarı azalır. Dört zamanlı motorlar için artık gaz katsayısının hesabı aşağıda yazıldığı gösterildiği gibi üfleme ve ek doldurma parametrelerine göre yapılır.

- Üfleme ve ek doldurma hesaba katıldığında,

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{tem} \cdot P_r}{\varphi_{ek} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_{tem} \cdot P_r} \quad [4.9]$$

- Üfleme ve ek doldurma hesaba katılmadığında ($\varphi_{tem} = \varphi_{ek} = 1$),

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r} \quad [4.10]$$

şeklinde yazılır. Burada, ε , sıkıştırma oranıdır. Aşırı doldurmasız motorlar için [4.9] ve [4.10] ifadelerinde T_k yerine T_0 konur.

Artık gaz katsayısı, dört zamanlı motorlarda sıkıştırma oranına, motor yüküne, krank mili devir sayısına, artık gazların basıncına ve sıcaklığına bağlıdır. Sıkıştırma oranı ve artık gazların sıcaklığı arttıkça γ_r küçülür, krank mili devir sayısı ve artık gazların basıncı arttıkça ise γ_r artar. Öte yandan, artık gaz katsayısı yükün artmasıyla dizel motorlarında pek değişmez. Dört zamanlı aşırı doldurmasız dizelerde γ_r değeri, 0,02 – 0,05 aralığında bulunur. Aşırı doldurma uygulandığında γ_r değeri azalır.

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

$$P_a \cdot V_a = R \cdot M_{i,k} \cdot T_a \quad [4.11]$$

Burada; P_a , iş karışımının emme sonu basıncı, V_a , emme sonu hacmi, R , evrensel gaz sabiti, T_a , iş karışımının emme sonu sıcaklığı, $M_{i,k}$, iş karışımının mol miktarıdır.

İş karışımının mol miktarı,

$$M_{i,k} = (1 + \gamma_r) \cdot M_{t,k} \quad [4.12]$$

olur. Burada, $M_{t,k}$, taze karışımın mol miktarı olup aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$M_{t,k} = \lambda \cdot L_{\min} \quad [4.13]$$

Burada, λ , hava fazlalık katsayısıdır. L_{\min} ise bir kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli minimum havanın mol miktarı olup, aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$L_{\min} = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad [4.14]$$

Burada, C,H,O ve S sırasıyla bir kg yakıtı oluşturan karbonun, hidrojenin, oksijenin ve kükürdün kütleli oranlarıdır.

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

$$\vartheta_a = \frac{V_a}{G_{t,k} + G_r} \approx \frac{V_a}{(1 + \gamma_r) \cdot G_{t,k}} \quad [4.15]$$

Burada, $G_{t,k}$ ve G_r sırası ile taze karışımın ve artık gazların ağırlıklarıdır.

[4.12], [4.13] ve [4.14] denklemleri göz önüne alındığında, [4.15] denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\vartheta_a = R \cdot \frac{(1 + \gamma_r) \cdot M_{t,k}}{(1 + \gamma_r) \cdot G_{t,k}} \cdot \frac{T_a}{P_a} = R \cdot \frac{M_{t,k}}{G_{t,k}} \cdot \frac{T_a}{P_a} = R \cdot \frac{\lambda \cdot L_{\min}}{\lambda \cdot \ell_{\min}} \cdot \frac{T_a}{P_a} = \frac{R}{\mu_h} \cdot \frac{T_a}{P_a} \quad [4.16]$$

Burada, ℓ_{\min} 1 kg yakıtın yanması için gerekli minimum havanın kütleli miktarıdır.

4.2.6 Emme Sonu Sıcaklığı

Emme sırasında silindire giren taze hava veya yakıt - hava karışımının AÖN'daki sıcaklığı, emme sonu sıcaklığı T_a olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

- Aşırı doldurmasız motorlarda:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \varphi_r \cdot \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad [4.17]$$

- Aşırı doldurmalı motorlarda:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \varphi_r \cdot \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad [4.18]$$

Burada, 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.

4.2.7 Volümetrik Verim

Emme zamanında silindire giren gerçek taze hava veya yakıt-hava karışımı miktarının referans basıncı ve sıcaklığında girebilecek taze hava veya yakıt-hava karışımı miktarına oranı volümetrik verim η_v olarak tanımlanır. η_v değeri emme işleminin mükemmellik derecesini karakterize etmektedir.

Dört zamanlı motorlar için volümetrik verim aşağıdaki gibi hesaplanır:

- Üfleme ve ek doldurma hesaba katıldığında,

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_k} \cdot (\varphi_{ek} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_{tem} \cdot P_r) \quad [4.19]$$

- Üfleme ve ek doldurma hesaba katılmadığında ($\varphi_{ek} = \varphi_{tem} = 1$),

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_k} \cdot (\varepsilon \cdot P_a - P_r) \quad [4.20]$$

Aşırı doldurmasız motorlar için [4.19] ve [4.20] denklemlerinde T_k ve P_k yerine T_0 ve P_0 konur.

[4.15] denklemini göz önüne alınırsa, iş karışımının anlık hacmi V ve anlık özgül hacmi ϑ aşağıdaki denklemlerden bulunabilir.

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{\lambda_b} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \sqrt{1 - \lambda_b^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \right\} = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \Psi(\alpha) \quad [4.21]$$

$$\vartheta = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \cdot \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{\lambda_b} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \sqrt{1 - \lambda_b^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \right\} = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \cdot \Psi(\alpha) \quad [4.22]$$

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 ve $\Psi(\alpha)$, kaşlı ayaç içi fonksiyonun kısaltılmış işaretidir.

İş karışımının tutuşma anındaki özgül hacmi aşağıdaki gibi belirtilebilir:

$$\vartheta_y = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \cdot \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[1 + \frac{1}{\lambda_b} - \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \sqrt{1 - \lambda_b^2 \cdot \sin^2 \theta} \right) \right] \right\} = \frac{\vartheta_a}{\varepsilon} \cdot \Psi(\theta) \quad [4.23]$$

Burada, θ , tutuşma avansı açısıdır.

4.3 Dizel Yakıtı Yanma Ürünleri ve Hava İçin Özgül Isılar Oranının Hesabı

Yanmanın yüksek hassasiyetle hesabı için iş karışımı özgül ısılarının hem sıcaklığa hem de kimyasal terkibe bağlılığını göz önüne almak gerekir. Eski yıllara kıyasla günümüzde gazların özgül ısılarına ait çok daha hassas bilgiler mevcuttur. Buna spektroskopik deneyler ve kuantum mekaniği ile istatistik termodinamiğin kullanılması sonucu hazırlanmış olan özgül ısıların hassas hesap yöntemleri yardımcı olmuştur [7]. Bu tür bilgiler ısı makinalarının iş karışımı özgül ısıları oranını belirtmek için daha hassas formülleri elde etmeyi mümkün kılmaktadır.

Bilindiği gibi $k = f(T)$ eğrileri hem hava hem de dizel yakıtı yanma ürünleri için lineer olmayıp hiperbolik biçimdedir. Ancak nispeten küçük sıcaklıklarda ($<1000\text{ K}$) $k = f(T)$ eğrilerinin gerçek biçimi yaklaşık olarak doğrularla ifade edilebilir. $300\text{--}1000\text{ K}$ sıcaklık aralığında hava için aşağıdaki ampirik formül önerilmektedir.

$$k = 1,438 - 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot T \quad [4.24]$$

Bu denkleme göre hesaplanmış k değerleri literatürde geçen değerler ile karşılaştırıldığında,

- $300 - 350\text{ K}$ sıcaklık aralığında en fazla % 0,5,
- $350 - 1000\text{ K}$ sıcaklık aralığında % 0,2'den daha az ve
- $1000 - 1100\text{ K}$ sıcaklık aralığında en fazla % 0,5

gibi küçük bir farkın ortaya çıktığı görülmüştür. Sıralanan bu sapmaların ihmal edilebilir düzeylerde olduğu göz önünde tutulursa net politropik sıkıştırma sırasında k 'nın sıcaklığa bağlı değişimini hesaplamak için [4.24] ampirik denklemi kullanılabilir.

İş karışımının yanmanın istenen bir anı için özgül ısıları oranı (k), sıcaklığa (T), hava fazlalık katsayısına (λ) ve bu ana kadar yanmış olan yakıtın kütle oranına (x) bağlı olmaktadır. Yanma süresinde iş karışımı terkibi yanma başındaki temiz havadan (artık gazlar ihmal edilir) verilen hava fazlalık katsayısına tekabül eden son yanma ürünlerine kadar değişmektedir. Dizel yakıtı yanma ürünleri için $k = f(T, \lambda, x)$ genel denklemi Prof. Dr. İ. İ. Vibe tarafından elde edilmiştir ve şu şekilde yazılabilir:

$$k = 1,259 + \frac{76,7}{T} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\lambda} \right) \cdot x \quad [4.25]$$

Dizel yakıtının tam yanması sonucu oluşan yanma ürünleri için, yani $x = 1$ iken [4.25] denklemi aşağıdaki şekli alır.

$$k = 1,254 - \frac{0,0372}{\lambda} + \frac{76,7}{T} \quad [4.26]$$

k'nın [4.25] denklemi ile hesaplanmış değerleri literatürde geçen değerler ile karşılaştırıldığında,

- 850–2800 K sıcaklık aralığında $\pm\%0,05$,
- 750–850 K sıcaklık aralığında ise $\pm\%0,2$

gibi küçük bir farkın ortaya çıktığı görülmüştür. Demek ki, dizel yakıtı yanma ürünlerinin k değeri, sunulan ampirik denklemden yeterli bir hassasiyetle bulunabilmektedir.

4.4 Yanma Katsayıları ve Parametrelerinin Seçimi

Yanmanın hesabı için gerekli olan temel başlangıç verilerinin değerlendirilmesi ve seçimi ne kadar doğru yapılırsa, bu olayın hesap sonuçları da o kadar doğru 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 'nin seçimi ile ilgili aşağıda verilen değerler sırf tavsiye edilebilir niteliklerdedir. Çünkü bu parametreleri karakterize edecek deneysel veriler çok azdır. Çeşitli tip motorlar ve bu motorların çeşitli işletme koşulları için adı geçen veriler biriktikçe, φ_z , m ve ξ değerlerinin seçimi ile ilgili olan tavsiyeler daha kesin ve daha farklılaştırıcı olacaktır.

Dizel motorlar için φ_z , m ve ξ değerleri yanma odası biçimine ve karışımın oluşturulması yöntemine bağlı olarak Çizelge 4.1'den seçilebilir.

Değerlerin seçilmesinde aşağıdakilerin göz önüne alınması gerekir:

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

Çizelge 4.1 Dizelerde yanma odası biçimi ve karışımın oluşturulma yöntemine bağlı olarak yanma parametrelerinin tayini [7]

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

Not: * Tercih edilmelidir.

4.4.1 Yanmanın Hesabı

Yanmada ilk olarak gazların silindir içi basıncı ve sıcaklığı yanmanın her anı için tayin edilmelidir. Yanmanın hesabı tutuşma avansı açısı, yanma karakteri, ortalama yanma hızı ve silindir çeperleriyle olan ısı transferine bağlı olarak yapılır. Basınç ve sıcaklık değişiminin böyle bir yöntemle hesabı yanmada en büyük basınç, en büyük sıcaklık ve bunlara denk gelen krank mili dönme açıları, gazların maksimum basınç artış hızı ve gaz işini belirtmeyi mümkün kılar. Yanmanın detaylı hesabı sonucunda genişleme sonu basıncı ve sıcaklığı, ortalama indike basıncı, indike verimi, çeperlere olan ısı kaybı vb. çevrim büyüklükleri gerçek koşullara en yakın yaklaşımla hesaplanabilir.

Herhangi bir zaman diliminde yanmış olan yakıt miktarının silindir içi toplam yakıt miktarına oranına yanmış yakıt kütlesi oranı denir ve bu oranın yanma sırasında zamana göre değişim kanunu, yanmanın karakteristik denklemi olarak kabul edilmektedir. Rus bilim adamı İ. İ. Vibe bu denklemi şöyle ifade etmiştir [7].

$$x = 1 - \exp\left[-6,908 \cdot (\varphi / \varphi_z)^{m+1}\right] \quad [4.27]$$

Burada, m , yanmada efektif merkezlerin görelî yoğunluğunun zamana göre değişim karakterini gösteren boyutsuz bir parametre olup, yanma karakteri göstergesi şeklinde tanımlanmaktadır. Ayrıca, φ_z , tutuşma anından şartlı yanma sonuna kadar geçen krank mili dönme açısı, φ ise tutuşma anından itibaren hesaplanan krank mili dönme açısıdır.

4.4.2 Yanma Katsayıları ve Yanma Isısı Kullanımı

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

$$Q_x = \xi \cdot H_u \cdot g_{\text{cev}} \cdot x \quad [4.28]$$

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 ve ξ , eksik yanma, yanma ürünlerinin parçalanması, akış daralması ve mükemmel olmayan yanma gibi nedenlerle kaybolan ısıyı göz önüne alan bir katsayıdır.

Anlaşılan,

$$Q = Q_x - Q_w \quad [4.29]$$

olur. Burada, Q , yanma başından, yanmanın herhangi bir anına kadar gazların iç enerjisini yükseltme ve mekanik iş yapmak için kullanılan ısı miktarı olup, kullanılan yanma ısısı diye adlandırılır. Q_w ise t süresince silindir çeperlerine olan ısı transferi nedeni ile ortaya çıkan ısı kaybıdır.

Yanma süresince yanma odası duvarlarına verilen veya yanma odası duvarlarından çekilen ısı miktarı aşağıdaki ifadeden bulunabilir:

$$Q_w = \alpha_{\Sigma} \cdot (T - T_w) \cdot A \cdot t \quad [4.30]$$

Burada; α_{Σ} , toplam ısı taşınım katsayısı, A , yanma odası yüzeylerinin toplam alanı, T_w , yanma odası yüzeylerinin ortalama sıcaklığı, T , iş gazlarının silindir içi ortalama sıcaklığı ve t , yanma başlangıcından itibaren hesaplanan süredir.

Günümüzde α_{Σ} 'nin hesabı için Woschni formülü daha yaygın uygulanmakta olduğundan bu tez çalışmasında da aynı denklem kullanılmaktadır (Bkz. Bölüm 2). Söz konusu denklem şu şekilde ifade edilebilir:

$$\alpha_{\Sigma} = 819,5 \cdot P_{y,s}^{0,8} \cdot w^{0,8} \cdot D^{-0,2} \cdot T^{-0,53} \quad [4.31]$$

Burada; D , silindir çapı (cm), $P_{y,s}$, motorun kompresör gibi çalıştırıldığı rejimde anlık silindir içi gaz basıncıdır (MPa). w ise yanma-genişleme periyodundaki iş karışımı hızı (m/s) olup, değeri şu ifadeden hesaplanabilir.

$$w = 2,28 \cdot c_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{V_h \cdot T_a}{P_a \cdot V_a} (P - P_{y,s})$$

A ve T_w 'ye ait değerlerin hesabı için ise aşağıdaki ifadeler kullanılabilir:

$$\sigma(\alpha) = \left(1 + \frac{1}{\lambda_b}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}\right) \text{ fonksiyonunun tanımlanmasıyla;}$$

$$A = A_p + A_k + A_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} + A_k + \frac{\pi \cdot D^2}{2} \cdot \sigma(\alpha) \quad [4.32]$$

$$T_w = \frac{T_p \cdot A_p + T_k \cdot A_k + T_s \cdot A_s}{A_p + A_k + A_s} \quad [4.33]$$

olur. Burada; A_p , A_k ve A_s , sırasıyla pistonun, silindir kafasının ve silindirin yüzey alanı, T_p , T_k ve T_s , sırasıyla pistonun, silindir kafasının ve silindirin ortalama yüzey sıcaklığıdır. α ise Ü.Ö.N'dan itibaren hesaplanan krank mili dönme açısıdır.

[4.28] ve [4.30] eşitlikleri [4.29] denkleminde yerine konulursa;

$$Q = \xi \cdot H_u \cdot g_{\text{cev}} \cdot x - \alpha_{\Sigma} \cdot (T - T_w) \cdot A \cdot t \quad [4.34]$$

olur. [4.29] ifadesini 1 kg iş karışımı için yazarak yanmanın özgül ısı kullanımı denklemini elde edebiliriz.

$$q = \frac{Q}{g_{\text{cev}} \cdot G_{i,k}} = \frac{Q_x}{g_{\text{cev}} \cdot G_{i,k}} - \frac{Q_w}{g_{\text{cev}} \cdot G_{i,k}} \quad [4.35]$$

İş karışımının ağırlığının $G_{ik} = (1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1$ olduğu göz önünde tutulursa;

$$q = \frac{\xi \cdot H_u \cdot x}{(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1} - \frac{\alpha_{\Sigma} \cdot (T - T_w) \cdot A \cdot t}{g_{\text{cev}} [(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1]} \quad [4.36]$$

olur. Burada, ℓ_{\min} 1 kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli minimum havanın kütleli miktarı olup, aşağıdaki gibi hesaplanır.

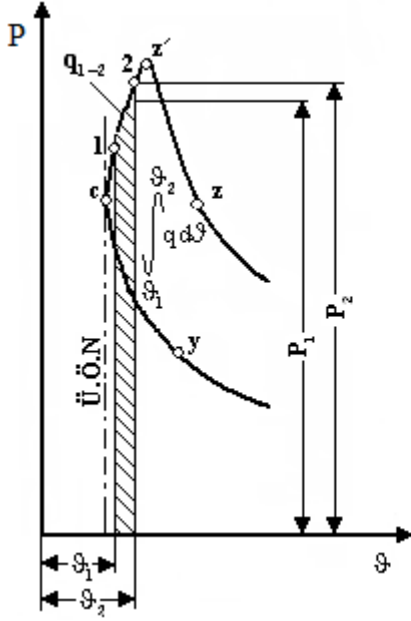
$$\ell_{\min} = \mu_h \cdot L_{\min} \quad [4.37]$$

1 kg iş karışımının yanma zamanında açığa çıkan toplam özgül ısı miktarının hesabı için aşağıdaki ifade kullanılabilir:

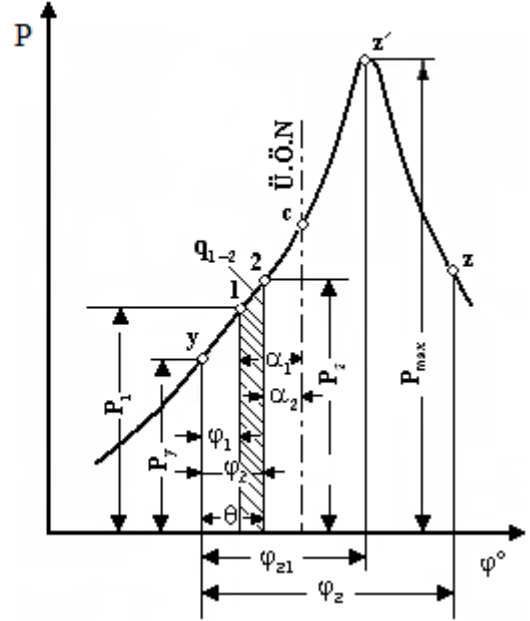
$$q_z = \frac{Q_z}{g_{\text{cev}} \cdot G_{i,k}} = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1} \quad [4.38]$$

Burada, Q_z , açığa çıkan toplam ısı miktarıdır.

Şekil 4.6 ve 4.7'de görüldüğü gibi yanma basıncının anlık değişimini hesaplamak için tüm yanma tutuşma anından (y noktası) başlanarak yanma sonuna kadar (z noktası) elemanter 1-2 bölgelerine ayrılabilir [73].



Şekil 4.6 Yanmanın $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgelerine ayrılması



Şekil 4.7 Yanmanın $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgelerine ayrılması

Her bir bölge için Termodinamiğin 1. Yasası aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$q_{1-2} = c_{v_{1-2}} \cdot (T_2 - T_1) + \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P \cdot d\vartheta \quad [4.39]$$

Burada; q_{1-2} , 1-2 bölgesinde kullanılan yanma ısı, $c_{v_{1-2}}$, iş karışımının 1-2 bölgesindeki ortalama özgül ısı, T_1 ve T_2 ise 1-2 bölgesinin sırasıyla başlangıç ve sonuna tekabül eden mutlak sıcaklıklardır.

$\vartheta_2 - \vartheta_1$ farkını yeterince küçük kabul ederek şu ifadeyi yazmak mümkündür.

$$\int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P \cdot d\vartheta \approx \frac{P_2 + P_1}{2} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \quad [4.40]$$

[4.38] eşitliği göz önüne alındığında [4.36] denklemi şu şekilde yazılabilir.

$$q_{1-2} = q_z \cdot \Delta x_{1-2} - \frac{\alpha_\Sigma \cdot (T - T_w) \cdot A \cdot \Delta t_{1-2}}{g_{\text{cev}} \cdot [(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\text{min}} + 1]} \quad [4.41]$$

Burada, Δx_{1-2} , 1-2 bölgesinde yanan yakıtın kütleli oranı, Δt_{1-2} ise 1-2 bölgesinde geçen süredir.

[4.39] denklemindeki sıcaklıkları hal denklemini kullanarak uygun basınçlarla değiştirmek mümkündür ve 1-2 bölgesindeki iç enerji değişimini ifade eden terim;

$$C_{v_{1-2}} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{C_{v_{1-2}}}{R} \cdot (P_2 \cdot \vartheta_2 - P_1 \cdot \vartheta_1)$$

şeklini alır. $C_p - C_v = R$ eşitliği kullanıldığında ise aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$C_{v_{1-2}} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{1}{k_{1-2} - 1} (P_2 \cdot \vartheta_2 - P_1 \cdot \vartheta_1) \quad [4.42]$$

Burada, $k_{1-2} = C_{p_{1-2}} / C_{v_{1-2}}$, 1-2 bölgesinde ortalama özgül ısıların oranı olup, [4.25] denkleminde göre aşağıdaki şekilde bulunabilir:

$$k_{1-2} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{1-2}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\lambda} \right) \cdot x_{1-2} \quad [4.43]$$

[4.40] ve [4.42] ifadeleri [4.39] denkleminde yerlerine konulursa;

$$q_{1-2} = \frac{1}{k_{1-2} - 1} \cdot (P_2 \cdot \vartheta_2 - P_1 \cdot \vartheta_1) + \frac{P_2 + P_1}{2} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikten P_2 çekilirse,

$$P_2 = \frac{2 \cdot q_{1-2} + P_1 \cdot \left[\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \cdot \vartheta_1 - \vartheta_2 \right]}{\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \cdot \vartheta_2 - \vartheta_1} \quad [4.44]$$

olur. Kısaltma için $\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} = K_{1-2}$ olarak alınır, [4.44] denklemi aşağıdaki biçimi alır.

$$P_2 = \frac{2 \cdot q_{1-2} + P_1 \cdot (K_{1-2} \cdot \vartheta_1 - \vartheta_2)}{K_{1-2} \cdot \vartheta_2 - \vartheta_1} \quad [4.45]$$

[4.22] denklemi göz önüne alınır, [4.45] denklemi elemanter bölge sonu için;

$$P_2 = \frac{\frac{2 \cdot \varepsilon}{\vartheta_a} \cdot q_{1-2} + P_1 \cdot [K_{1-2} \cdot \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)]}{K_{1-2} \cdot \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)} \quad [4.46]$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemdeki 1-2 bölgesinde kullanılan yanma ısısı olan q_{1-2} , [4.41] denklemine göre tayin edilir.

[4.28] denklemindeki 1-2 bölgesinde yanan yakıtın kütleli oranı olan Δx_{1-2} ise [4.27] denklemi gereğince aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\Delta x_{1-2} = x_2 - x_1 = \exp \left[-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad [4.47]$$

Burada, φ_1 ve φ_2 , tutuşma anından itibaren incelenen bölgenin başına ve sonuna kadar olan krank mili dönme açısıdır.

4.4.3 Yanma Sıcaklığının Hesabı

Yanmada değişken sıcaklık hesabı basınç hesabı ile aynı zamanda yapılır. Sıcaklık değerinin daha hassas tayin edilmesi için gaz molekülü sayısının yanma boyunca sürekli

değiştigi göz önüne alınmalıdır. İş karışımının moleküler değişimi göz önüne alınmak şartı ile yanmanın herhangi bir anı için hal denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$P \cdot V = R \cdot (M_{t,k} + M_r + \Delta M) \cdot T \quad [4.48]$$

Burada, $M_{t,k}$ taze karışımın, M_r artık gazların mol miktarıdır. ΔM ise t zamanında mol miktarı değişimidir. Üstelik $t = 0$ iken $\Delta M = 0$ ve $t = t_z$ iken $\Delta M = \Delta M_{\max}$ olur.

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

$$\Delta M = \Delta M_{\max} \cdot x \quad [4.49]$$

ΔM 'in bu değeri [4.48] denklemde yerine konulursa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$T = \frac{P \cdot V}{R \cdot (M_{t,k} + M_r + \Delta M_{\max} \cdot x)} \quad [4.50]$$

Taze karışımın kimyasal moleküler değişim katsayısı:

$$\mu_o = \frac{M_{t,k} + \Delta M}{M_{t,k}} = 1 + \frac{\Delta M}{M_{t,k}} = 1 + \frac{\Delta M_{\max} \cdot x}{M_{t,k}} \quad [4.51]$$

olup, yanma sırasında 1'den $\mu_{o \max} = 1 + \frac{\Delta M_{\max}}{M_{t,k}}$ 'ya kadar değişir. Buradan,

$$\Delta M_{\max} = (\mu_{o \max} - 1) \cdot M_{t,k} \quad [4.52]$$

bağıntısı elde edilir.

[4.52] eşitliği [4.51] denkleminde yerine konulursa,

$$\mu_o = 1 + (\mu_{o_{\max}} - 1) \cdot x \quad [4.53]$$

olur.

Kimyasal moleküler değişim katsayısının en büyük değeri yakıtın mol kütlesine, elementer terkinine ve hava fazlalık katsayısına bağlı olup, aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir:

$$\mu_{o_{\max}} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\lambda \cdot L_{\min}} \quad [4.54]$$

Burada, H ve O, 1 kg sıvı yakıttaki hidrojen ve oksijenin kütle oranlarıdır.

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

değişim katsayısı formülü şu şekilde yazılabilir:

$$\mu = \frac{M_{t,k} + M_r + \Delta M}{M_{t,k} + M_r} = \frac{1 + \gamma_r + \Delta M / M_{t,k}}{1 + \gamma_r} = 1 + \frac{\Delta M}{(1 + \gamma_r) \cdot M_{t,k}} \quad [4.55]$$

[4.49] ve [4.52] eşitlikleri [4.55] denkleminde yerine konulursa;

$$\mu = 1 + \frac{(\mu_{o_{\max}} - 1) \cdot x}{1 + \gamma_r} \quad [4.56]$$

[4.56] ve [4.53] denklemleri karşılaştırıldığında μ_o ve μ arasındaki bağıntı kolaylıkla tespit edilebilir.

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad [4.57]$$

Yanma sonu için [4.56] ifadesi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\mu_{\max} = \frac{\mu_{\text{omax}} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad [4.58]$$

[4.56] ve [4.58] denklemleri birlikte çözümlerse aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\mu = 1 + (\mu_{\max} - 1) \cdot x \quad [4.59]$$

[4.48] hal denklemi tutuşma anı için aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$P_y \cdot V_y = R \cdot (M_{\text{tk}} + M_r) \cdot T_y \quad [4.60]$$

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

[4.55] denklemi göz önüne alınıp, [4.48] ile [4.60] denklemleri birlikte çözümlerse:

$$T = \frac{P \cdot \vartheta}{P_y \cdot \vartheta_y} \cdot \left(\frac{M_{\text{tk}} + M_r}{M_{\text{tk}} + M_r + \Delta M} \right) T_y = \frac{T_y}{P_y \cdot \vartheta_y} \cdot \frac{P \cdot \vartheta}{\mu} = \frac{T_y}{P_y \cdot \psi(\alpha_y)} \cdot \frac{P \cdot \psi(\alpha)}{\mu} \quad [4.61]$$

elde edilir.

[4.61] denklemi elemanter bölge sonu için şu şekilde yazılabilir;

$$T_2 = \frac{T_y}{P_y \cdot \psi(\alpha_y)} \cdot \frac{P_2 \cdot \psi(\alpha_2)}{\mu_{1-2}} \quad [4.62]$$

Burada, μ_{1-2} iş karışımı moleküler değişim katsayısının $\varphi_1 - \varphi_2$ bölgesindeki ortalama değeri olup, [4.59] denklemi gereğince aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\mu_{1-2} = 1 + (\mu_{\max} - 1) \cdot \frac{x_1 + x_2}{2} \quad [4.63]$$

Burada, x_1 ve x_2 , 1-2 bölgesinin başlangıç ve son noktalarına tekabül eden yanmış yakıtın kütleli oranları olup, [4.27] denkleminde tayin edilebilir.

4.5 Sıkıştırmanın Hesabı

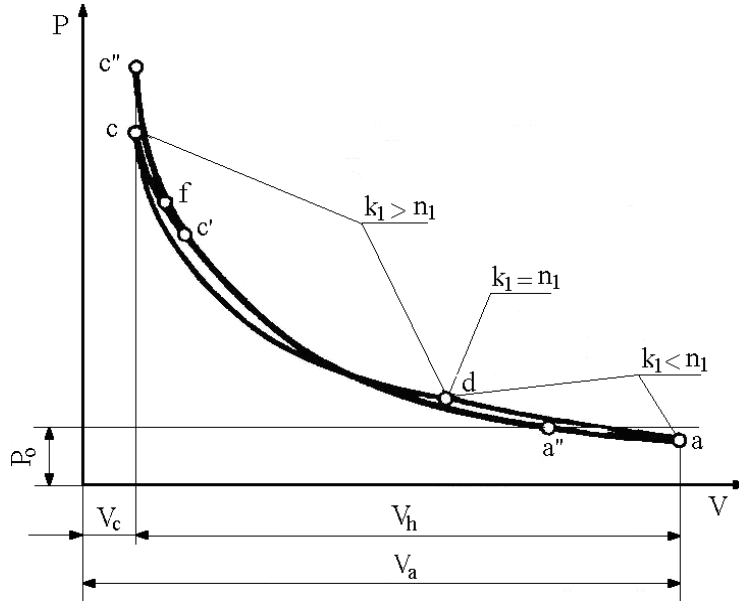
Sıkıştırma sırasında iş karışımının sıcaklığı ve basıncı yükselerek yakıtın dayanıklı tutuşmasını ve efektif yanmasını sağlar. Sıkıştırma boyunca oluşan basınç değişimi Şekil 4.8'de gösterilmiştir [73]. Gerçek motordaki sıkıştırma karmaşık bir olay olup, pratik olarak termodinamik koşullara uymamaktadır. 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) ek doldurma,
- Çeperlerle iş karışımı arasındaki ısı iletiminin yönü ve şiddeti,
- Yakıtın buharlaşması (yalnızca benzin motorlarında),
- Yanmanın başlangıcı (c' noktasının konumu).

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 üsten 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 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 sonunda ulaşılan sıcaklık ve basınç değerleri adyabatik sıkıştırmaya göre daha düşük olacaktır. Bu açıklamalardan görüldüğü gibi sıkıştırma sırasında politropik üs sıkıştırma eğrisi boyunca her an değişmektedir. Ancak hesap kolaylığı bakımından çoğu kez politropik üssün sıkıştırma süresince sabit kaldığı kabul edilir. Bu durumda sabit politropik üslü sıkıştırma işi değişken politropik üslü sıkıştırma işine eşit alınır.

n_1 değeri krank mili devir sayısına, sıkıştırma oranına, silindir boyutlarına, silindir ve piston malzemesine, ısı iletimine vb. faktörlere bağlıdır. Adı geçen faktörlerin etkilerinin n_1 üssü ile hesaba katılması hem kolay değildir hem de hassas bir hesap açısından doğru olmaz. Bu nedenle net sıkıştırmanın (emme sonundan tutuşma anına kadar) hesabı için aşağıda açıklanan yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir.



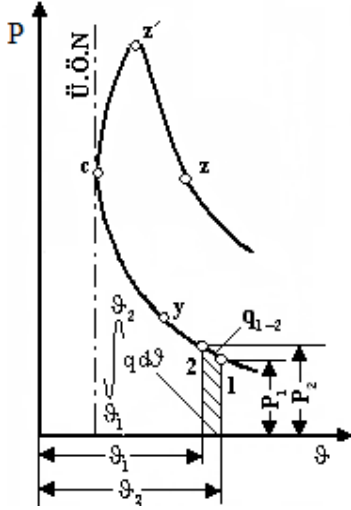
Şekil 4.8 SıkıŖtırmada basınç deęiŖimi [73]

Yanmanın yukarıda verilen hesap yöntemi, aşağıda sıralanan farklılıkların göz önüne alınması kaydıyla net sıkıştırmanın hesabında da kullanılabilir.

- Net sıkıştırma zamanında herhangi bir yanma söz konusu değildir, yani $x = 0$ ve $q_z = 0$ 'dır.
- Net sıkıştırma, iş karışımının sabit miktarında tutuşma anına kadar (y noktasına kadar) sürer. Yani emme supabı kapanma gecikmesi olmadığı kabul edilir.

Yukarıda açıklanan farklılıkların ilgili denklemlere konulması ile net sıkıştırma için elde edilen nihai temel denklemler elde edilir.

Şekil 4.9'da görüldüğü gibi yanmada olduğu gibi net sıkıŖtırmada da anlık basınç ve sıcaklık deęiŖimini hesaplayabilmek amacıyla tüm sıkıŖtırma bölgesi emme sonundan sıkıŖtırma sonuna (y noktasına) kadar elemanter 1-2 bölgelerine ayrılır.



Şekil 4.9 Sıkıştırmanın $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgelerine ayrılması

Net sıkıştırmada değişken basınç elemanter bölge sonu için;

$$P_2 = \frac{\frac{2 \cdot \varepsilon}{\vartheta_a} \cdot q_{1-2} + P_1 \cdot [K_{1-2} \cdot \psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)]}{K_{1-2} \cdot \psi(\alpha_2) - \psi(\alpha_1)} \quad [4.64]$$

Burada, $K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1}$ kısaltmasıdır. k_{1-2} , 1-2 bölgesinde ortalama özgül ısıların oranı

olup, [4.24] denklemi gereğince aşığıdaki şekilde bulunabilir.

$$k_{1-2} = 1,438 - 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot T_{1-2} \quad [4.65]$$

[4.64] denklemindeki q_{1-2} , aşığıdaki gibi tayin edilir.

$$q_{1-2} = - \frac{\alpha_\Sigma \cdot (T_{1-2} - T_w) \cdot A \cdot \Delta t_{1-2}}{g_{\text{cev}} \cdot [(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1]} \quad [4.66]$$

Yanma odası yüzeyine göre toplam ısı taşınım katsayısı α_{Σ} 'nın hesabı için [4.31] eşitliği kullanılır. Bu denklemdeki w büyüklüğü net sıkıştırma periyodunda şu şekilde hesaplanabilir:

$$w = 2,28 \cdot c_m$$

Sıkıştırmada değişken sıcaklık hesabı, basınç hesabı ile aynı zamanda yapılır. Sıkıştırmanın istenen anındaki sıcaklığının hesabını mümkün kılan denklem çıkarılabilir. Bu amaçla hal denklemi emme sonu (a noktası) ve sıkıştırmanın herhangi bir anı için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$P_a \cdot V_a = R \cdot (M_{t,k} + M_r) \cdot T_a \quad [4.67]$$

$$P \cdot V = R \cdot (M_{t,k} + M_r) \cdot T \quad [4.68]$$

Burada; $M_{t,k}$, taze karışımın mol miktarı, M_r , artık gazların mol miktarı, P_a , T_a ve V_a ise iş karışımının emme sonundaki basıncı, sıcaklığı ve hacmidir.

[4.21] denklemi göz önüne alınır ve [4.67] ile [4.68] denklemleri birlikte çözülürse:

$$T = \frac{P \cdot V}{P_a \cdot V_a} \cdot T_a = \frac{T_a}{P_a \cdot V_a} \cdot P \cdot V = \frac{T_a}{P_a \cdot \varepsilon} \cdot P \cdot \psi(\alpha) \quad [4.69]$$

elde edilir.

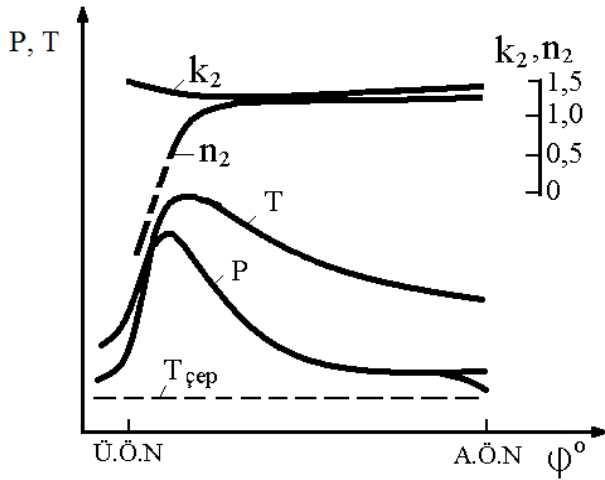
[4.69] denklemi elemanter bölge sonu için aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$T_2 = T_a \cdot \frac{P_2 \cdot \psi(\alpha_2)}{P_a \cdot \varepsilon} \quad [4.70]$$

4.6 Genişlemenin Hesabı

Bilindiği gibi genişleme boyunca yakıtın ısı enerjisi mekanik işe dönüşmektedir. Şekil 4.10'dan da görüldüğü gibi genişleme süresince basınç, sıcaklık ve politropik üs krank mili açısına bağlı olarak değişmektedir [73]. 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 değerlerine yaklaşır.
- Genişleme zamanı sonlarında genişleme eğrisinin eğimi sıkıştırma eğrisi gibidir.



Şekil 4.10 Genişlemede P , T , k_2 ve n_2 büyüklüklerinin değişimi [73]

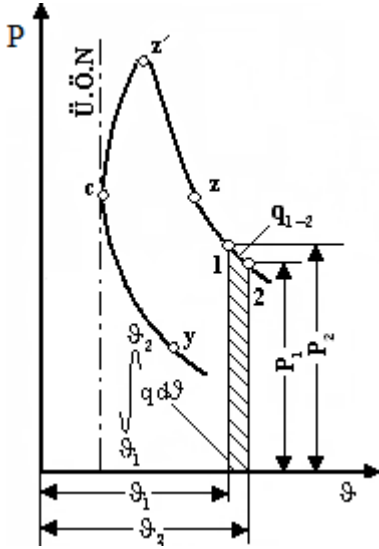
Görüldüğü gibi n_2 değeri genişleme boyunca sürekli değişmektedir. Ayrıca bu üs, ξ katsayısı, piston strokunun silindir çapına oranı, motorun soğutulma şiddeti, motor yükü ve silindir boyutları ($S / D = \text{sabit iken}$) gibi birçok faktöre bağlıdır.

Adı geçen faktörlerin etkilerinin n_2 üssü ile hesaba katılması hem kolay değildir hem de hassas bir hesap açısından doğru olmaz. Bu nedenle net genişlemenin (yanmasız genişleme) hesabı için aşağıda açıklanan yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir.

Yanmanın yukarıda verilen hesap yöntemi, sıkıştırmadaki gibi aşağıda sıralanan farklılıkların göz önüne alınması kaydıyla net genişlemenin hesabında da kullanılabilir.

- Net genişleme zamanında herhangi bir yanma söz konusu değildir, yani $x = 0,999$ iken $q_z = 0$ 'dır.
- İş karışımının moleküler değişim katsayısı sıkıştırma boyunca sabit kalır ve $\mu = \mu_{\max}$ alınmalıdır.
- Net genişleme, iş karışımının sabit miktarında A.Ö.N'ya kadar sürer. Yani egzoz supabı açılma avansının olmadığı kabul edilir.

Şekil 4.11'den görüldüğü gibi yanmada olduğu gibi net genişlemede de anlık basınç ve sıcaklık değişimini hesaplayabilmek amacıyla tüm genişleme yanma sonundan (z noktası) genişleme sonuna (A.Ö.N) kadar elemanter 1-2 bölgelerine ayrılır. Her bir bölge için $\Delta x_{1-2} = 0$ ve $\mu_{1-2} = \mu_{\max}$ olur.



Şekil 4.11 Genişlemenin $\vartheta_1 - \vartheta_2$ bölgelerine ayrılması

Yukarıda açıklanan farklılıkların ilgili denklemlere entegre edilmesi ile net genişleme için elde edilen nihai temel denklemler aşağıda verilmiştir.

- [4.41] denkleminin yeniden düzenlenmesi ile 1-2 bölgesinde kullanılan q_{1-2} yanma ısısı aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$q_{1-2} = \frac{-\alpha_{\Sigma} \cdot (T - T_w) \cdot A \cdot \Delta t_{1-2}}{g_{\text{çev}} \cdot [(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1]} \quad [4.71]$$

- [4.43] denkleminin yeniden düzenlenmesi ile 1-2 bölgesindeki ortalama özgül ısılar oranı aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$k_{1-2} = 1,254 - \frac{0,0372}{\lambda} + \frac{76,7}{T_{1-2}} \quad [4.72]$$

- [4.62] denkleminin yeniden düzenlenmesi ile 1-2 bölgesinin sonu için sıcaklık aşağıdaki denklemden elde edilir.

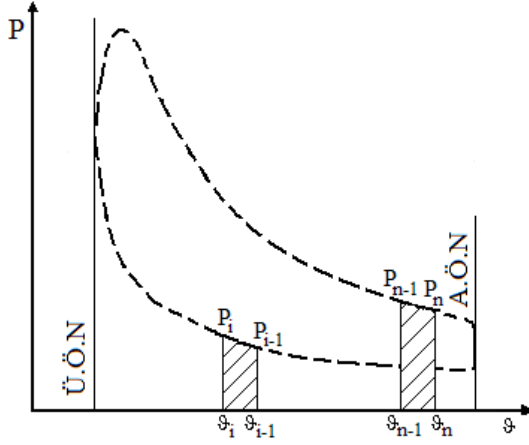
$$T_2 = \frac{T_y}{P_y \cdot \psi(\alpha_y)} \cdot \frac{P_2 \cdot \psi(\alpha_2)}{\mu_{\max}} \quad [4.73]$$

4.7 İş Çevrimi İndike Parametrelerinin Hesabı

Gazların bir iş çevriminde yaptığı mutlak iş için aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$\ell = \int_{\vartheta_i}^{\vartheta_{i+1}} P \cdot d\vartheta$$

İş karışımının özgül hacimleri ve bu hacimlere denk gelen basınçlar hesaplanmış olduğundan, Şekil 4.12'den görüldüğü gibi ℓ işini hesaplamak için trapez yöntemi ile sayısal integrasyon uygulanır.



Şekil 4.12 Gazların mutlak işinin tayin edilmesi

$$\ell \approx \frac{1}{2} \cdot [(P_1 + P_2) \cdot (v_1 - v_2) + (P_2 + P_3) \cdot (v_2 - v_3) + \dots + (P_{n-1} + P_n) \cdot (v_{n-1} - v_n)]$$

Basit dönüşümler yapılırsa ℓ için aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$\ell = \frac{1}{2} \cdot \left[(P_1 + P_2) \cdot v_1 + \sum_{i=1}^{i=n-2} (P_{i+2} - P_i) \cdot v_{i+1} - (P_n + P_{n-1}) \cdot v_n \right] \quad [4.74]$$

Özgül hacimler [4.22] denklemine uygun olarak değiştirilirse,

$$\ell = \frac{v_a}{2 \cdot \varepsilon} \cdot \left\{ (\psi(\alpha_1) - \psi(\alpha_2)) \cdot P_1 + \sum_{i=1}^{i=n-2} [\psi(\alpha_i) - \psi(\alpha_{i+2})] P_{i+1} + \psi(\alpha_{n-1}) \cdot P_n \right\} \quad [4.75]$$

olur.

İş çevriminin ortalama indike basıncı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$P_i = \frac{\ell}{v_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\ell}{v_a} \quad [4.76]$$

İş çevriminin indike verimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \ell_{\min} \cdot \lambda}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad [4.77]$$

Aşırı doldurmasız motorlar için [4.77] ifadesinde ρ_k yerine ρ_0 konur.

İş çevriminin indike özgül yakıt tüketimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad [4.78]$$

4.8 Motorun Efektif Parametrelerinin Hesabı

Motorun efektif parametreleri, mekanik kayıpların ortalama basıncı, mekanik verim, ortalama efektif basınç, efektif güç, efektif verim ve efektif özgül yakıt sarfiyatıdır.

Mekanik kayıpların ortalama basıncı ya dinamometre ile ölçülür ya da aşağıdaki deneye dayalı formülden bulunabilir.

$$P_m = a + b \cdot c_m \quad [4.79]$$

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

- Bölünmemiş yanma odalı dizeller için $a = 0,089$ ve $b = 0,0118$
- Ön yanma odalı dizeller için $a = 0,103$ ve $b = 0,0153$
- Türbülanslı yanma odalı dizeller için $a = 0,089$ ve $b = 0,0135$

Ortalama piston hızı c_m ise ya deneysel verilere göre kabul edilir veya

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad [4.80]$$

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

Ortalama efektif basınç genellikle aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$P_e = P_i - P_m \quad [4.81]$$

Efektif güç aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i_s \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad [4.82]$$

Mekanik verim aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad [4.83]$$

Efektif verim aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad [4.84]$$

Efektif özgül yakıt sarfiyatı ve efektif verim arasındaki bağıntı sıvı yakıtla çalışan motorlar için aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \quad [4.85]$$

4.9 Motor Silindirinde Isı Transferinin Hesabı

Soğutma sistemine verilen veya soğutma sisteminden çekilen ısı miktarını hesaplayabilmek için emme başlangıcından egzoz sonuna kadar tüm olaylar elemanter 1-2 bölgelerine ayrılır.

Bilindiği gibi emme zamanında ısı transferi taşınım ile gerçekleşir ve sıcak motor parçalarından iş karışımına doğru yönelir (Bkz. Bölüm 2). İş karışımının emme zamanında aldığı ısı miktarı, 1 kg iş karışımı için aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$Q_{wem} = \sum \alpha_{\Sigma} \cdot (T_a - T_{w1-2}) \cdot A_{1-2} \cdot \frac{\Delta\alpha_{1-2}}{6 \cdot n} \cdot \frac{1}{g_{\text{cev}} \cdot [(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1]} \quad (\text{kJ/kg ik}) \quad [4.86]$$

Ayrıca, bu denklemdeki α_{Σ} ve w için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$\alpha_{\Sigma} = 0,8195 \cdot P_a^{0,8} \cdot w^{0,8} \cdot D^{-0,2} \cdot T_a^{-0,53} \quad (\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}) \quad [4.87]$$

$$w = 6,18 \cdot \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (\text{m/s}) \quad [4.88]$$

Sıkıştırma zamanında (emme sonundan tutuşma anına dek geçen süre) soğutma sistemine verilen veya soğutma sisteminden çekilen ısı miktarı, 1 kg iş karışımı için aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$Q_{ws} = \sum \alpha_{\Sigma} \cdot (T_{1-2} - T_{w1-2}) \cdot A_{1-2} \cdot \frac{\Delta\alpha_{1-2}}{6 \cdot n} \cdot \frac{1}{g_{\text{cev}} \cdot [(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1]} \quad (\text{kJ/kg ik}) \quad [4.89]$$

Ayrıca, bu denklemdeki α_{Σ} ve w için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$\alpha_{\Sigma} = 0,8195 \cdot P_{1-2}^{0,8} \cdot w^{0,8} \cdot D^{-0,2} \cdot T_{1-2}^{-0,53} \quad (\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}) \quad [4.90]$$

$$w = 2,28 \cdot \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (\text{m/s}) \quad [4.91]$$

Yanma genişleme ve net genişlemede soğutma sistemine verilen ısı miktarı 1 kg iş karışımı için aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$Q_w = \sum \alpha_{\Sigma} \cdot (T_a - T_{w1-2}) \cdot A_{1-2} \cdot \frac{\Delta\alpha_{1-2}}{6 \cdot n} \cdot \frac{1}{g_{\text{cev}} \cdot [(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\min} + 1]} \quad (\text{kJ/kg ik}) \quad [4.92]$$

Ayrıca, bu denklemdeki α_{Σ} ve w için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$\alpha_{\Sigma} = 0,8195 \cdot P_{y.s}^{0,8} \cdot w^{0,8} \cdot D^{-0,2} \cdot T_{1-2}^{-0,53} \quad (\text{kW} / \text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad [4.93]$$

$$w = 2,28 \cdot \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{V_h \cdot T_a}{P_a \cdot V_a} \cdot (P - P_{y.s}) \quad (\text{m} / \text{s}) \quad [4.94]$$

Egzoz zamanında iş karışımından soğutma sistemine verilen ısı miktarı 1 kg iş karışımı için aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$Q_{\text{weg}} = \sum \alpha_{\Sigma} \cdot (T_r - T_{w1-2}) \cdot A_{1-2} \cdot \frac{\Delta\alpha_{1-2}}{6 \cdot n} \cdot \frac{1}{g_{\text{cev}} \cdot [(1 + \gamma_r) \cdot \lambda \cdot \ell_{\text{min}} + 1]} \quad (\text{kJ} / \text{kg ik}) \quad [4.86]$$

Ayrıca, bu denklemdeki α_{Σ} ve w için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$\alpha_{\Sigma} = 0,8195 \cdot P_r^{0,8} \cdot w^{0,8} \cdot D^{-0,2} \cdot T_r^{-0,53} \quad (\text{kW} / \text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad [4.87]$$

$$w = 6,18 \cdot \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (\text{m} / \text{s}) \quad [4.88]$$

Yukarıda verilen denklemlerdeki $\Delta\alpha_{1-2}$ hesap adımı olup, 1-2 bölgesinde krank mili dönme açısının artışı belirtir. T_{w1-2} , 1-2 bölgesinde yanma odası duvarlarının ortalama sıcaklığı ve A_{1-2} ise 1-2 bölgesinde yanma odası duvarlarının toplam yüzey alanıdır.

DİZEL MOTORLARDA İŞ ÇEVİRİMİ ARAŞTIRMALARI

5.1 Giriş

Motorun iş çevrimini özellikle de silindir çeperleriyle iş karışımı arasındaki ısı transferini değerlendirmek için en objektif kıstas indikatör diyagramlarıdır. Bu diyagramlardan iş çevriminin işi, indike verimi, maksimum basıncı ve sıcaklığı, ısı akısı, ortalama ısı taşınım katsayısı vb. temel büyüklükler hakkında fikir edinmek mümkündür.

Yanma, iş çevriminin temel parametrelerine ve ısı transferine etki yapan önemli olaylardan biridir. Bu nedenle yanmanın geliştirilmesinin doğru yönünün tespit edilmesi, dolayısıyla da en iyi büyüklüklere sahip indikatör diyagramının elde edilmesi çok önemlidir. Bu yapıldıktan sonra yanmanın arzu edilen hale gelmesi için pratik yolların aranması gerekir.

5.2 Araştırma Yöntemi Üzerine Genel Düşünceler ve Akış Verileri

Yanmanın zamana göre gelişimi, şartlı yanma süresi ϕ_z ve yanma karakteri göstergesi m ile karakterize edilmektedir. Gerek bu iki parametrenin gerekse hava fazlalık katsayısı λ vb. diğer faktörlerin iş çevrimi temel büyüklüklerine özellikle de ısı transferine etkisini tesbit etmek önemlidir.

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

5.3 Başlangıç Verileri

Dizel iş çevrimi ve ısı transferini, aşırı doldurmanın olduğu ve olmadığı haller için araştırmak amacı ile alınan başlangıç verileri Çizelge 5.1'de verilmiştir.

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

Çizelge 5.1 Başlangıç verileri

Silindir Çapı	D (mm)	120
Piston Stroku	S (mm)	120
Sıkıştırma Oranı	ε	17
Silindir Sayısı	i_s	V8
Krank Mili Dönme Hızı	n (dev/dak)	2600
r/L ile verilen λ_b sabiti		0,27
Emmede Sıcaklık Artışı	ΔT (K)	20
Çevre Ortam Basıncı	P_o (MPa)	0,1
Çevre Ortam Sıcaklığı	T_o (K)	293
Hava Fazlalık Katsayısı	λ	1,6
Şarhlı Yanma Süresi	φ_z (°KMA)	80
Tutuşma Avansı Açısı	θ (°KMA)	14
Yanma Karakteri Göstergesi	m	0,6
Yanma Etkinlik Katsayısı	ξ	0,86
Silindir Kapağı Yüzey Sıcaklığı	T_k (K)	440
Piston Üst Yüzey Sıcaklığı	T_p (K)	553
Silindir Duvarı Yüzey Sıcaklığı	T_s (K)	453

İş çevrimini tüm yönleri ile incelemek için anılan değerlere ek olarak çeşitli φ_z , m , λ ve P_k değerleri de kabul edilmiştir.

Yanma hesabının hassaslığı hesap adımına ($\Delta\alpha$) bağlı olduğundan, iş çevrimi hesabı [74]'de özel bir kontrole tabi tutulmuş ve $\Delta\alpha = 0,1^\circ$ 'deki değerlere kıyasla $\Delta\alpha = 1,0^\circ$ alındığında çevrim parametreleri değerlerinin tayin edilmesinde yaklaşımın %0,37 ile %0,89 aralığında değiştiği görülmüştür. Yanma hesabında böyle bir hassaslık pratikte istenilen hassaslıktan da fazladır. Bu açıdan bir sonraki hesaplar için $\Delta\alpha = 1^\circ$ alınmıştır.

5.4 Yanma Süresinin İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri

Yanma süresi φ_z 'nin iş çevrimi parametrelerine ve silindir çeperleriyle iş karışımı arasındaki ısı transferine etkisini ortaya çıkarmak amacı ile 20 adet iş çevrimi, $\varphi_z = 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 100^\circ$ ve $m = 0,6$ ve $1,5$ halleri için tutuşma avansı açısı θ 'nin optimal $(P_{i \max}, g_{i \min})$ ve buna yakın farklı değerlerinde hesaplanmıştır.

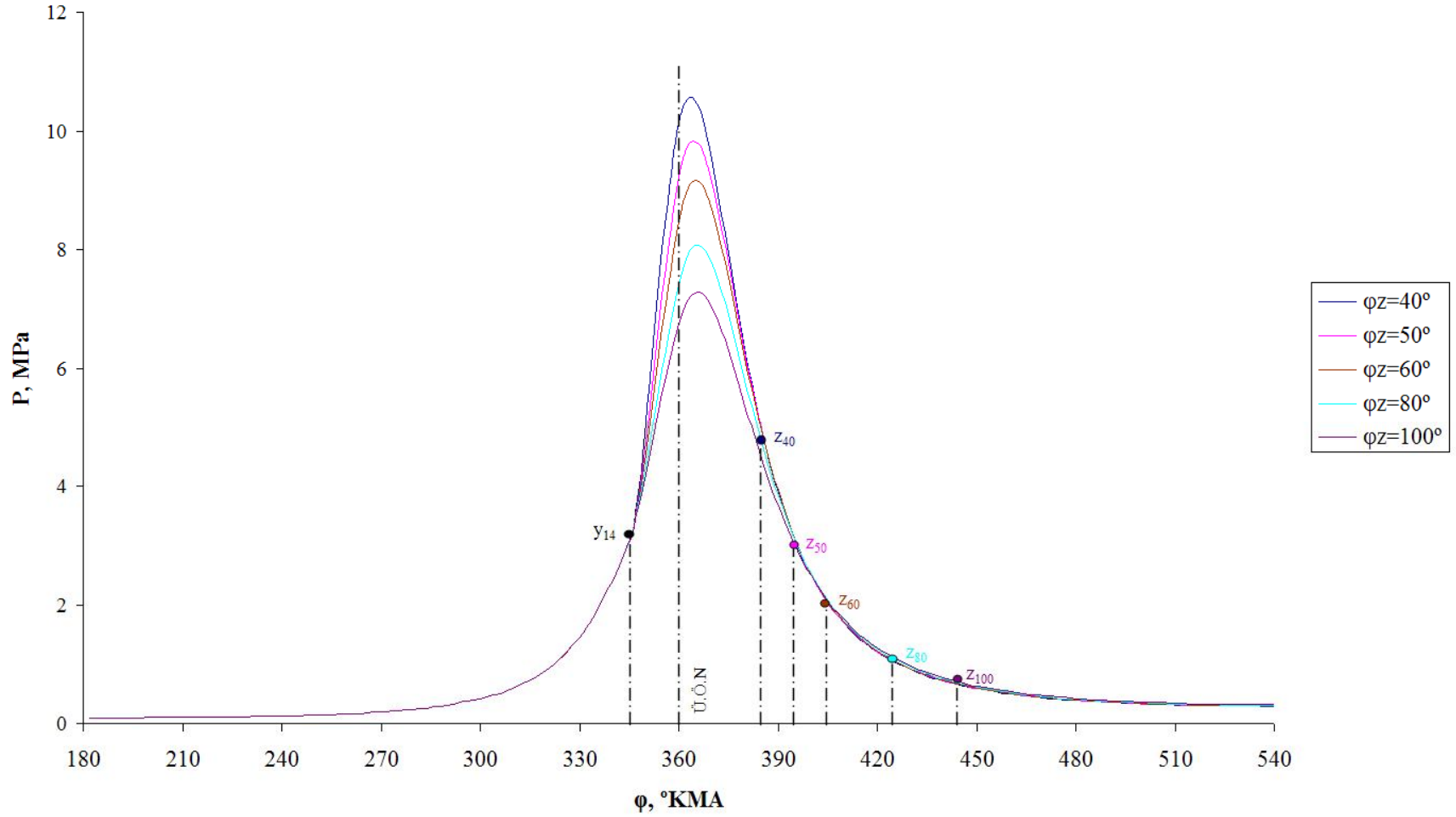
Şekil 5.1, 5.2, 5.3 ve 5.4'de $m = 0,6$ ve $\theta = 14^\circ$ iken φ_z 'nin beş değeri için, silindir içi basınç P , sıcaklık T , ısı akısı q_w ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} 'nin çevrim boyunca değişim eğrileri gösterilmiştir. Şekil 5.5, 5.6, 5.7 ve 5.8'de ise yukarıda adı geçen büyüklüklerin değişim eğrileri $m = 1,5$ ve $\theta = 14^\circ$ iken çizilmiştir.

Şekil 5.1 ve 5.5'den görüldüğü gibi, yanma süresi φ_z , yanma eğrisi yz 'ye çok büyük etki yapmaktadır. Hızlı yanma eğrisinin (y noktasından P_{\max} 'a tekabül eden noktaya kadar) eğimi, φ_z arttıkça keskin bir şekilde azalır. Ayrıca P_{\max} 'da keskin bir şekilde azalmaktadır. Ü.Ö.N'dan P_{\max} noktasına kadar olan α_p açısı ise artar.

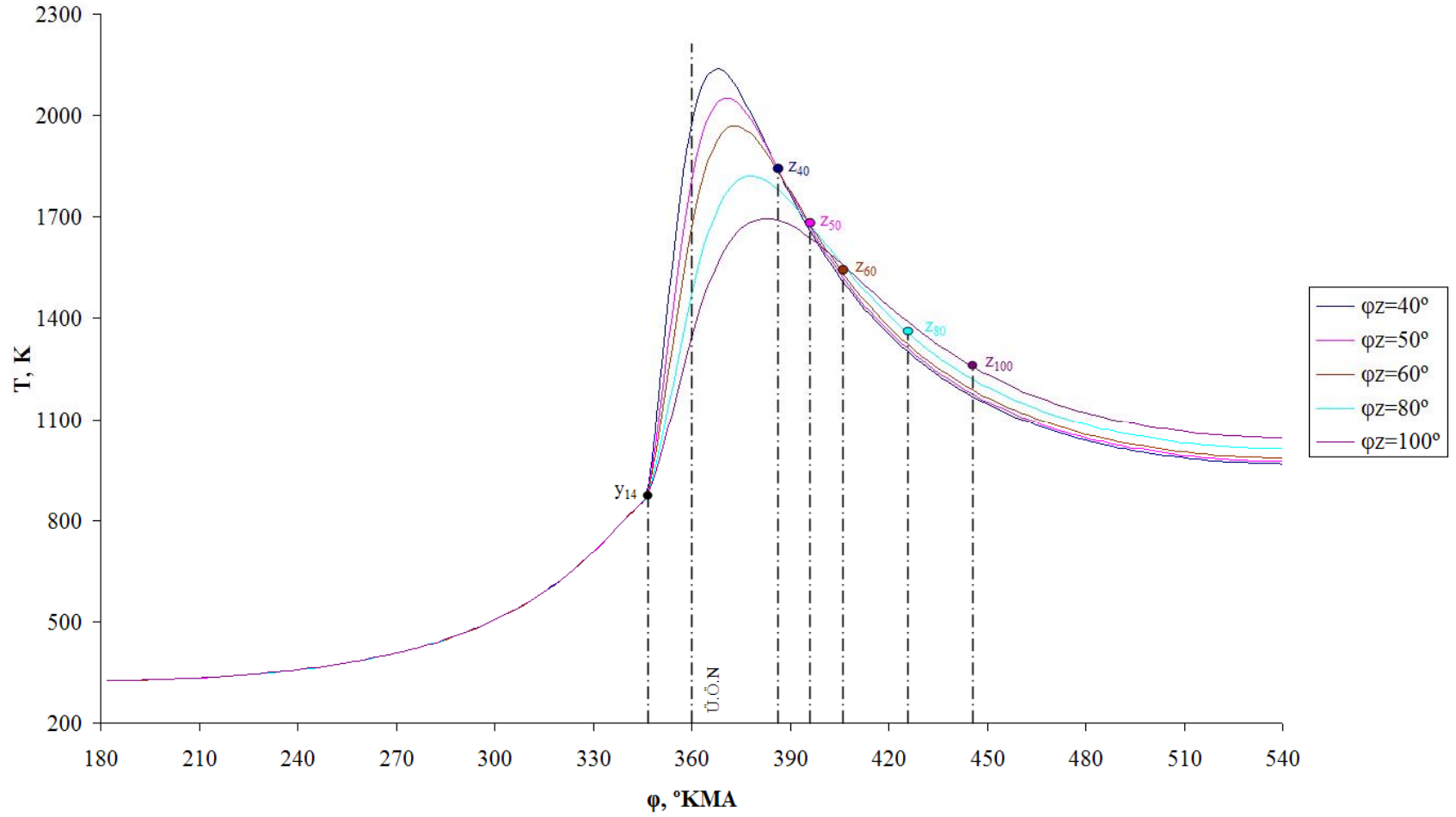
Şekil 5.2 ve 5.6'ya göre yanma süresi φ_z arttıkça T_{\max} keskin bir biçimde azalır. Ü.Ö.N'dan T_{\max} noktasına kadar olan α_T açısı ise büyür.

Şekil 5.3 ve 5.7'ye göre φ_z 'nin artması ile soğutma sistemine verilen toplam ısı akısı q_w 'nin maksimum değerinde kayda değer bir düşüş yaşanır (Örneğin,; $\varphi_z = 40^\circ$ iken $q_{w \max} = 102,0$ (kJ/kg i.k) olurken $\varphi_z = 100^\circ$ iken $q_{w \max} = 72,8$ (kJ/kg i.k) olur).

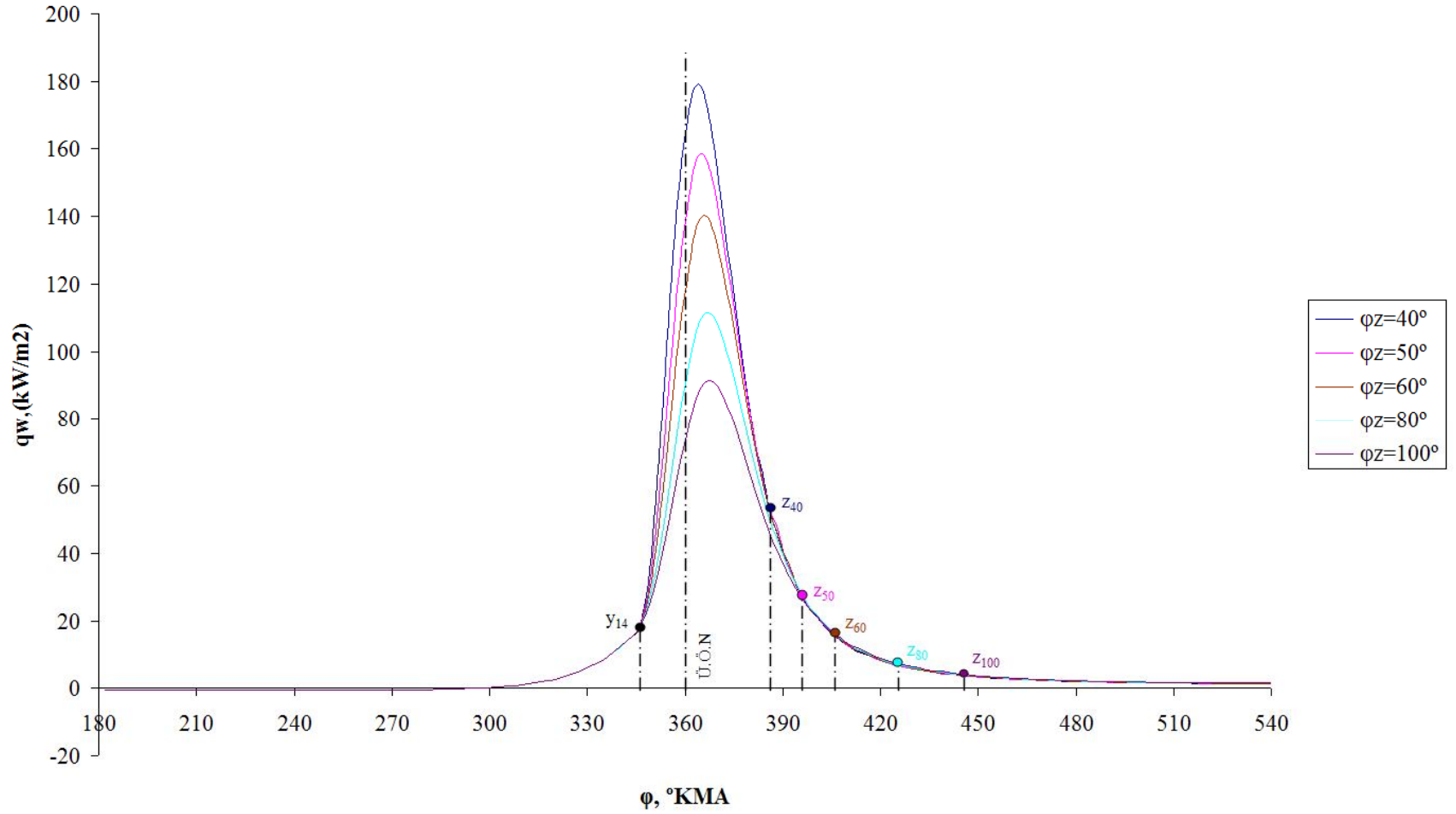
Şekil 5.4 ve 5.8'e göre ise φ_z arttıkça ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} 'nin maksimum değerinde önemli bir azalma görülür (Örneğin,; $m = 0,6$ sabit değerinde $\varphi_z = 40^\circ$ iken $h_{\text{ort max}} = 2,625$ (kW/m²·K) olurken, $\varphi_z = 100^\circ$ iken $h_{\text{ort max}} = 2,090$ (kW/m²·K) olur.



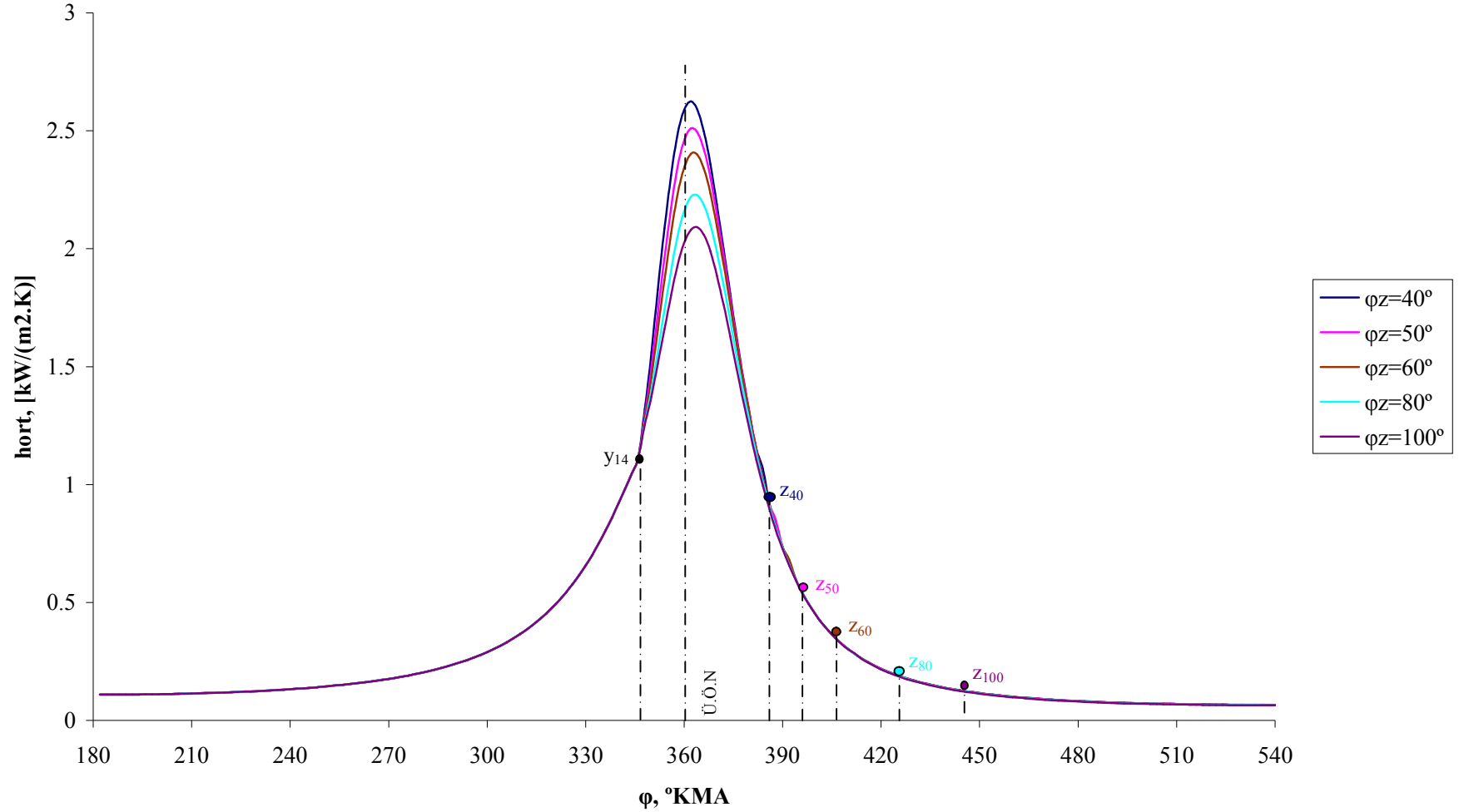
Şekil 5.1 Farklı yanma sürelerinde basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $m = 0,6$, $\theta = 14^\circ$, $P_k = 0,10$ MPa)



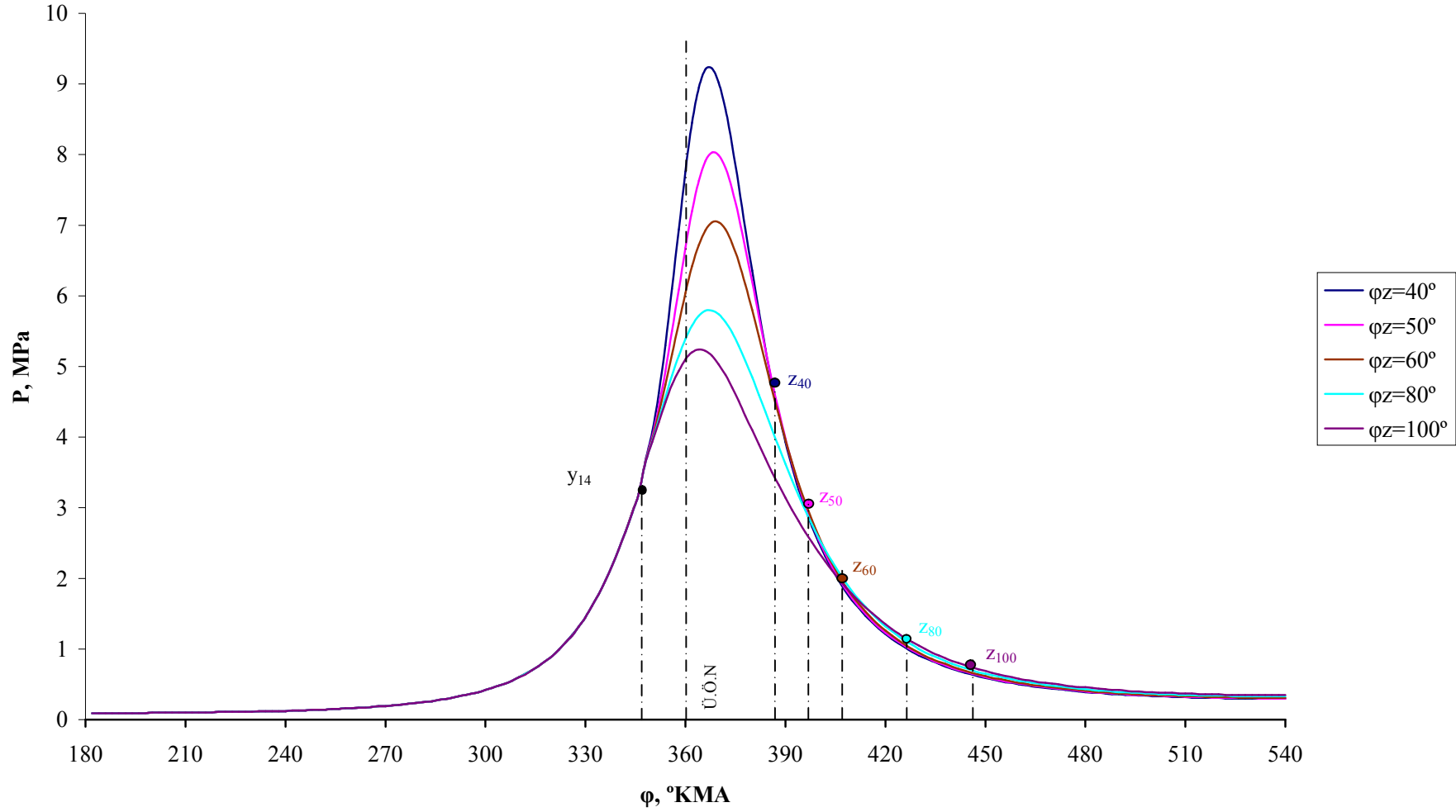
Şekil 5.2 Farklı yanma sürelerinde sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, m = 0,6, \theta = 14^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



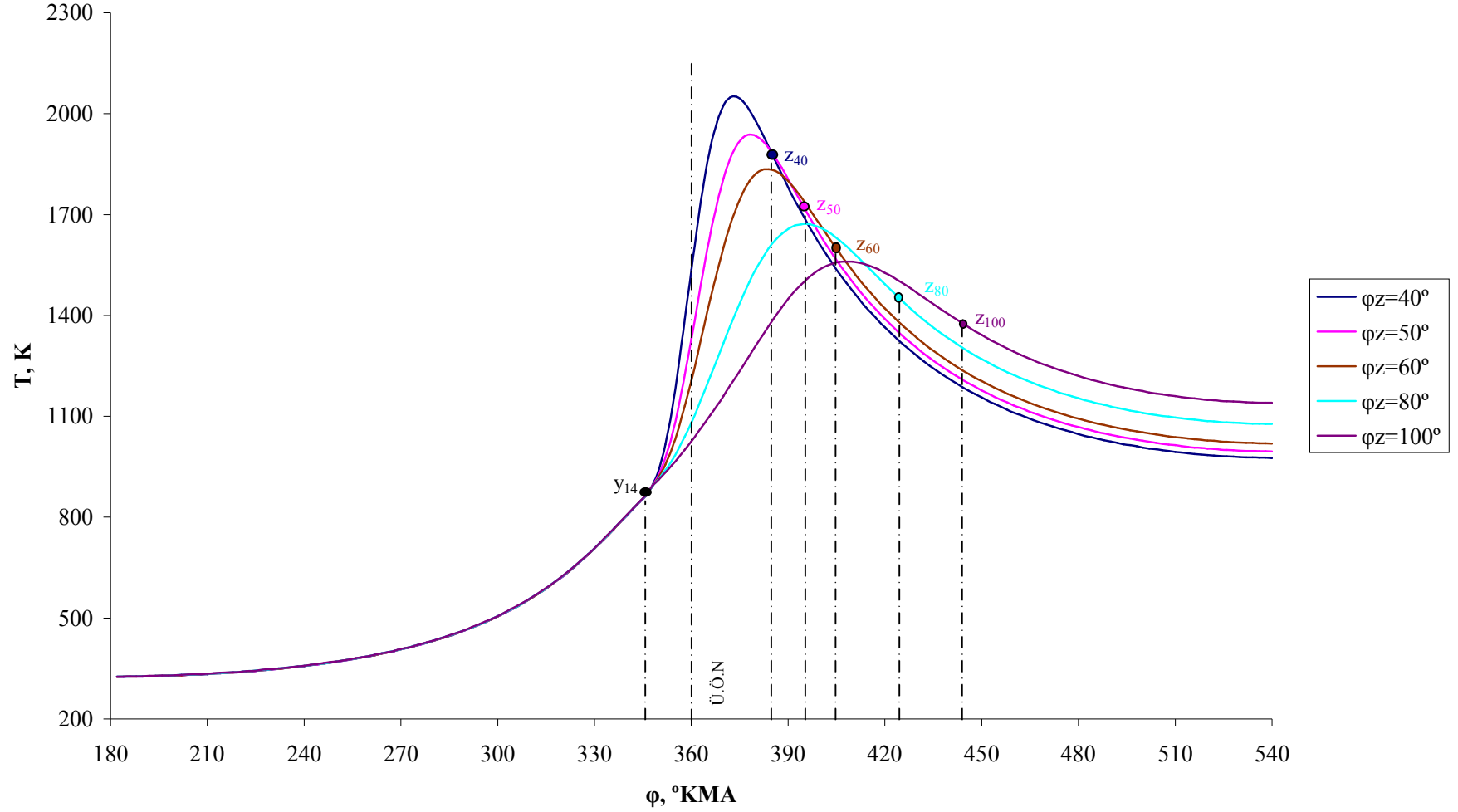
Şekil 5.3 Farklı yanma sürelerinde ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, m = 0,6, \theta = 14^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



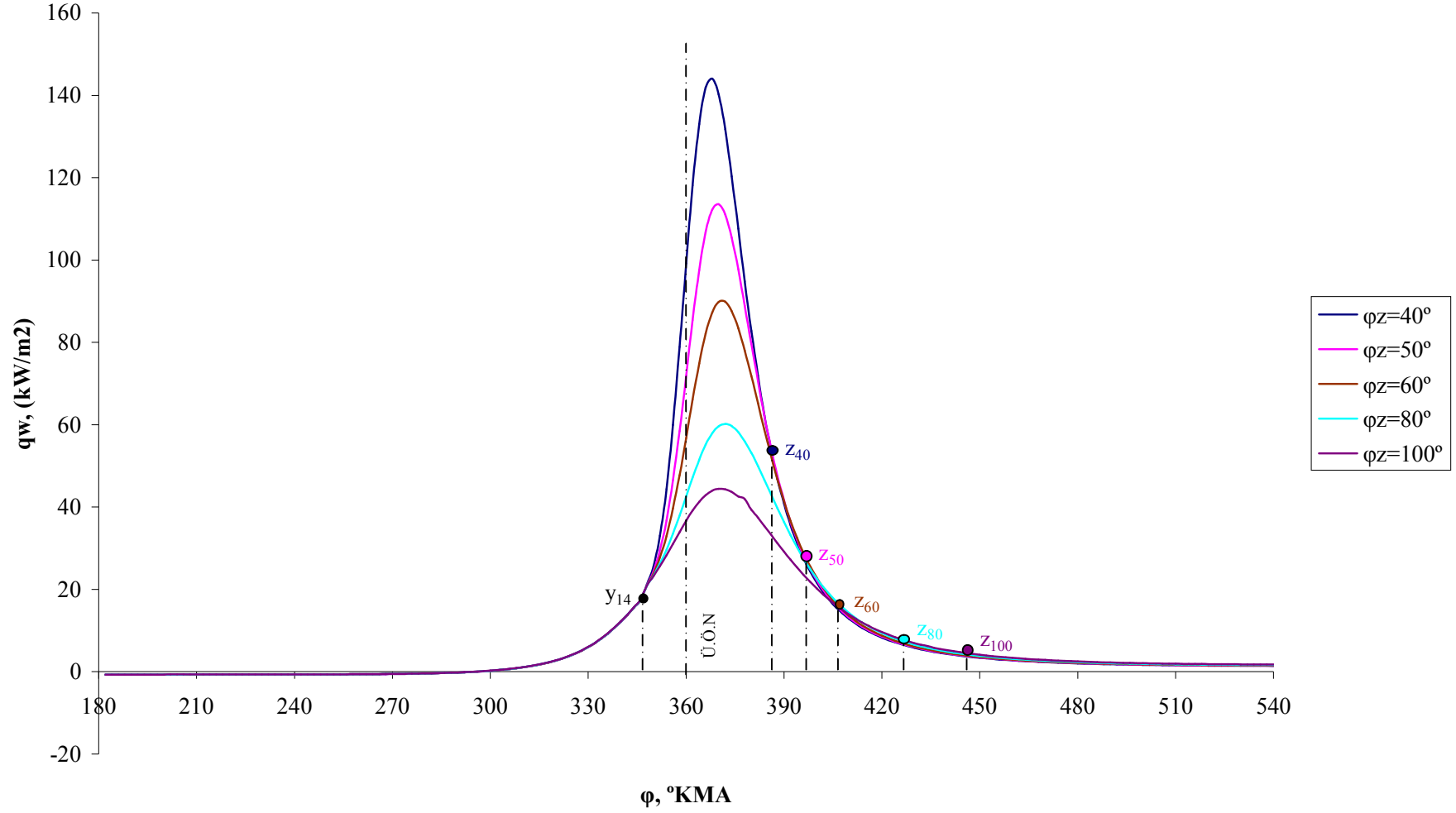
Şekil 5.4 Farklı yanma sürelerinde ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $m = 0,6$, $\theta = 14^\circ$, $P_k = 0,10$ MPa)



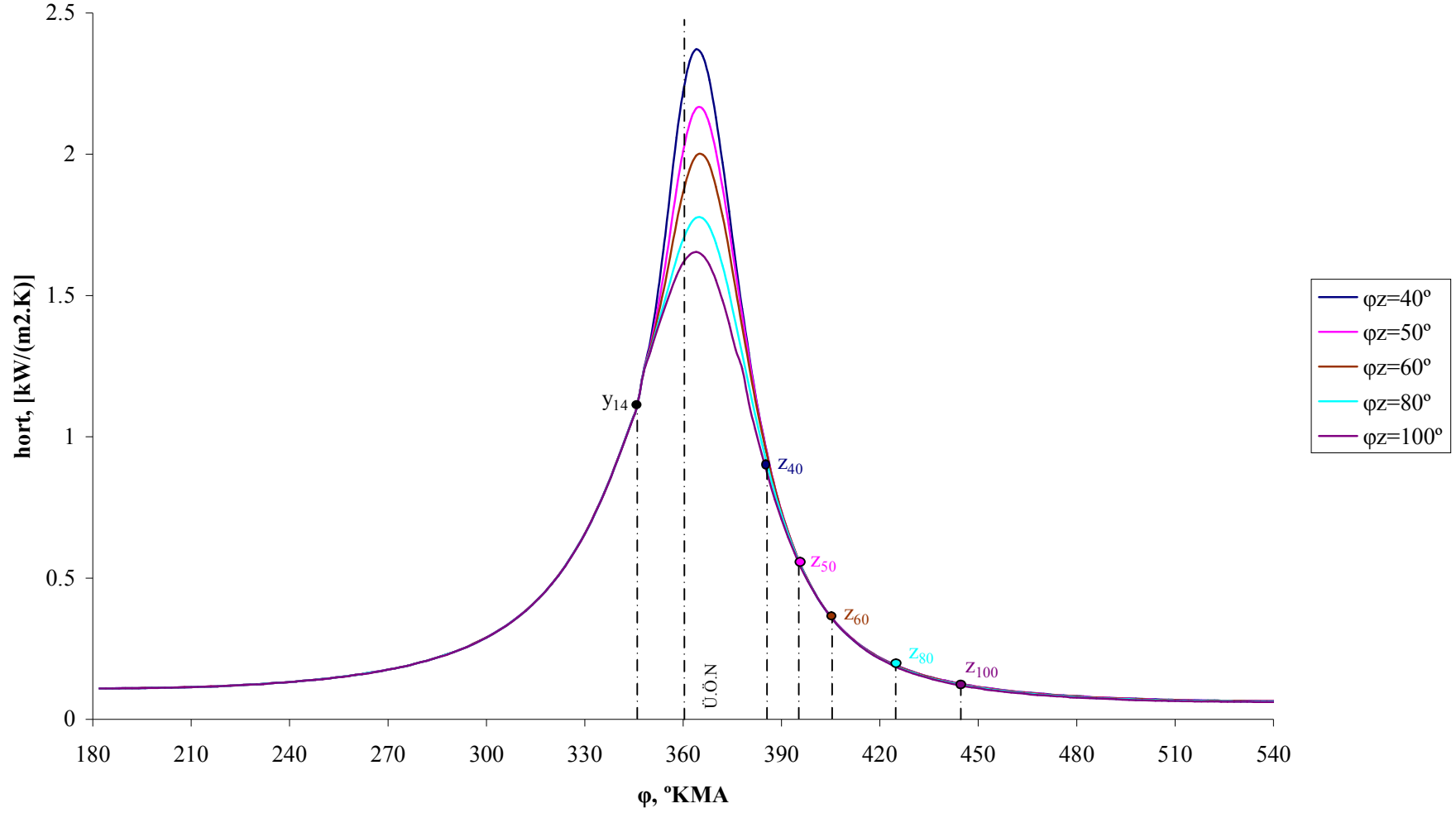
Şekil 5.5 Farklı yanma sürelerinde basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, m = 1,5, \theta = 14^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.6 Farklı yanma sürelerinde sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, m = 1,5, \theta = 14^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.7 Farklı yanma sürelerinde ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $m = 1,5$, $\theta = 14^\circ$, $P_k = 0,10$ MPa)



Şekil 5.8 Farklı yanma sürelerinde ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, m = 1,5, \theta = 14^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$

Araştırılmış beş adet çevrime ait temel parametrelerin sayısal değerleri Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'e aktarılmıştır.

Çizelge 5.2 Sabit tutuşma avansı açısında yanma süresinin iş çevrimi parametrelerine etkisi ($\theta = 14^\circ$, $\varepsilon = 17$, $\lambda = 1,6$, $\xi = 0,86$, $m = 0,6$, $P_k = 0,10$ MPa)

Çevrim Parametreleri	Φ_z				
	40	50	60	80	100
P_i (MPa)	0,861	0,864	0,861	0,845	0,818
η_i	0,461	0,463	0,462	0,453	0,439
g_i [gr/(kW.h)]	183,87	183,25	183,73	187,26	193,38
P_{max} (MPa)	10,56	9,83	9,16	8,07	7,28
α_p (derece)	4	5	5	6	6
$W_{p\ max}$ (Mpa/rad)	0,61	0,51	0,44	0,34	0,28
T_{max} (K)	2138,2	2052,4	1970	1821,2	1695
α_T (derece)	8	11	13	18	23
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	4	6	8	12	17
T_b (K)	967	975	985	1012	1045
P_b (MPa)	0,294	0,297	0,300	0,308	0,318
Q_z (kJ/kg i.k)	1466,8	1467,1	1467,4	1468,2	1469,1
Q_{wem} (kJ/kg i.k)	-15,30	-15,29	-15,29	-15,27	-15,26
Q_{ws} (kJ/kg i.k)	3,4	3,4	3,4	3,4	3,5
% Q_{ws}	1,77	1,89	2,00	2,22	2,48
Q_{wy} (kJ/kg i.k)	129,9	129,6	125,7	115,7	106,8
% Q_{wy}	67,59	71,86	73,95	75,46	75,71
Q_{wg} (kJ/kg i.k)	43,6	31,86	25,09	17,62	13,27
% Q_{wg}	22,68	17,66	14,76	11,49	9,41
Q_{weg} (kJ/kg i.k)	15,3	15,5	15,8	16,6	17,5
% Q_{weg}	7,96	8,59	9,29	10,83	12,41
$Q_w = Q_{wy} + Q_{wg}$ (kJ/kg i.k)	173,50	161,46	150,79	133,32	120,07
Q_{wt} (kJ/kg i.k)	192,20	180,36	169,99	153,32	141,07
% Q_{wz} (kJ/kg i.k)	8,85	8,83	8,57	7,88	7,27

Çizelge 5.3 Sabit tutuşma avansı açısında yanma süresinin iş çevrimi parametrelerine etkisi ($\theta = 14^\circ$, $\varepsilon = 17$, $\lambda = 1.6$, $\xi = 0.86$, $m = 1.5$, $P_k = 0.1$ MPa)

Çevrim Parametreleri	φ_z				
	40	50	60	80	100
P_i (MPa)	0,877	0,870	0,853	0,803	0,741
η_i	0,470	0,466	0,457	0,430	0,397
g_i [gr/(kW.h)]	180,35	181,96	185,50	197,10	213,54
P_{max} (MPa)	9,25	8,03	7,05	5,80	5,24
α_p (derece)	7	9	9	7	4
$W_{p\ max}$ (Mpa/rad)	0,42	0,30	0,22	0,16	0,15
T_{max} (K)	2051,6	1937,7	1835,2	1672,2	1560,5
α_T (derece)	13	18	24	35	48
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	6	9	15	28	44
T_b (K)	976	995	1019	1077	1140
P_b (MPa)	0,297	0,303	0,310	0,327	0,346
Q_z (kJ/kg i.k)	1467,1	1467,7	1468,4	1470,0	1471,5
Q_{wem} (kJ/kg i.k)	-15,29	-15,28	-15,27	-15,24	-15,21
Q_{ws} (kJ/kg i.k)	3,4	3,4	3,4	3,5	3,5
% Q_{ws}	2,06	2,27	2,46	2,88	3,15
Q_{wy} (kJ/kg i.k)	102,0	97,8	91,6	80,5	72,8
% Q_{wy}	61,80	65,17	66,34	66,24	65,49
Q_{wg} (kJ/kg i.k)	44,16	32,78	26,28	19,13	14,86
% Q_{wg}	26,75	21,84	19,03	15,74	13,37
Q_{weg} (kJ/kg i.k)	15,5	16,1	16,8	18,4	20,0
% Q_{weg}	9,39	10,73	12,17	15,14	17,99
$Q_w = Q_{wy} + Q_{wg}$ (kJ/kg i.k)	146,16	130,58	117,88	99,63	87,66
Q_{wt} (kJ/kg i.k)	165,06	150,08	138,08	121,53	111,16
% Q_{wz} (kJ/kg i.k)	6,95	6,66	6,24	5,47	4,94

Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'den görüldüğü gibi P_i , η_i ve g_i parametreleri $m = 0,6$ iken $\varphi_z = 50^\circ$ olduğunda, $m = 1,5$ 'de ise $\varphi_z = 40^\circ$ olduğunda optimal değerlerine ulaşırlar. φ_z 'nin bundan küçük ve özellikle bundan büyük değerlerinde anılan parametreler kötüleşir. Örneğin, $m = 0,6$ 'da $\varphi_z = 50^\circ$ iken $P_i = 0,864$ (MPa), $\eta_i = 0,463$ ve $g_i = 183,25$ [gr/(kW·h)] değerlerine karşın, $\varphi_z = 40^\circ$ olduğunda sırası ile $P_i = 0,861$ MPa (%0,35 ↓), $\eta_i = 0,461$ (%0,43 ↓) ve $g_i = 183,87$ [gr/(kW·h)] (%0,33 ↑), $\varphi_z = 80^\circ$ olduğunda sırası ile $P_i = 0,845$ MPa (%2,25 ↓), $\eta_i = 0,453$ (%2,21 ↓) ve $g_i = 187,26$ [gr/(kW·h)] (%2,14 ↑) olduğu görülmüştür, dolayısıyla parantez içi değerler kadar kötüleşme ortaya çıkmıştır. Aynı şekilde $m = 1,5$ 'de $\varphi_z = 40^\circ$ iken $P_i = 0,877$ MPa, $\eta_i = 0,470$ ve $g_i = 180,35$ [gr/(kW·h)] değerlerine sahip olurken, $\varphi_z = 100^\circ$ olduğunda sırası ile $P_i = 0,741$ MPa (%18,35 ↓), $\eta_i = 0,397$ (%18,38 ↓) ve $g_i = 213,54$ [gr/(kW·h)] (%15,54 ↑) olduğu görülmektedir. Bu kötüleşme şöyle açıklanabilir:

- φ_z 'nin büyük değerlerinde, yani yanma süresinin fazla uzamasında silindir içi hacmin süratle büyümesinden dolayı, silindir içi basınç önemli ölçüde azalır. Soğutma sistemine verilen ve egzoz gazları ile yitirilen ısı artar ve bu durumun doğal sonucu olarak da yukarıda anılan parametreler kötüleşir.
- φ_z 'nin küçük değerlerinde başka bir deyişle yanma süresinin küçülmesi halinde ise çevrimin maksimum basıncının %10, basınç artış hızının %80 oranında ve negatif yanmalı sıkıştırma işinin aşırı şekilde artmasına neden olur. Bu da motorun ömür uzunluğu, verim ve ekonomikliğinin azalmasına neden olur. Ayrıca φ_z arttıkça T_{max} azalır, Örneğin, $m = 0,6$ 'da $\varphi_z = 40^\circ$ iken $T_{max} = 2051,6$ K olduğu halde, $\varphi_z = 100^\circ$ iken $T_{max} = 1560,5$ K olur. T_{max} 'a tekabül eden α_T açısı ise artış gösterir. Bütün hallerde T_{max} , P_{max} 'dan sonra gelir. Üstelik T_{max} 'ın P_{max} 'a göre ilerlemesini gösteren $\alpha_T - \alpha_p$ açı farkı φ_z 'nin artışı ile devamlı yükselir. Genişleme sonu sıcaklığı T_b ve basıncı P_b 'de φ_z 'nin yükselmesi ile artar.

Çizelge 5.2'den görüldüğü gibi yanma zamanında ısı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine karşın çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%68-76'sı bu zamanda iletilir. Ayrıca φ_z 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wy}) artar. Örneğin, $\varphi_z = 40^\circ$ iken $Q_{wy} = \%67,59$ değerini alırken, $\varphi_z = 100^\circ$ olduğunda $Q_{wy} = \%75,71$ olmaktadır. Isı transferindeki bu artış şöyle açıklanabilir:

- φ_z 'nin artmasıyla yani yanma süresinin uzamasıyla silindir içi hacmin ve bu hacme tekabül eden ısı alan yüzeyin hızla büyümesinden dolayı soğutma sistemine verilen ısı miktarı artar.

Benzer durum $m = 1,5$ olduğunda da geçerlidir.

Net genişleme sırasında gaz basıncı ve sıcaklığı hızla azalır (Bkz. Şekil 5.1, 5.2, 5.5 ve 5.6). Bunun doğal sonucu olarak alevin ışınım şiddeti düşer ve daha sonra ışınım sona erer. Bu sırada ısı transferi ısı alan yüzeylerin büyük değerlerinde gerçekleştiği için ısı akısındaki önemli düşüğe rağmen iş karışımından yanma odası çeperlerine kayda değer bir miktarda ısı iletilir (Çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının ~%9-23'ü kadar). Ayrıca φ_z 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wg}) azalır. Örneğin, $\varphi_z = 40^\circ$ iken $Q_{wg} = \%22,68$ değerini alırken, $\varphi_z = 100^\circ$ olduğunda $Q_{wg} = \%9,41$ olmaktadır. Isı transferindeki bu azalma şöyle açıklanabilir:

- φ_z 'nin artmasıyla yani yanma süresinin uzamasıyla net genişleme süresi azalır. Dolayısıyla ısı transferi için yeterli zamanın olmayışı, net genişleme zamanında kaybedilen ısı miktarını azaltır.

Benzer durum $m = 1,5$ olduğunda da geçerlidir.

Bilindiği gibi egzoz zamanının başlarında (egzoz supabının açıldığı nadan A.Ö.N. civarına dek) yanma ürünlerinin basıncı, sıcaklığı ve miktarı hızla azalır. Daha sonra hafif değişir. Egzoz zamanında ısının iş karışımından duvarlara verilmesi esasen taşınım ile olur. Işınım ile ısı transferi ise toplam ısı kaybının önemsiz bir payını oluşturur. Egzoz zamanında duvarlara verilen ısı miktarı çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%8-12'si kadardır. Ayrıca φ_z 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{weg}) artar. Örneğin, $\varphi_z = 40^\circ$ iken $Q_{weg} = \%7,96$ değerini alırken, $\varphi_z = 100^\circ$ olduğunda $Q_{weg} = \%12,41$ olmaktadır. Isı transferindeki bu artış şöyle açıklanabilir:

- φ_z 'nin artmasıyla net genişleme sonu sıcaklığı T_b artar (Örneğin, $\varphi_z = 40^\circ$ iken $T_b = 967$ K değerini alırken, $\varphi_z = 100^\circ$ olduğunda $T_b = 1045$ K olmaktadır). T_b arttığı için net genişlemede φ_z 'nin artmasına bağlı olarak soğutma sistemine verilen ısı miktarı da artar.

İş çevriminin $m = 0,6$ ve $\varphi_z = 40^\circ, 60^\circ$ ve 100° değerlerinde çeşitli tutuşma avansı açıları için elde edilmiş $P = f(\varphi)$, $T = f(\varphi)$, $q_w = f(\varphi)$ ve $h_{ort} = f(\varphi)$ grafikleri aşağıda verilmiştir. Söz konusu grafiklerde θ_{opt} 'a tekabül eden eğrileri de görmek mümkündür.

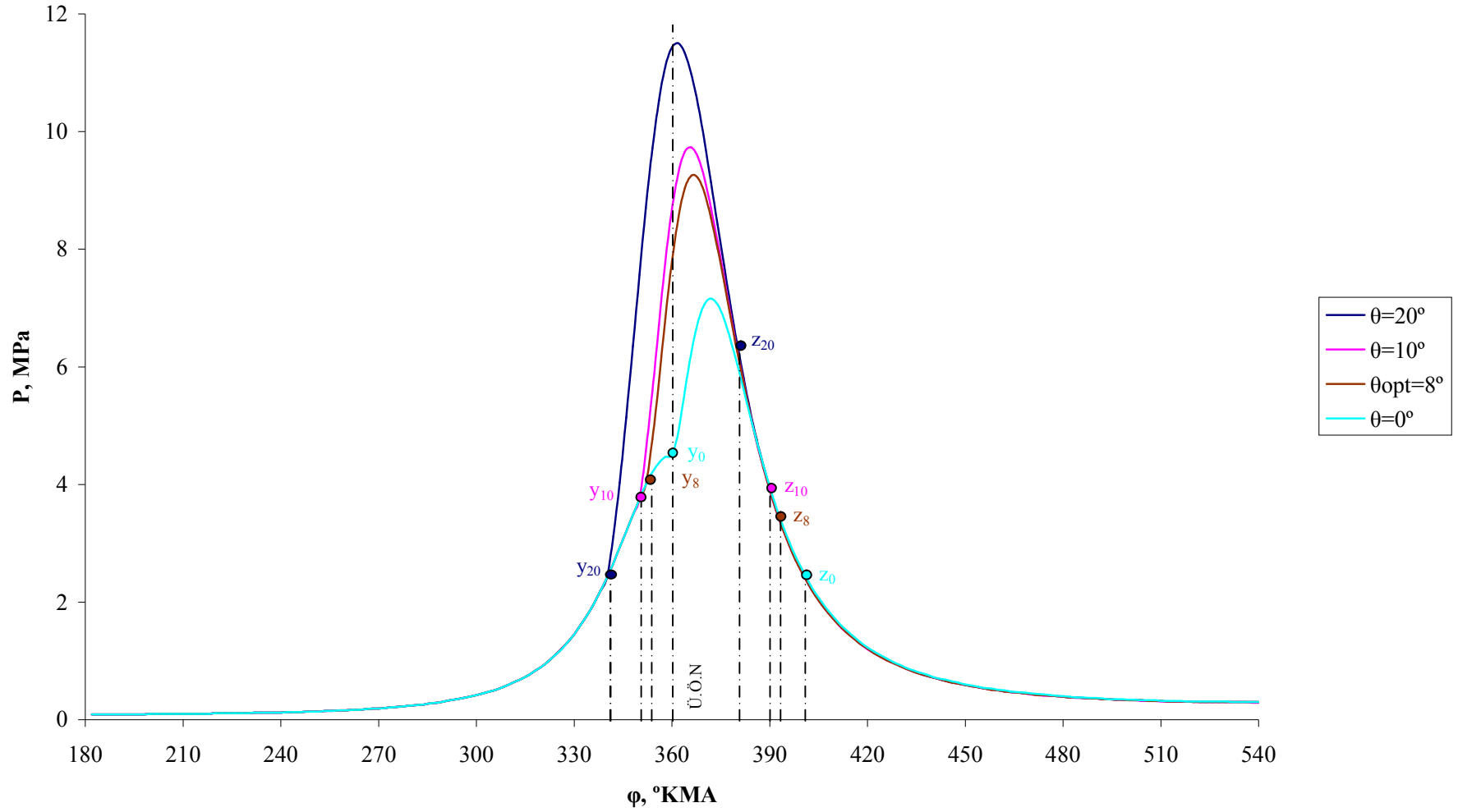
Çeşitli yanma sürelerinde yanma karakteri göstergesi m 'nin iki değeri için ($m = 0,6$ ve $m = 1,5$) elde edilen sayısal değerler Çizelge 5.4'te özetlenmiştir.

Çizelge 5.4'den görüldüğü gibi her bir yanma süresi φ_z 'ye belirli bir θ_{opt} değeri denk gelmektedir ve bu değerde P_i 'nin en büyük değerine, g_i 'nin ise en küçük değerine ulaştığı görülür.

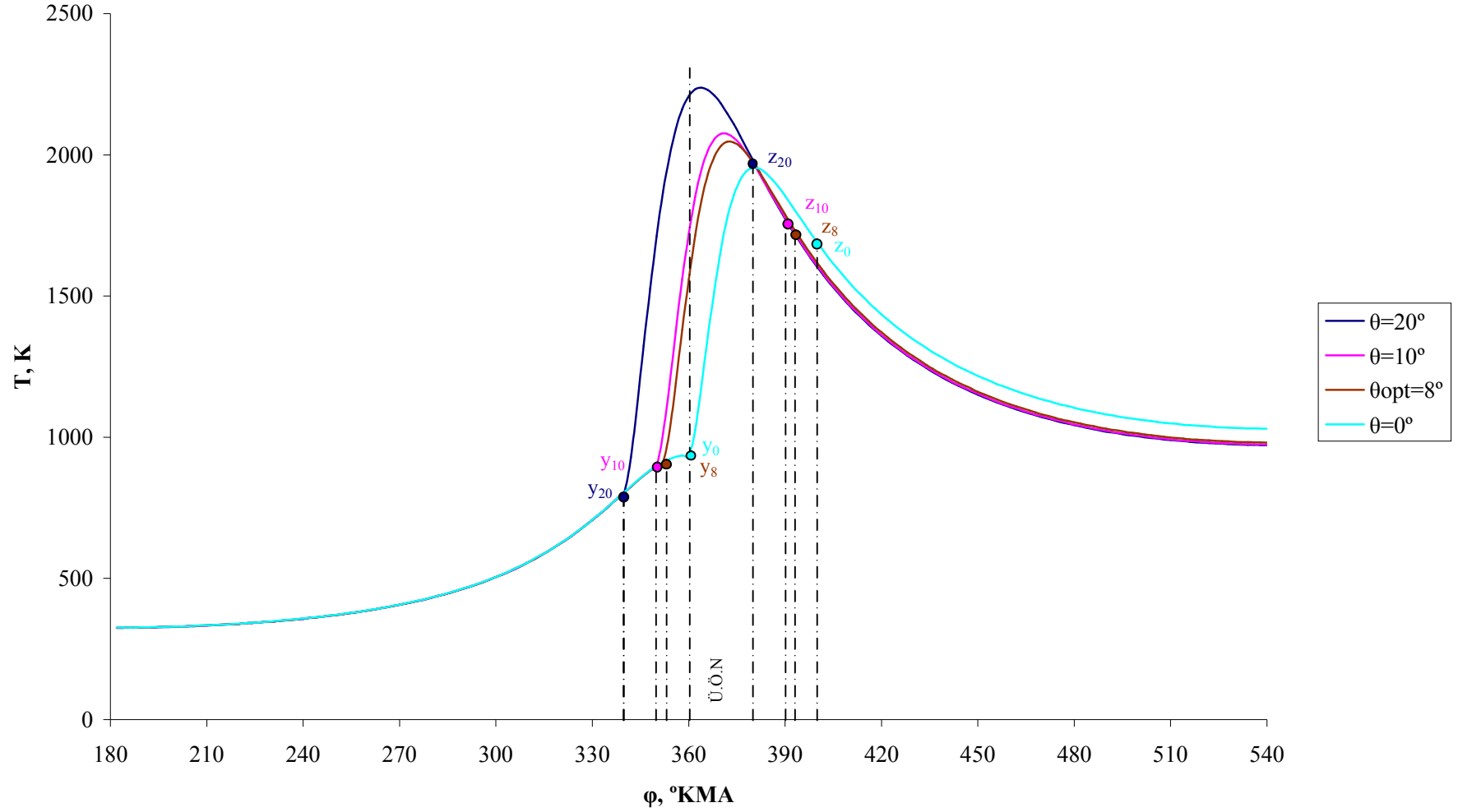
Çizelge 5.4 φ_z ve m 'ye bağlı optimal parametre değerleri

φ_z ($^\circ$ KMA)	m=0,6			m=1,5		
	$P_{i\max}$ (MPa)	g_i [gr / (kW · h)]	θ_{opt} ($^\circ$ KMA)	$P_{i\max}$ (MPa)	g_i [gr / (kW · h)]	θ_{opt} ($^\circ$ KMA)
20	0,875	180,84	4 $^\circ$	0,880	179,79	7 $^\circ$
40	0,873	181,24	8 $^\circ$	0,877	180,34	12 $^\circ$
60	0,863	183,45	12 $^\circ$	0,862	183,65	20 $^\circ$
100	0,825	191,87	18 $^\circ$	0,810	195,33	34 $^\circ$

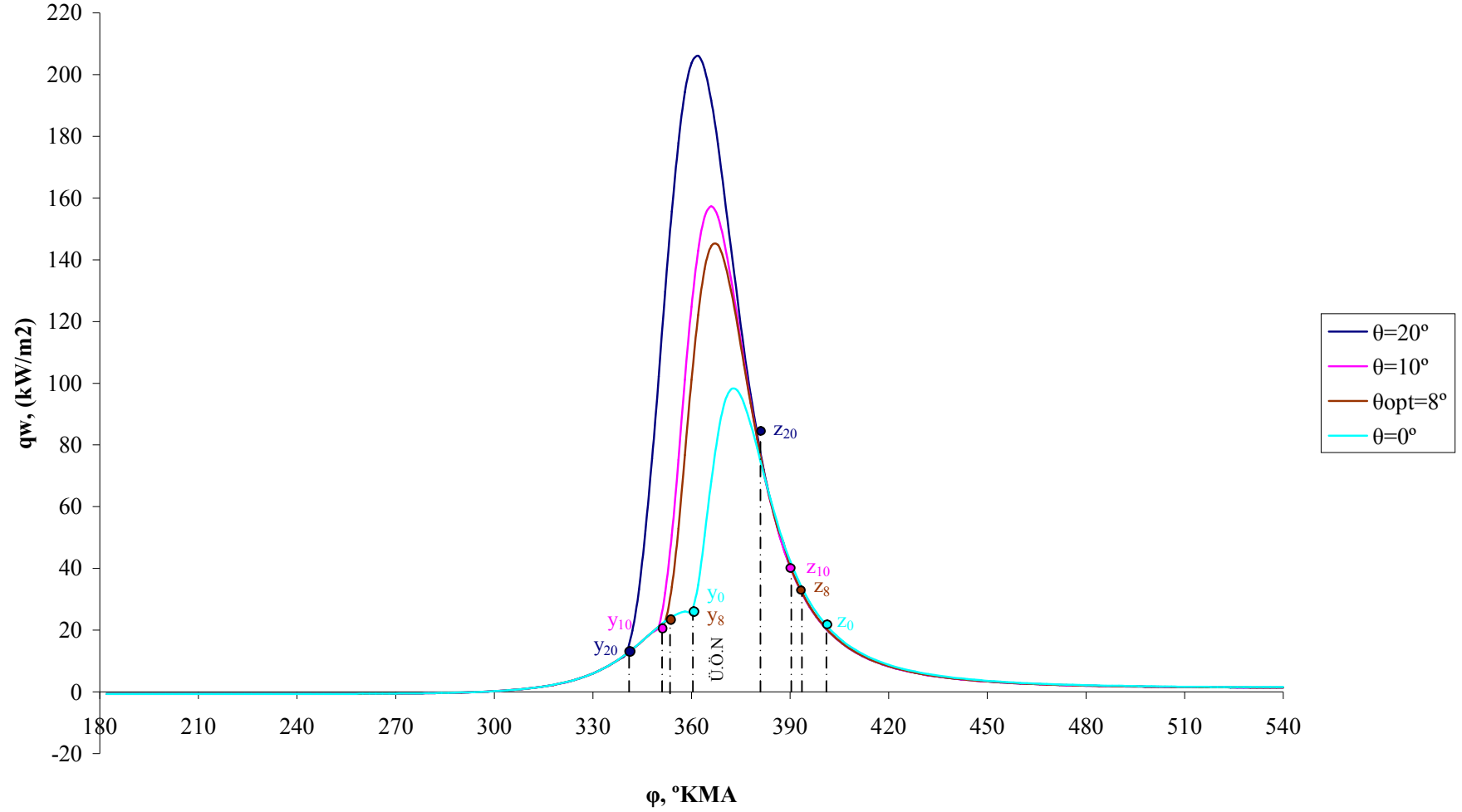
Çizelge 5.4'e göre yanma süresi φ_z ve yanma karakteri göstergesi m 'nin artması ile optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} artar.



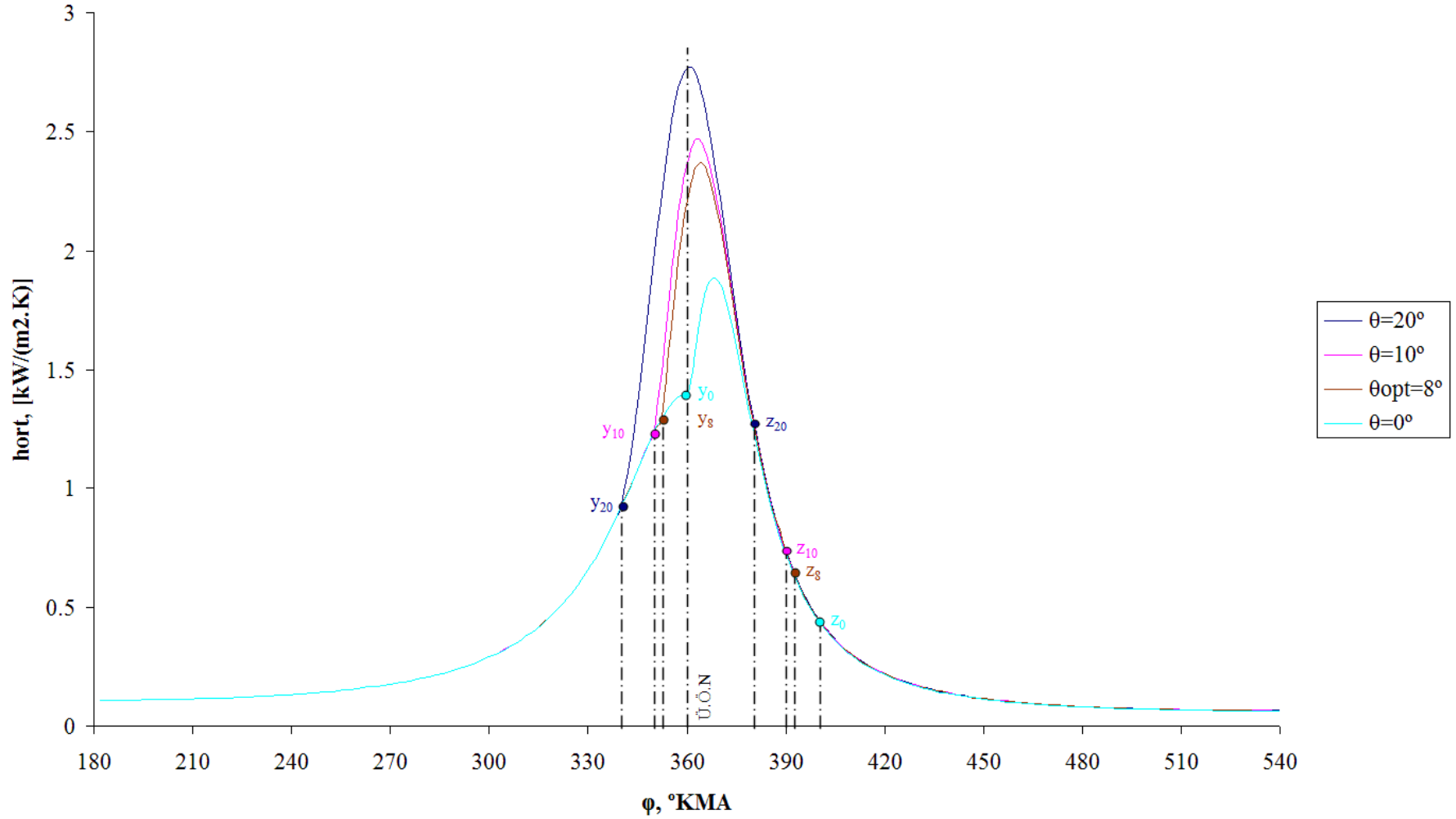
Şekil 5.9 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 40^\circ$ iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, m = 0,6, \xi = 0,86, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



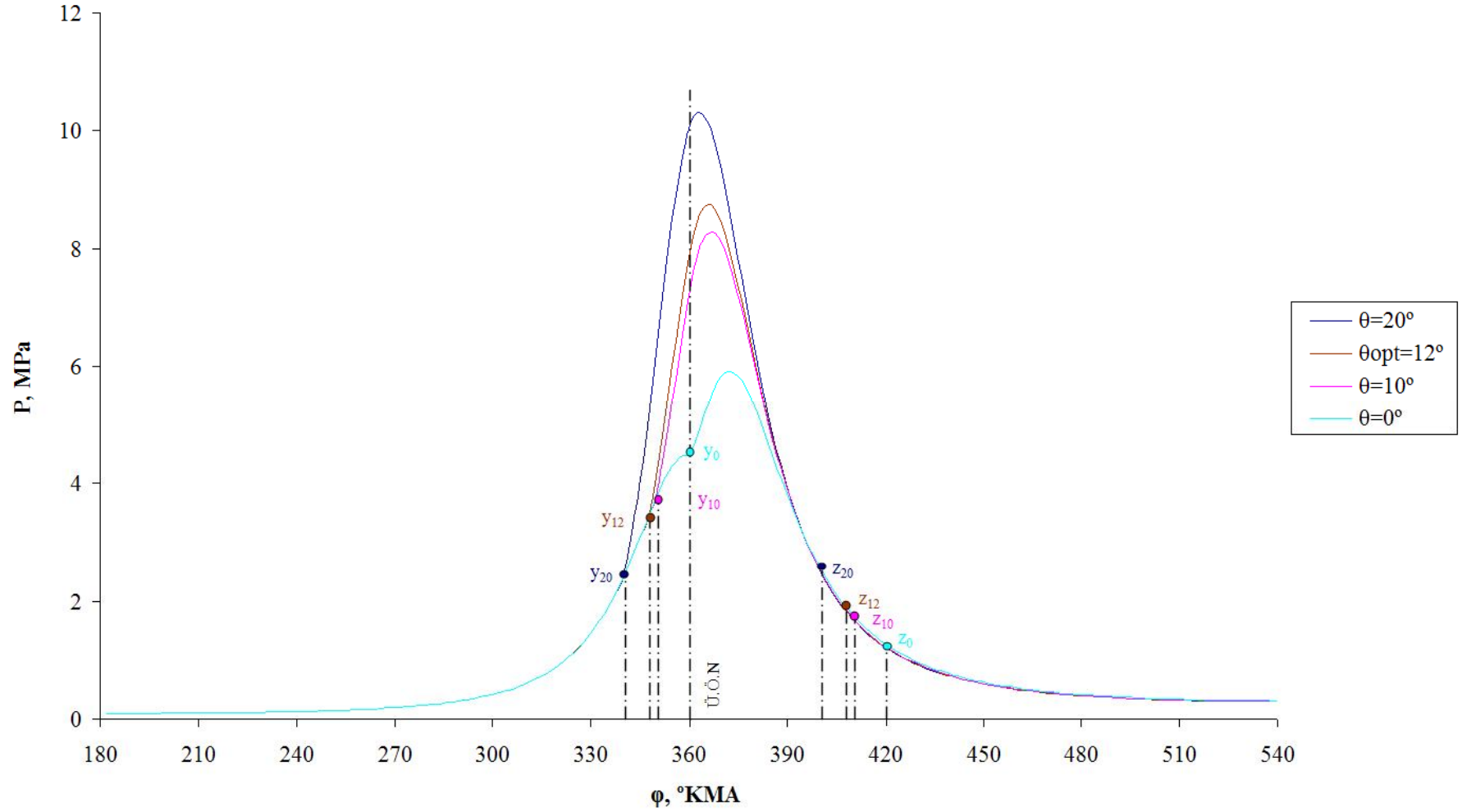
Şekil 5.10 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\phi_z = 40^\circ$ iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, m = 0,6, \xi = 0,86, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



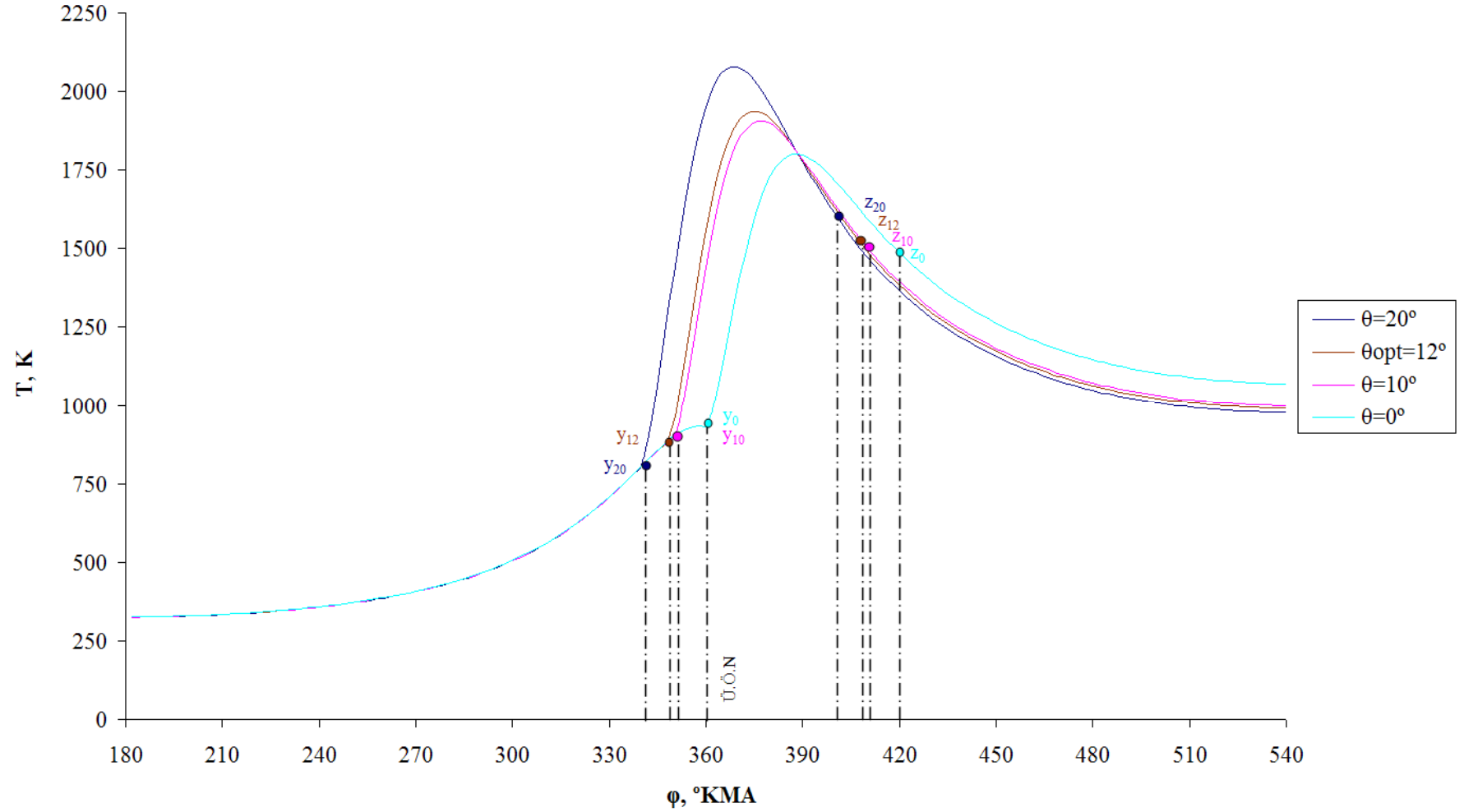
Şekil 5.11 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\phi_z = 40^\circ$ iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\varepsilon = 17$, $\lambda = 1,6$, $m = 0,6$, $\xi = 0,86$, $P_k = 0,10$ MPa)



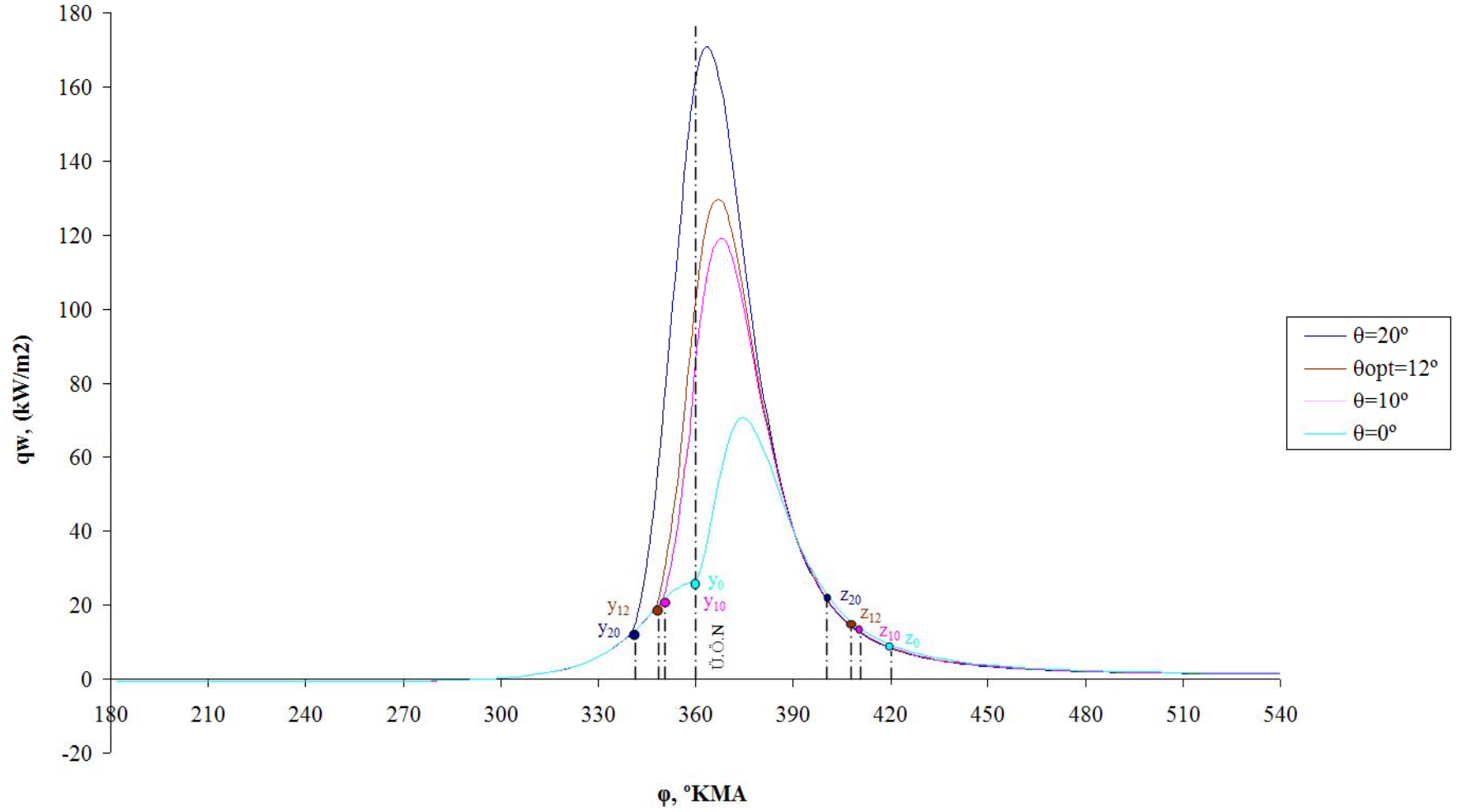
Şekil 5.12 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\phi_z = 40^\circ$ iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($\varepsilon = 17$, $\lambda = 1,6$, $m = 0,6$, $\xi = 0,86$, $P_k = 0,10$ MPa)



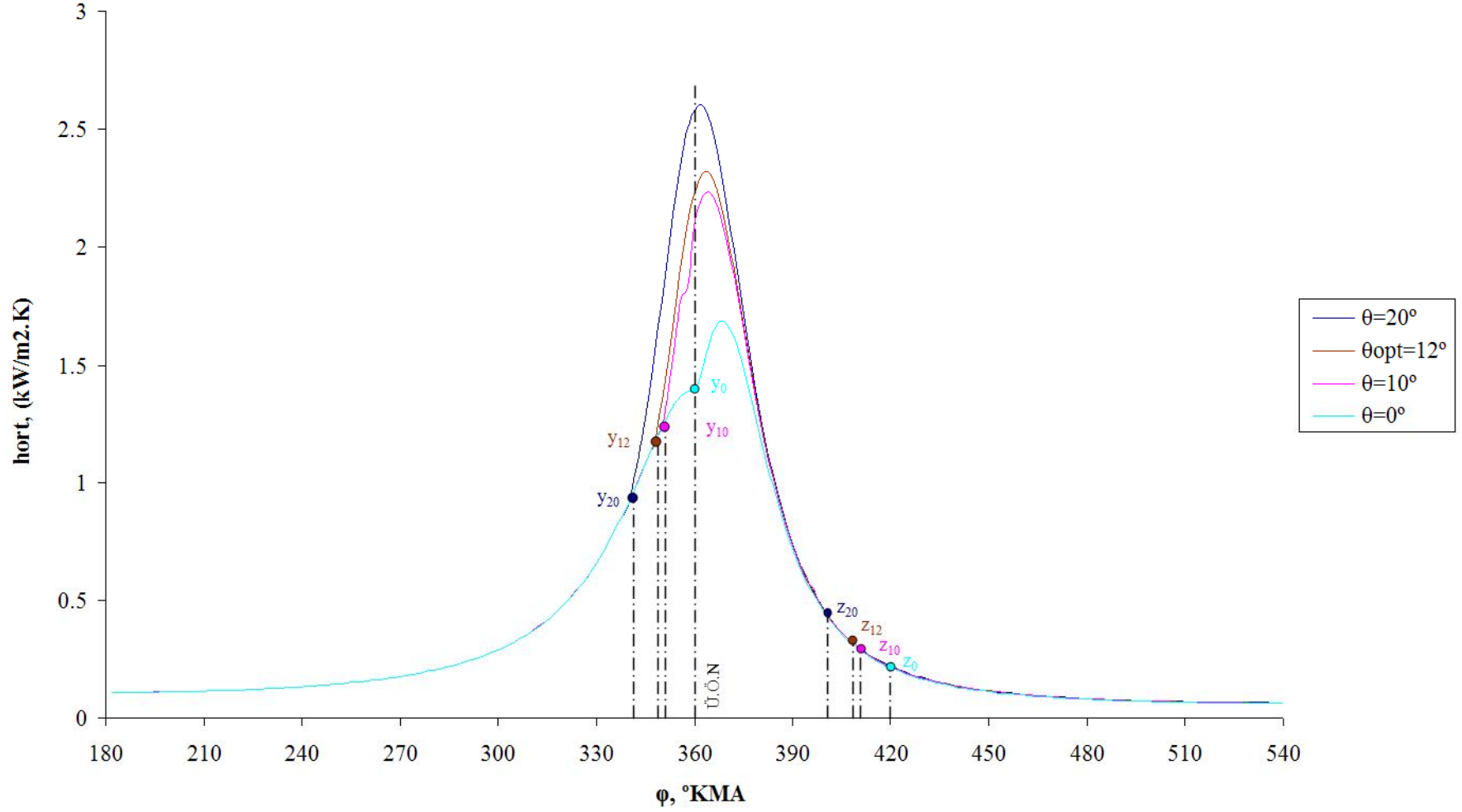
Şekil 5.13 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 60^\circ$ iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, m = 0,6, \xi = 0,86, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



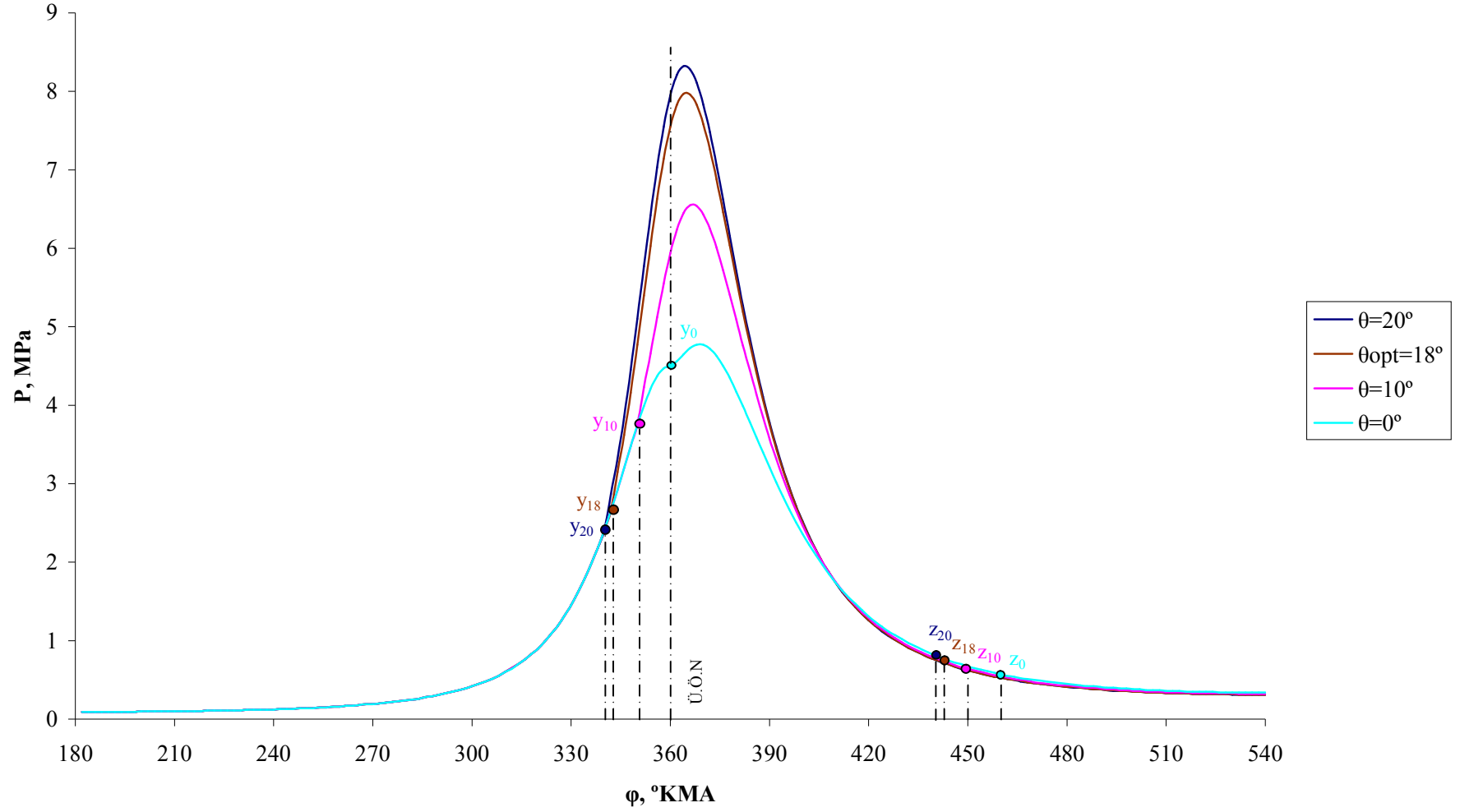
Şekil 5.14 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 60^\circ$ iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, m = 0,6, \xi = 0,86, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



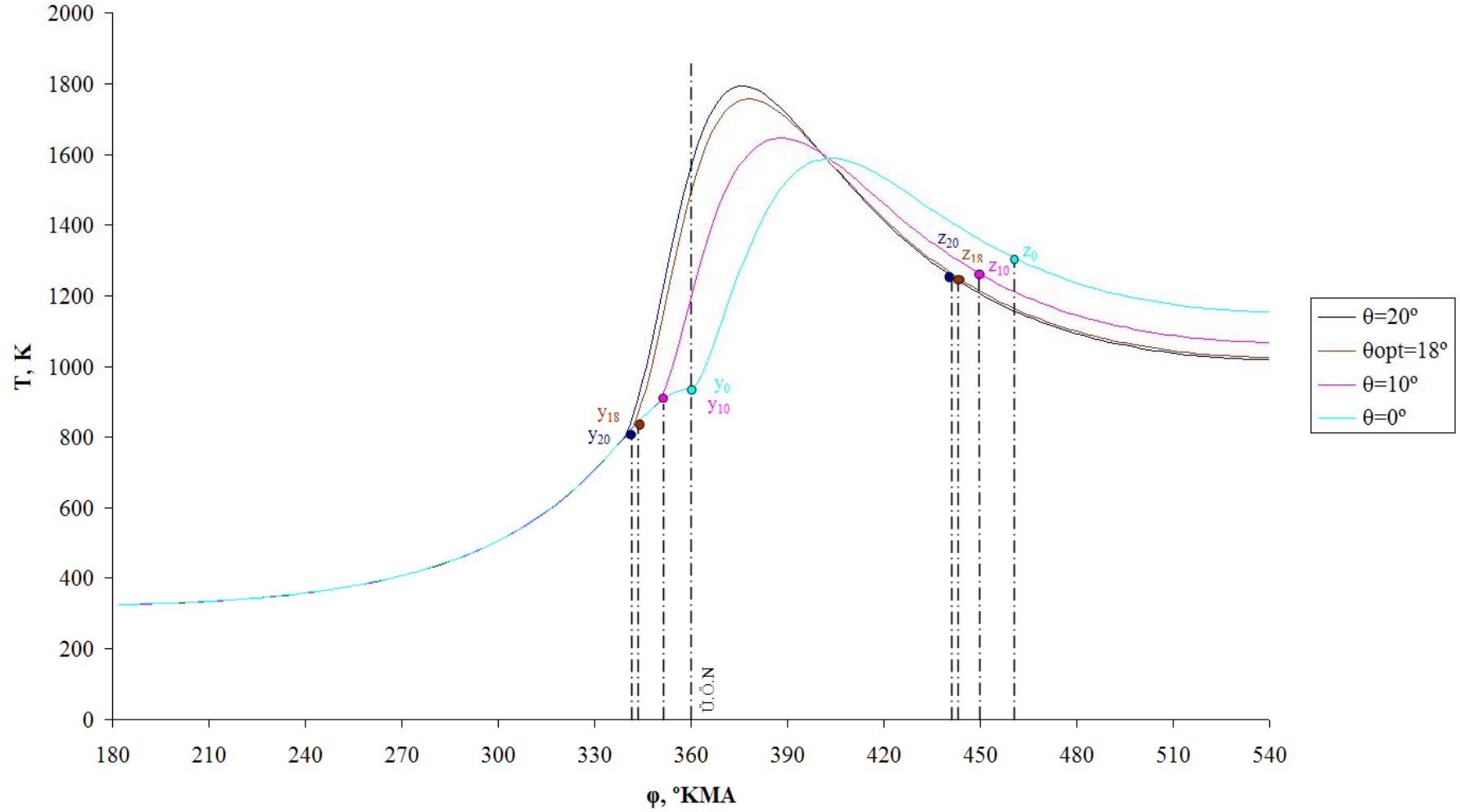
Şekil 5.15 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\phi_z = 60^\circ$ iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, m = 0,6, \xi = 0,86, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



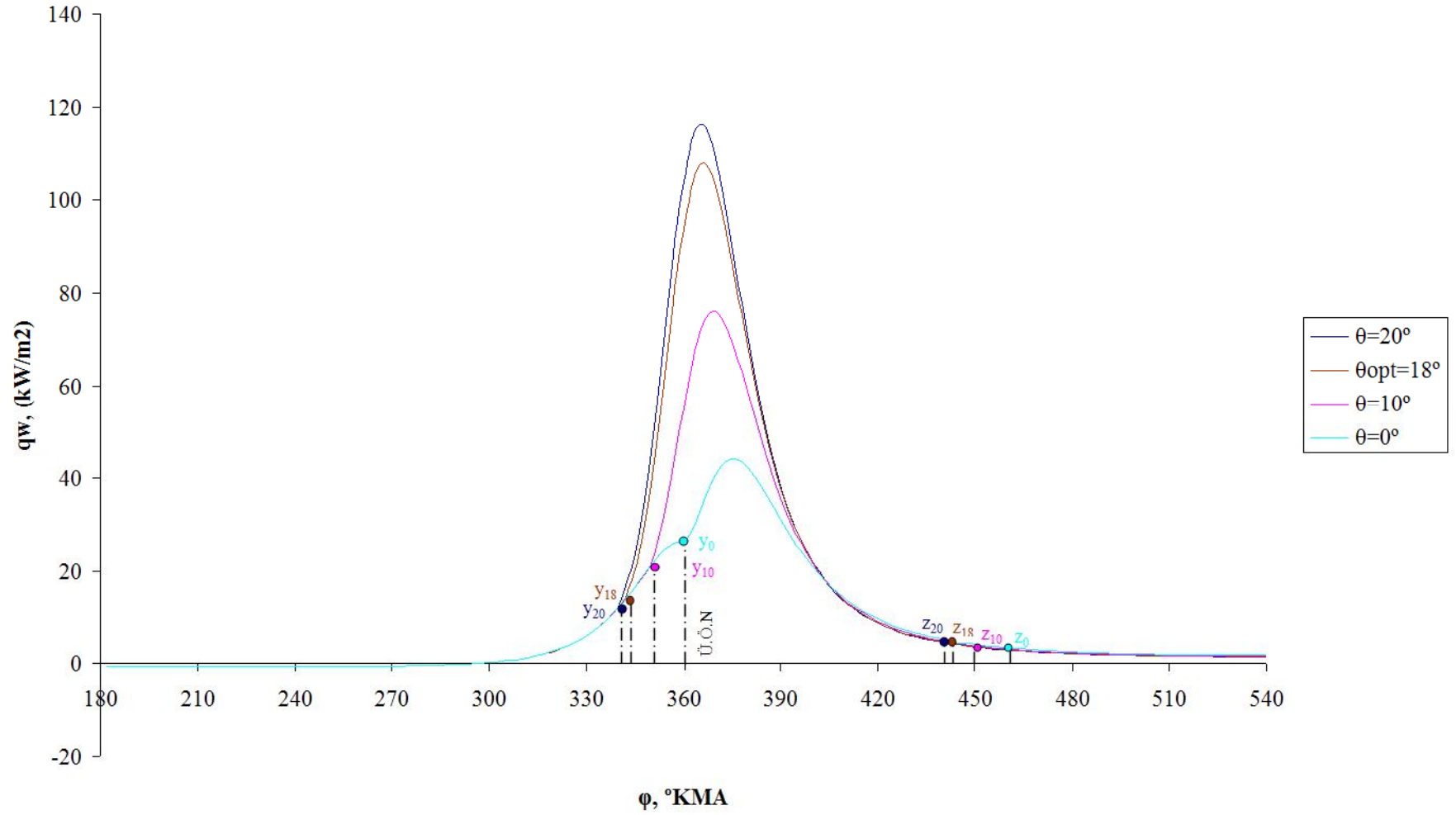
Şekil 5.16 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\phi_z = 60^{\circ}$ iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri ($\varepsilon = 17$, $\lambda = 1,6$, $m = 0,6$, $\xi = 0,86$, $P_k = 0,10$ MPa)



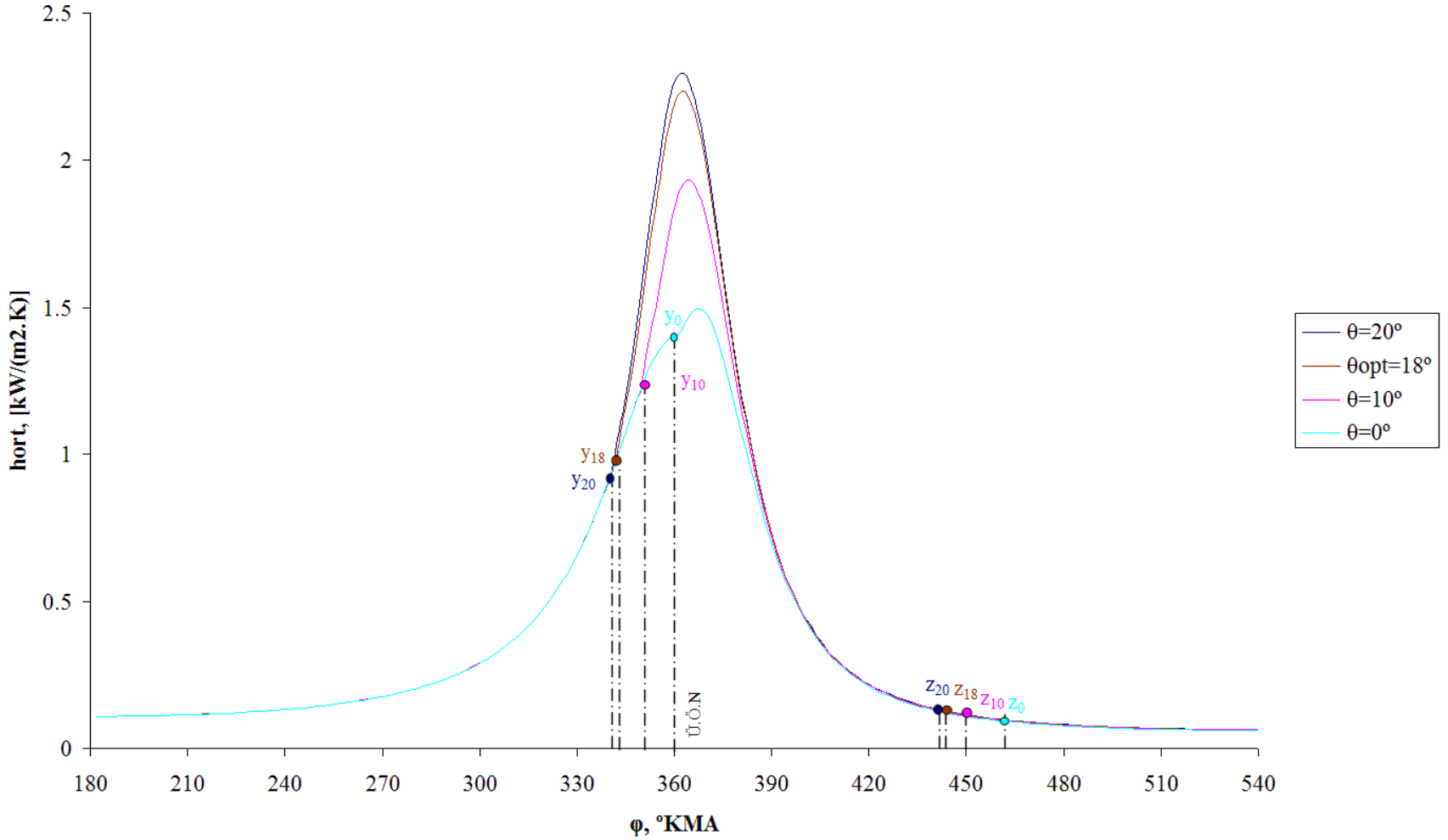
Şekil 5.17 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\phi_z = 100^\circ$ iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, m = 0,6, \xi = 0,86, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



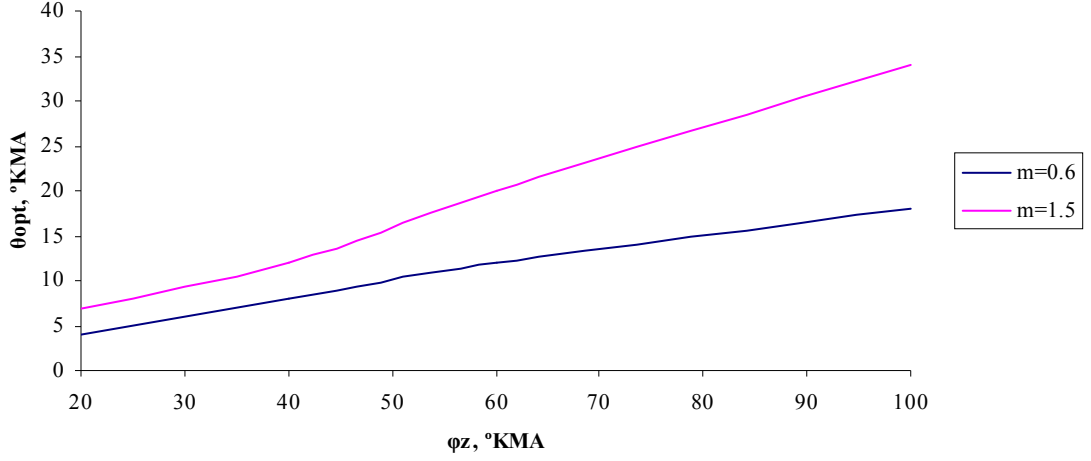
Şekil 5.18 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\phi_z = 100^\circ$ iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, m = 0,6, \xi = 0,86, P_k = 0,10$ MPa)



Şekil 5.19 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\phi_z = 100^\circ$ iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\varepsilon = 17$, $\lambda = 1,6$, $m = 0,6$, $\xi = 0,86$, $P_k = 0,10$ MPa)



Şekil 5.20 Çeşitli tutuşma avansı açılarında ve $\varphi_z = 100^\circ$ iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, m = 0,6, \xi = 0,86, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.21 Optimal tutuşma avansı açısının ϕ_z 'ye ve m 'ye bağlı değişim grafikleri
($\varepsilon = 17$, $\lambda = 1.6$, $\xi = 0.86$, $P_k = 0.1$ MPa)

Şekil 5.21'de gösterilmiş olan uygun grafiklerden görüldüğü gibi $m = \text{sabit iken}$ optimal tutuşma avansı açısının yanma hızına bağlı olarak değişimi doğrusal kanun üzere gerçekleşir, üstelik yanma karakteri göstergesi ne kadar büyükse, doğrunun açılma katsayısı da o kadar büyük olur.

Sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı ve yanma etkinlik katsayısı θ_{opt} değerine pratikte etkimemektedir. Böylece, θ_{opt} değerini yanmanın iki parametresi ; m ve ϕ_z belirlemektedir.

İş çevrimi parametrelerinin farklı yanma süreleri ve optimal tutuşma avansı açıları (P_{imax} ve g_{imin} değerlerinde) karşılaştırmakta bir yarar vardır. Çevrim parametrelerinin $m = 0.6$ iken ϕ_z 'nin sekiz değeri ve bunlara tekabül eden optimal tutuşma avansı açılarındaki sayısal değerleri Çizelge 5.5'de özetlenmiştir.

Çizelge 5.5 İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} 'da yanma süresi φ_z 'ye bağlılığı ($\varepsilon = 17, \lambda = 1,6, \xi = 0,86, m = 0,6, P_k = 0,10$ MPa)

Çevrim Parametreleri	$\varphi_z=20$	$\varphi_z=40$	$\varphi_z=50$	$\varphi_z=60$	$\varphi_z=70$	$\varphi_z=80$	$\varphi_z=90$	$\varphi_z=100$
	$\theta_{opt}=4^\circ$	$\theta_{opt}=8^\circ$	$\theta_{opt}=10^\circ$	$\theta_{opt}=12^\circ$	$\theta_{opt}=14^\circ$	$\theta_{opt}=16^\circ$	$\theta_{opt}=18^\circ$	$\theta_{opt}=18^\circ$
P_i (MPa)	0,875	0,873	0,869	0,863	0,855	0,846	0,836	0,825
η_i	0,469	0,468	0,466	0,462	0,458	0,453	0,448	0,442
g_i [gr/(kW.h)]	180,84	181,24	182,14	183,45	185,11	187,10	189,36	191,87
P_{max} (MPa)	10,27	9,26	8,95	8,74	8,58	8,46	8,38	7,98
α_p (derece)	6	7	6	6	6	5	5	5
$W_{p,max}$ (Mpa/rad)	0,97	0,53	0,46	0,41	0,38	0,36	0,35	0,32
T_{max} (K)	2187,8	2047	1988,5	1937,3	1892,6	1854	1820,6	1756,9
α_r (derece)	9	13	14	15	16	16	16	18
$\alpha_r - \alpha_p$ (derece)	3	6	8	9	10	11	11	13
T_b (K)	976	981	986	991	997	1004	1012	1027
P_b (MPa)	0,291	0,295	0,298	0,301	0,303	0,306	0,309	0,313
Q_z (kJ/kg i.k)	1467,4	1467,4	1467,5	1467,6	1467,8	1467,9	1468,1	1468,6
Q_{wem} (kJ/kg i.k)	-15,29	-15,29	-15,28	-15,28	-15,28	-15,28	-15,27	-15,27
Q_{ws} (kJ/kg i.k)	9,8	7,0	5,8	4,5	3,4	2,4	1,6	1,6
% Q_{ws}	5,83	4,28	3,57	2,79	2,11	1,49	0,99	1,04
Q_{wy} (kJ/kg i.k)	75,8	104,8	111,8	116,8	120,8	124,1	127,1	121,9
% Q_{wy}	45,10	64,01	68,80	72,33	75,02	77,14	78,88	79,04
Q_{wg} (kJ/kg i.k)	66,67	36,12	29,00	24,19	20,73	18,07	15,93	13,82
% Q_{wg}	39,67	22,06	17,85	14,98	12,87	11,23	9,89	8,96
Q_{weg} (kJ/kg i.k)	15,8	15,8	15,9	16,0	16,1	16,3	16,5	16,9
% Q_{weg}	9,40	9,65	9,78	9,91	10,00	10,13	10,24	10,96
$Q_w = Q_{wy} + Q_{wg}$ (kJ/kg i.k)	142,47	140,92	140,80	140,99	141,53	142,17	143,03	135,72
Q_{wt} (kJ/kg i.k)	168,07	163,72	162,50	161,49	161,03	160,87	161,13	154,22
% Q_{wz} (kJ/kg i.k)	5,17	7,14	7,62	7,96	8,23	8,45	8,65	8,30

Çizelge 5.5'den görüldüğü gibi en büyük P_i ve η_i değerleri ve en küçük g_i değeri, yanma süresi $\varphi_z = 40...50^\circ$ aralığında elde edilir. φ_z 'nin bundan büyük değerlerinde anılan değerler biraz kötüleşir. φ_z 'nin azalması beklendiği gibi T_{max} , P_{max} ve $w_{p max}$ 'ın artması ile ilişkilidir, üstelik bu parametrelerin önemli yükselişi φ_z 'nin 40° den küçük değerlerinde meydana gelir. Silindir içi basınç ve sıcaklık, yine α_T değeri φ_z 'nin azalması ile küçülür.

Çizelge 5.5'i araştırarak şu sonuca geliriz; *optimal yanma süresi olarak $\pm 10^\circ$ toleransla $\varphi_z \cong 50^\circ$ alınması gerekmektedir.*

Yukarıdaki araştırmaya şu da eklenebilir; $\theta > \theta_{opt}$ açılarında çevrimin tüm parametreleri kötüleşir ve soğutma sistemine verilen ısı miktarı artar. Bu nedenle dizelin böyle açılarda çalışmasına izin verilmemelidir. Buna karşın θ 'nın θ_{opt} 'a karşı biraz küçülmesi P_i ve η_i 'nin önemsiz bir ölçüde kötüleşmesine rağmen P_{max} , $w_{p max}$, T_{max} ve Q_{wy} değerlerinin azaltılması bakımından bazen amaca uygun olabilir.

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

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

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

5.5 Yanma Karakteri Göstergesinin İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri

Yanma karakteri göstergesinin iş çevrimi parametrelerine ve silindir çeperleriyle iş karışımı arasındaki ısı transferine etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile iş çevrimi $m=0, 0,6, 1,5$ ve $3,0$ değerlerinden her biri için tutuşma avansı açısı θ 'nin optimal ve buna yakın birkaç değerinde yapılmıştır. Tüm hesaplamalarda $\varphi_z = 50^\circ$ alınmıştır.

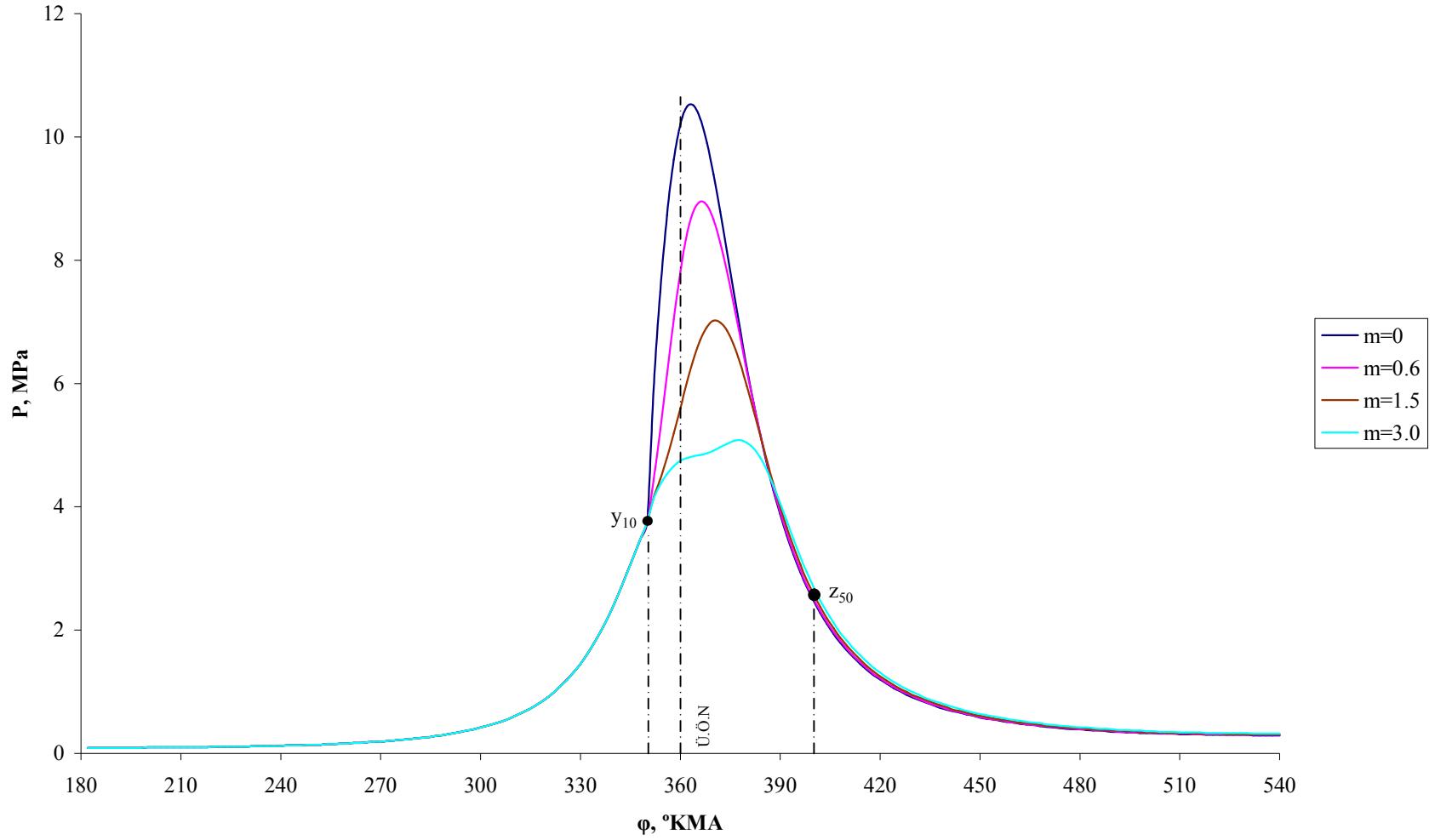
Şekil 5.22 ve 5.23'de $\theta = 10^\circ$ ve $\varphi_z = 50^\circ$ iken m 'nin $0, 0,6, 1,5$ ve $3,0$ değerleri için $P = f(\varphi)$ ve $T = f(\varphi)$ eğrileri gösterilmiştir. Şekil 5.24 ve 5.25'de ise aynı koşullarda yanma odası ile yanma ürünleri arasındaki ısı akısının dinamiğini karakterize eden $q_w = f(\varphi)$ ve $h_{ort} = f(\varphi)$ diyagramları gösterilmiştir.

Şekil 5.22'den görüldüğü gibi yanma karakteri göstergesi m , yz yanma eğrisine çok büyük etki yapmaktadır. Şöyle ki ana yanma eğrisinin (y noktasından P_{max} noktasına kadar olan kısım) eğimi m değeri arttıkça küçülür ve bu sırada P_{max} keskin bir biçimde azalır, Ü.Ö.N'dan P_{max} 'a kadar olan krank mili dönme açısı α_p 'de ise bir artış yaşanır.

Şekil 5.23'e göre, m arttıkça maksimum yanma sıcaklığı T_{max} azalır, bu sıcaklığa tekabül eden α_T açısı ise artar. Tüm hallerde T_{max} , P_{max} 'dan sonra gelir ve ayrıca $\alpha_T - \alpha_p$ farkı m 'nin artışına bağlı olarak büyür. Net genişleme sonu sıcaklığı T_b ve basıncı P_b , m 'nin artması ile artar.

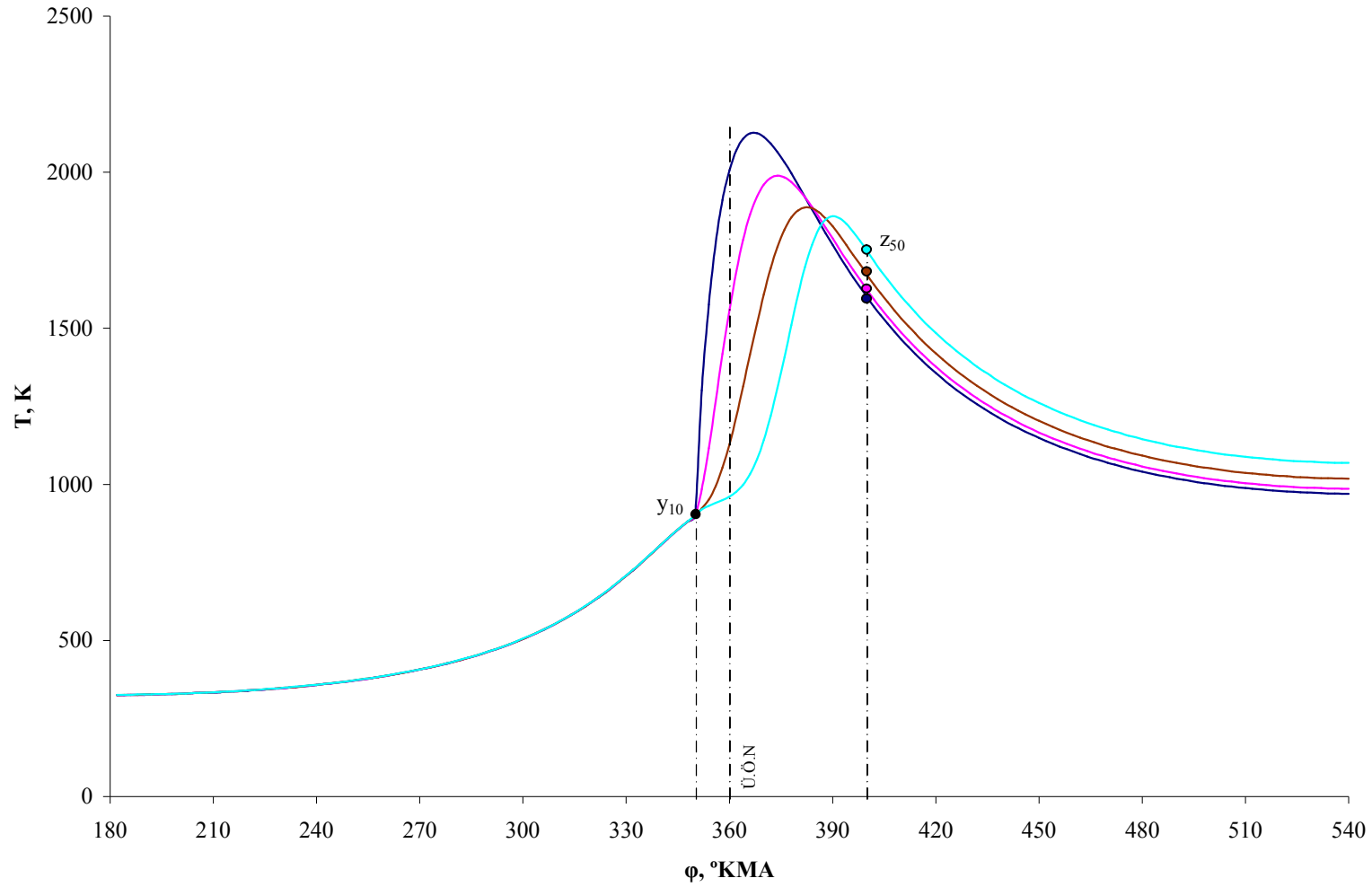
Şekil 5.24 ve 5.25'e göre m arttıkça, yanma zamanında yanma odası çeperlerine olan toplam ısı akısı q_w ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} küçülür, başka bir deyişle yanma zamanında çeperlere olan ısı kaybı azalır.

Şekil 5.26, 5.27, 5.28, 5.29, 5.30, 5.31, 5.32, 5.33, 5.34, 5.35, 5.36, 5.37, 5.38, 5.39, 5.40 ve 5.41'de $\varphi_z = 50^\circ$ ve çeşitli θ 'larda $m=0, 0,5, 1,5$ ve $3,0$ halleri için hesaplanmış iş çevrimi diyagramları gösterilmiştir. Yukarıdaki açıklamalar bu grafikler için de geçerlidir.

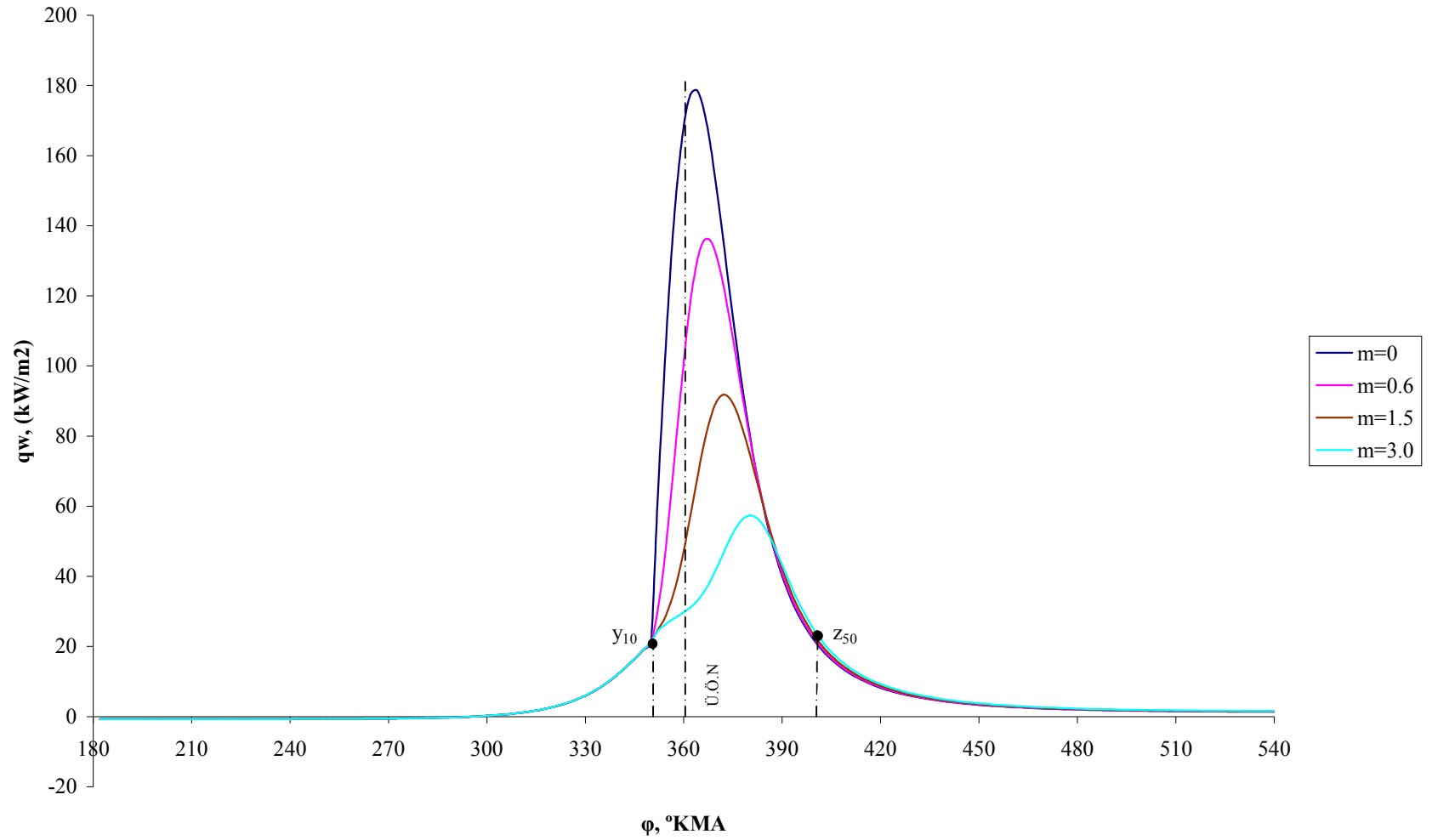


Şekil 5.22 Farklı yanma karakteri göstergesinde basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

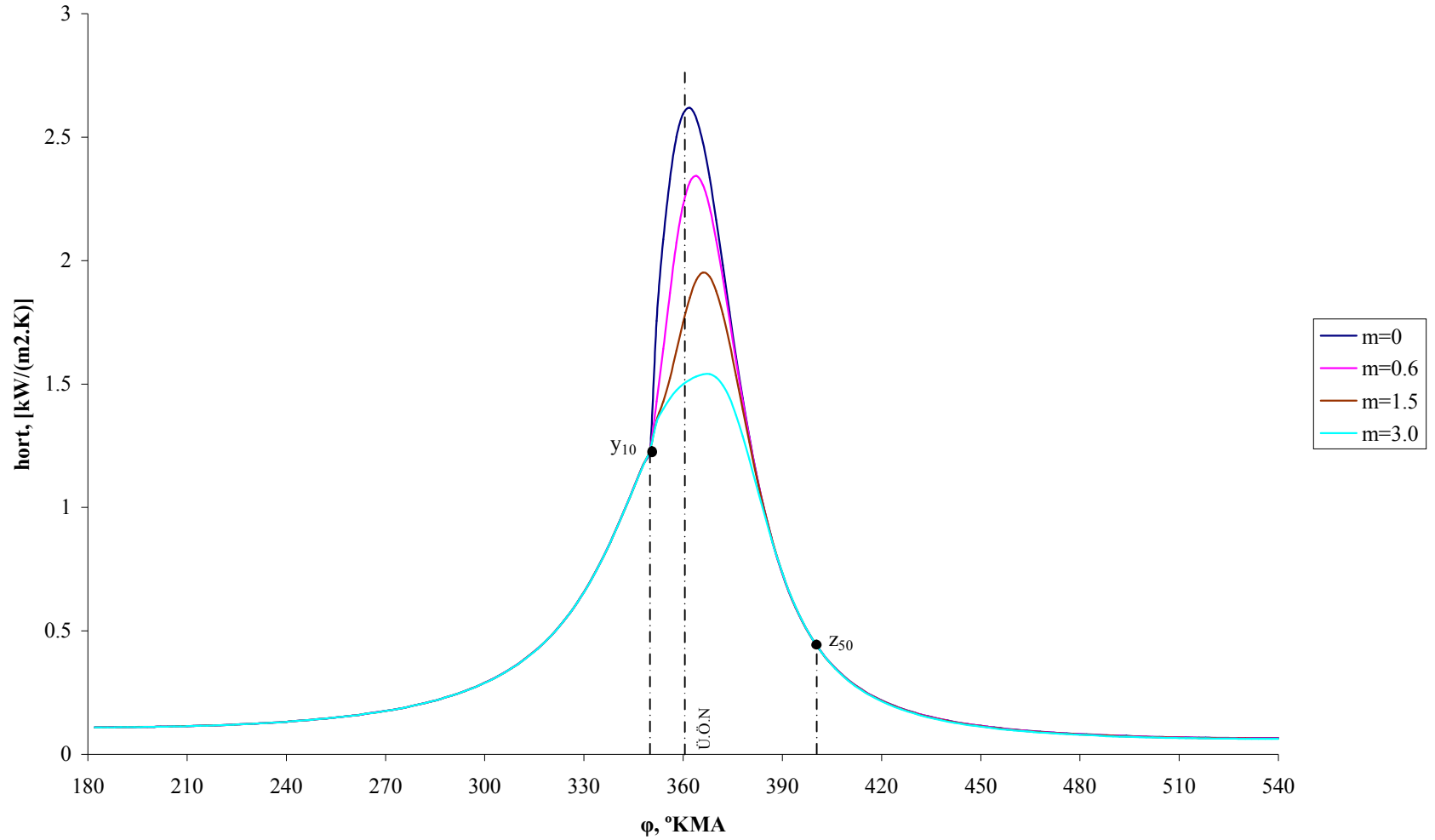
($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $\theta = 10^\circ$, $P_k = 0,10$ MPa)



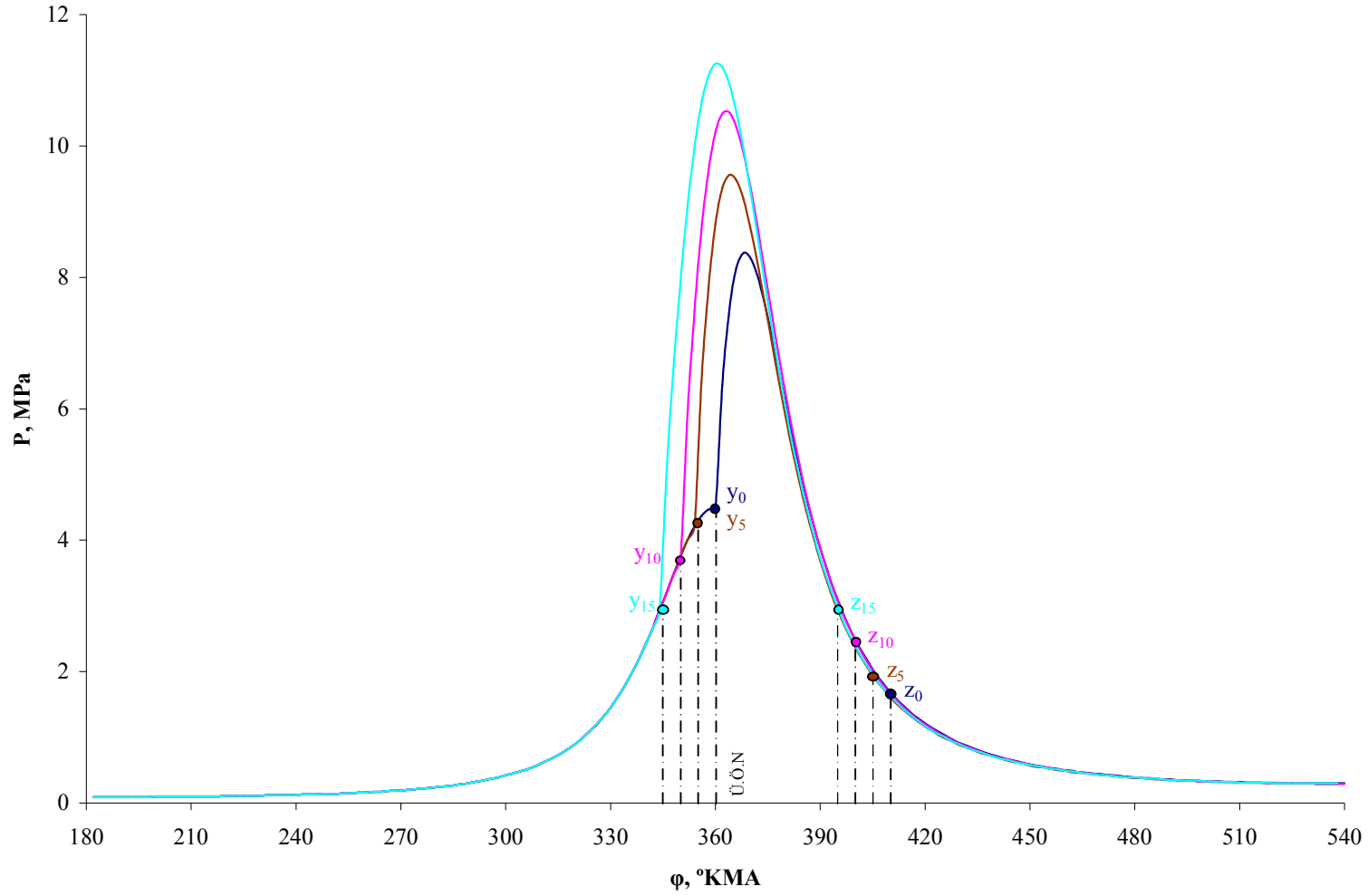
Şekil 5.23 Farklı yanma karakteri göstergesinde sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta = 10^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



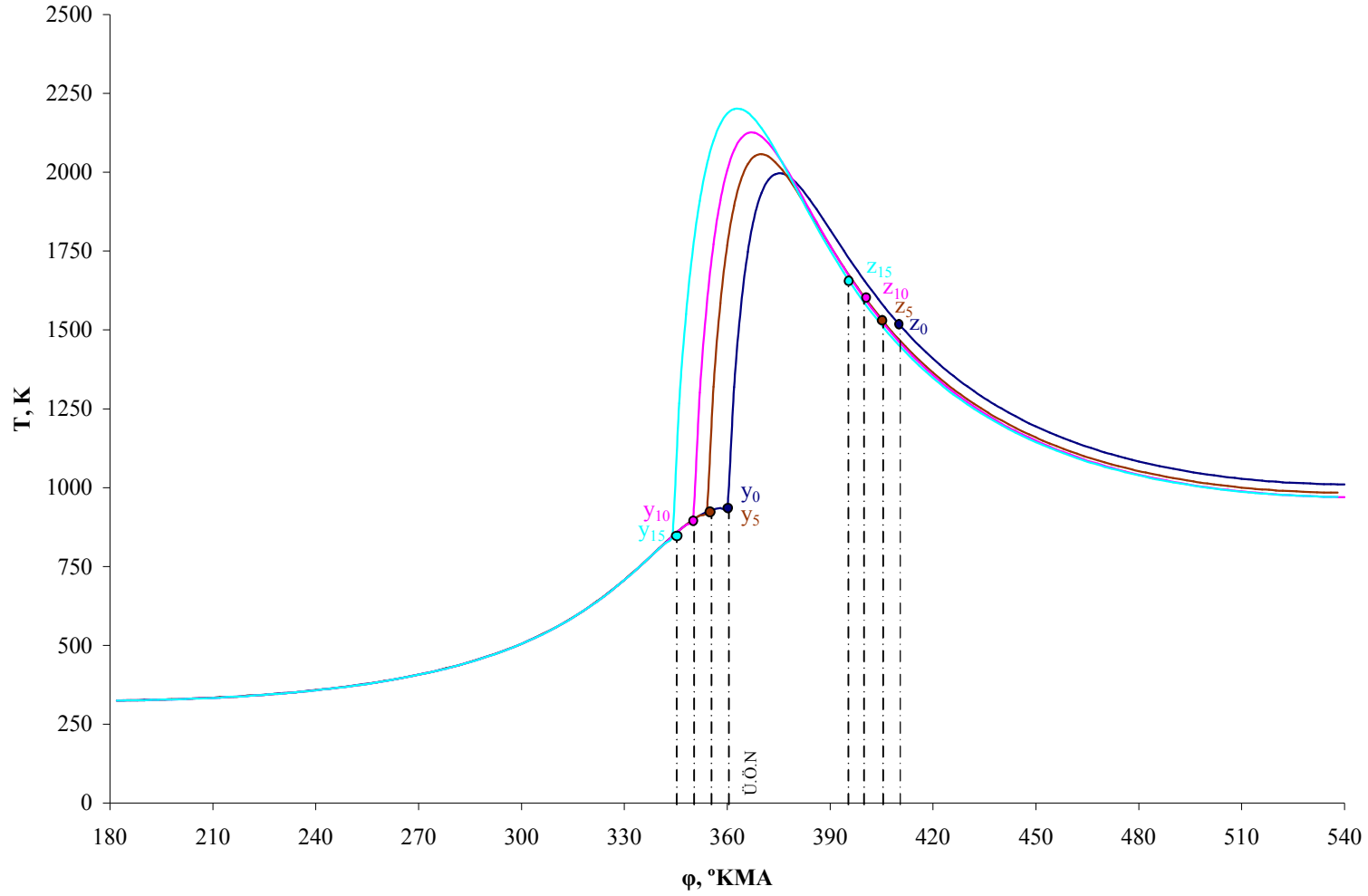
Şekil 5.24 Farklı yanma karakteri göstergesinde ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $\theta = 10^\circ$, $P_k = 0,10$ MPa)



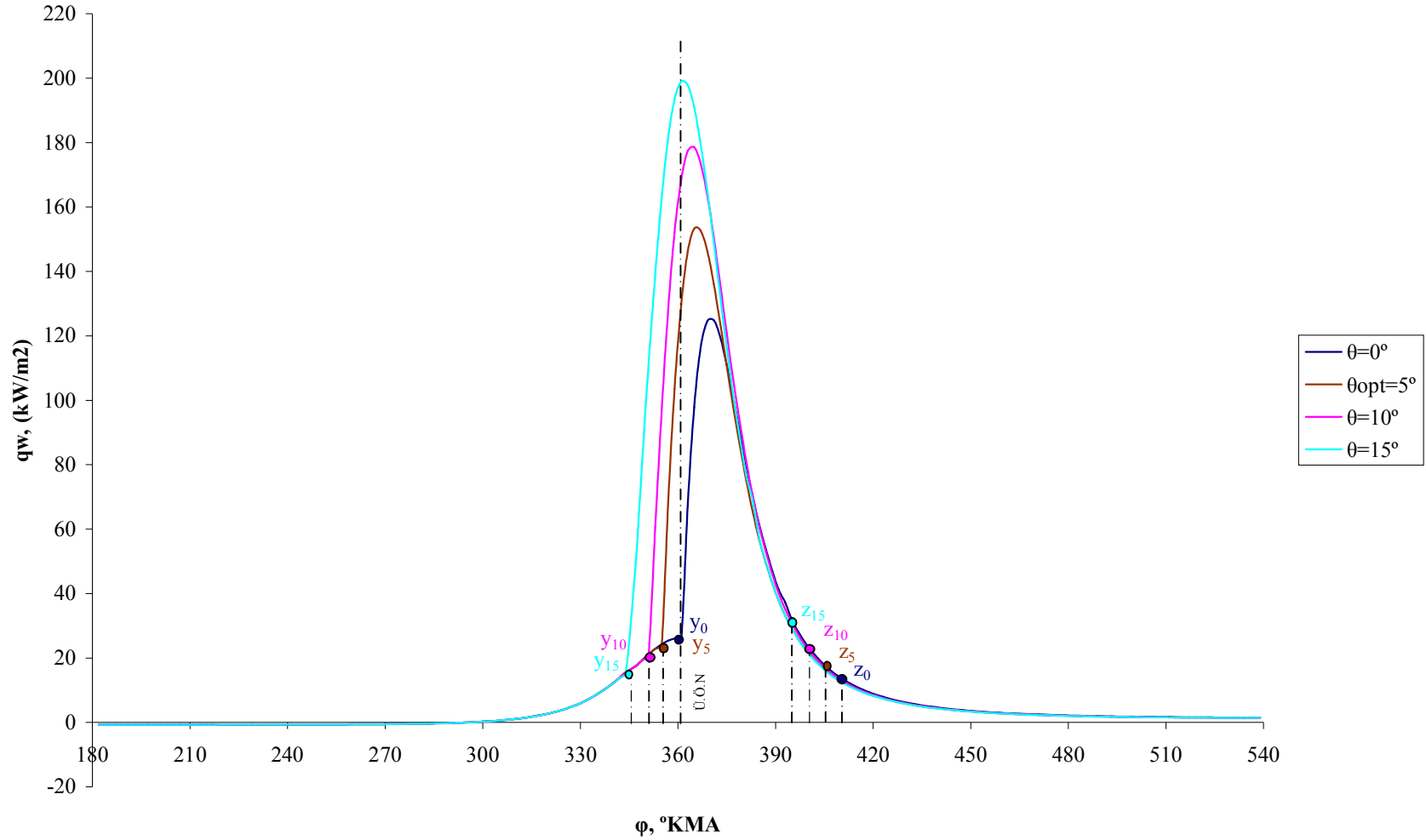
Şekil 5.25 Farklı yanma karakteri göstergesinde ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafiği
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta = 10^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



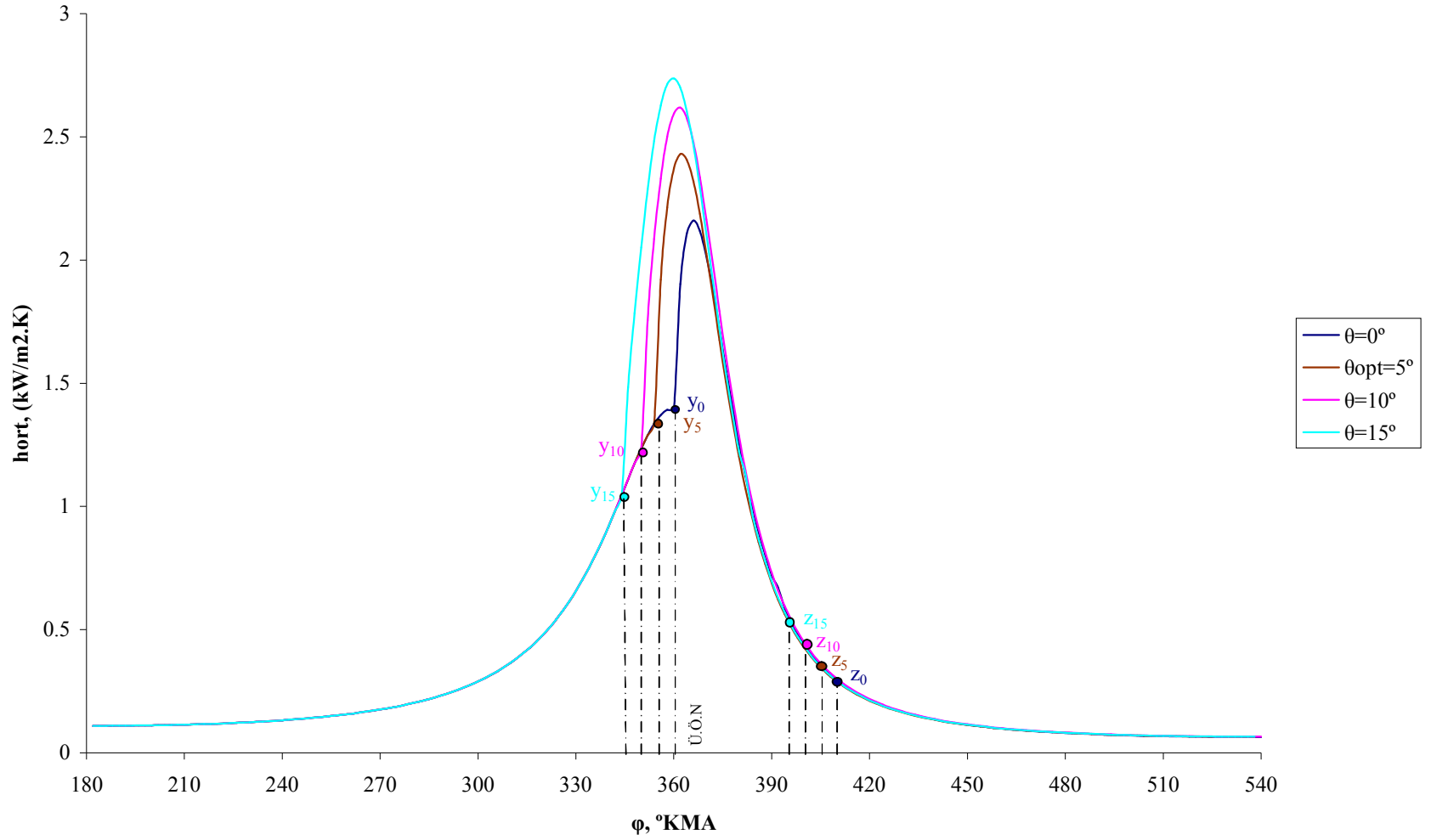
Şekil 5.26 Farklı tutuşma avansı açılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 0$, $P_k = 0,10$ MPa)



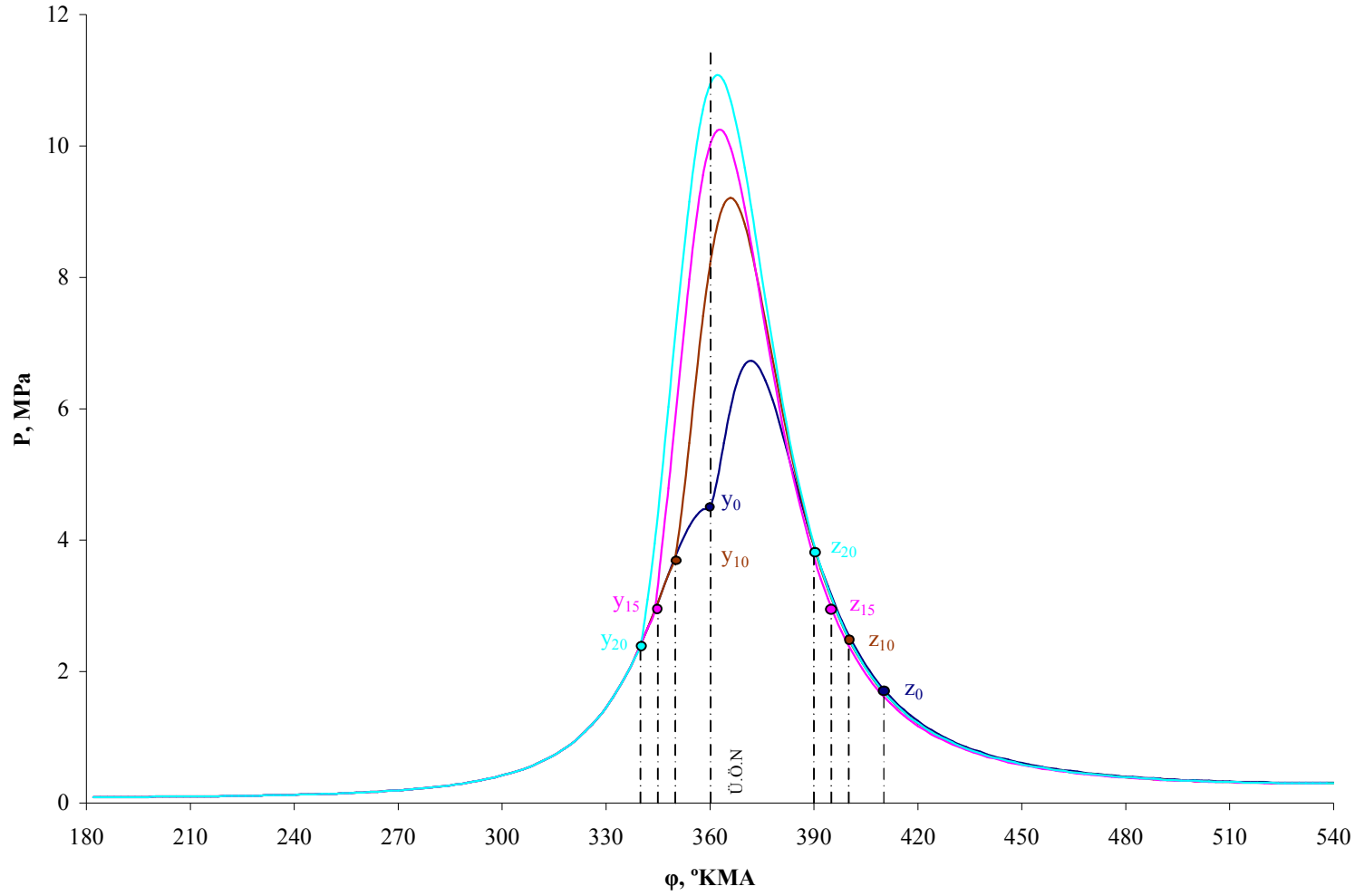
Şekil 5.27 Farklı tutuşma avansı açılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 0, P_k = 0,10 \text{ MPa}$)



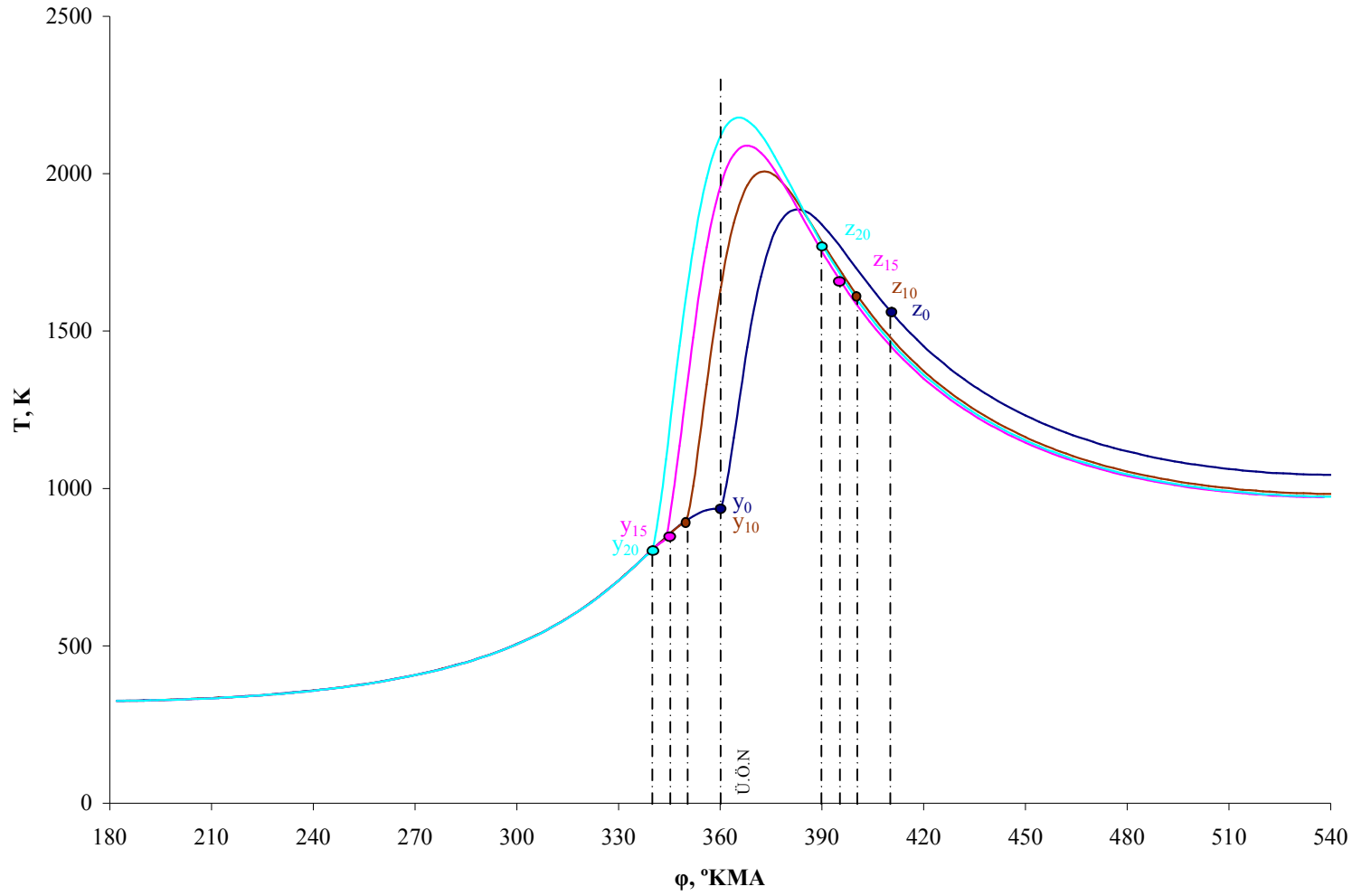
Şekil 5.28 Farklı tutuşma avansı açılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 0$, $P_k = 0,10$ MPa)



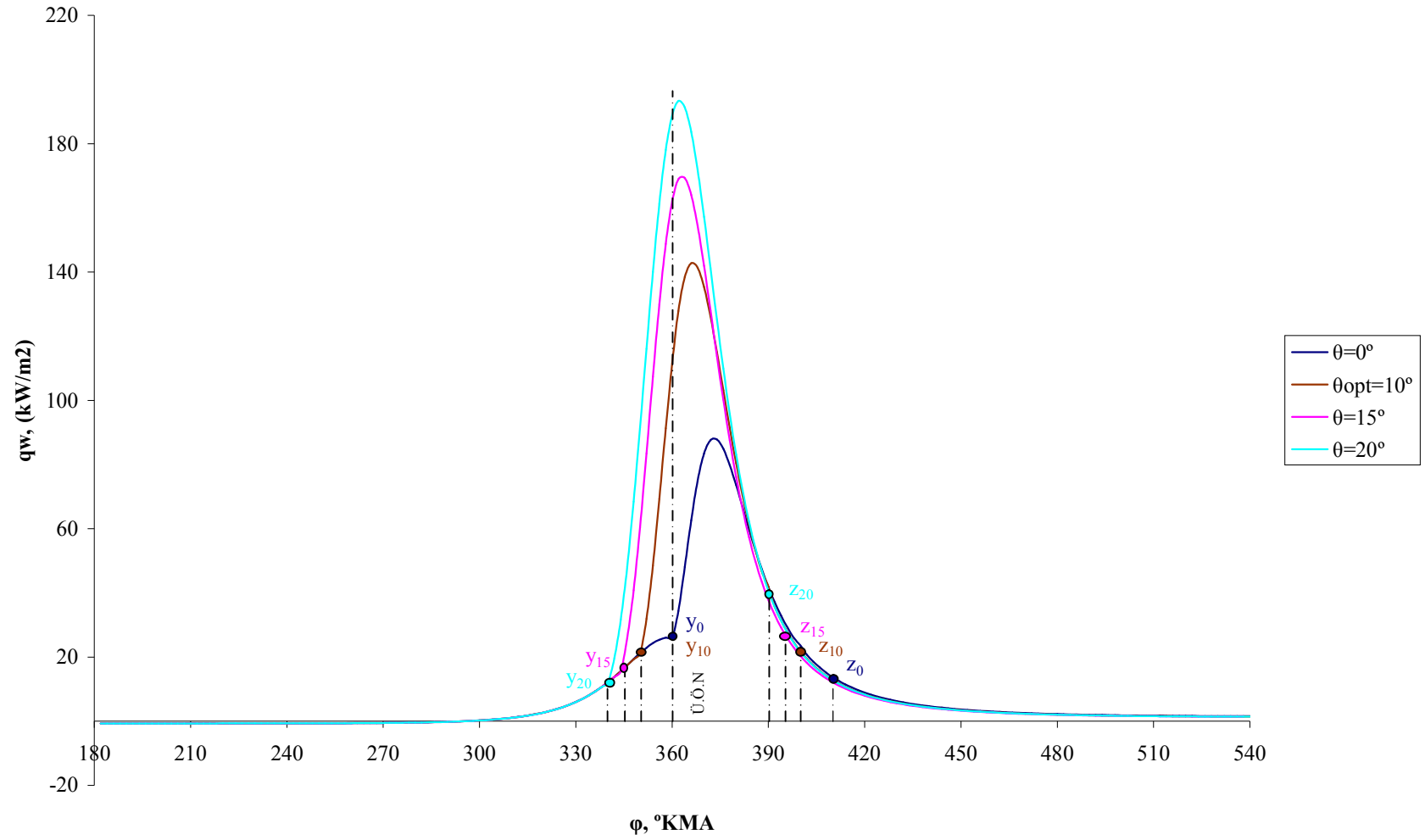
Şekil 5.29 Farklı tutuşma avansı açılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^{\circ}, m = 0, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.30 Farklı tutuşma avansı açılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 0,5$, $P_k = 0,10$ MPa)

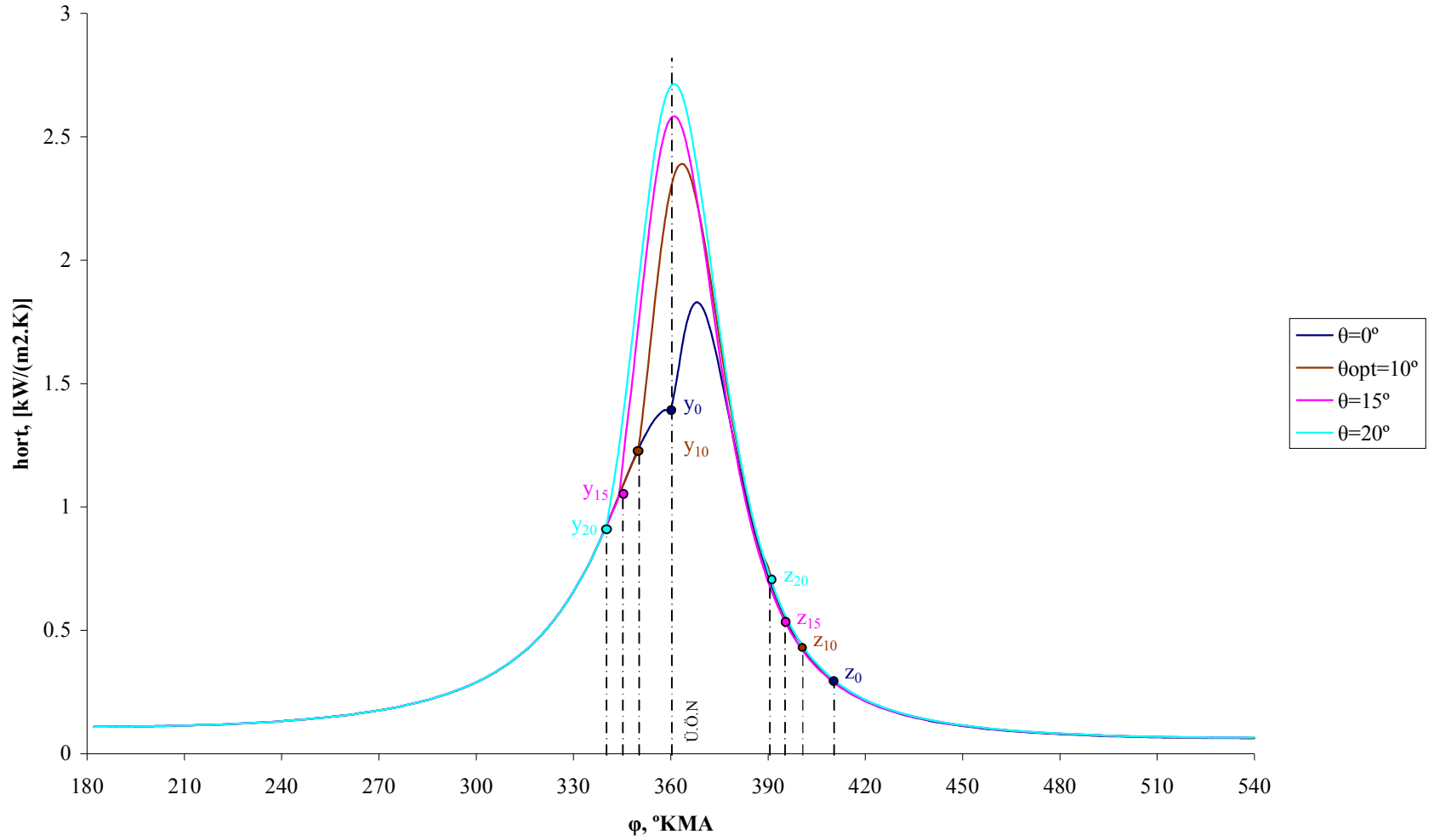


Şekil 5.31 Farklı tutuşma avansı açılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 0,5, P_k = 0,10 \text{ MPa})$

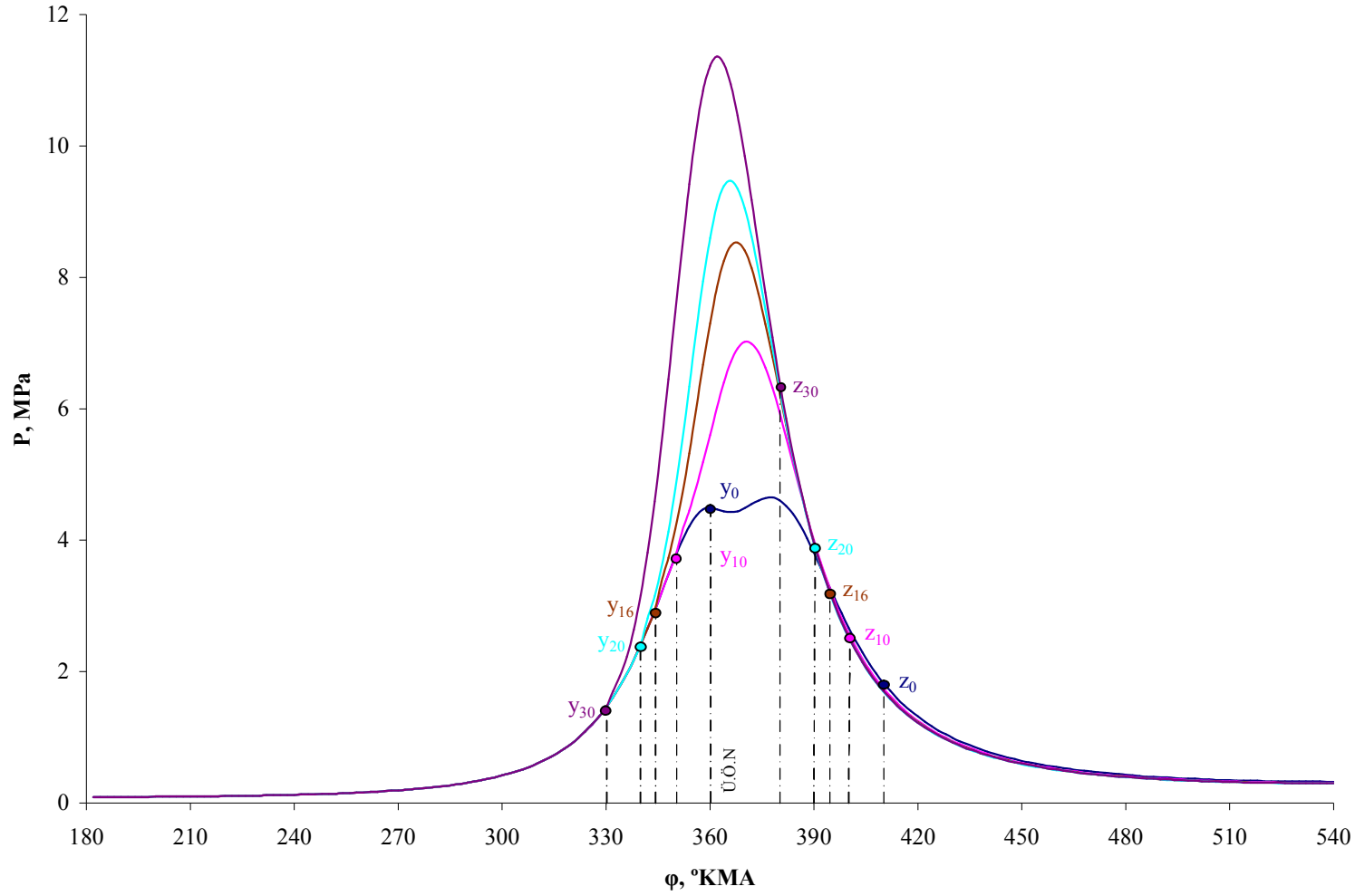


Şekil 5.32 Farklı tutuşma avansı açılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 0,5$, $P_k = 0,10$ MPa)

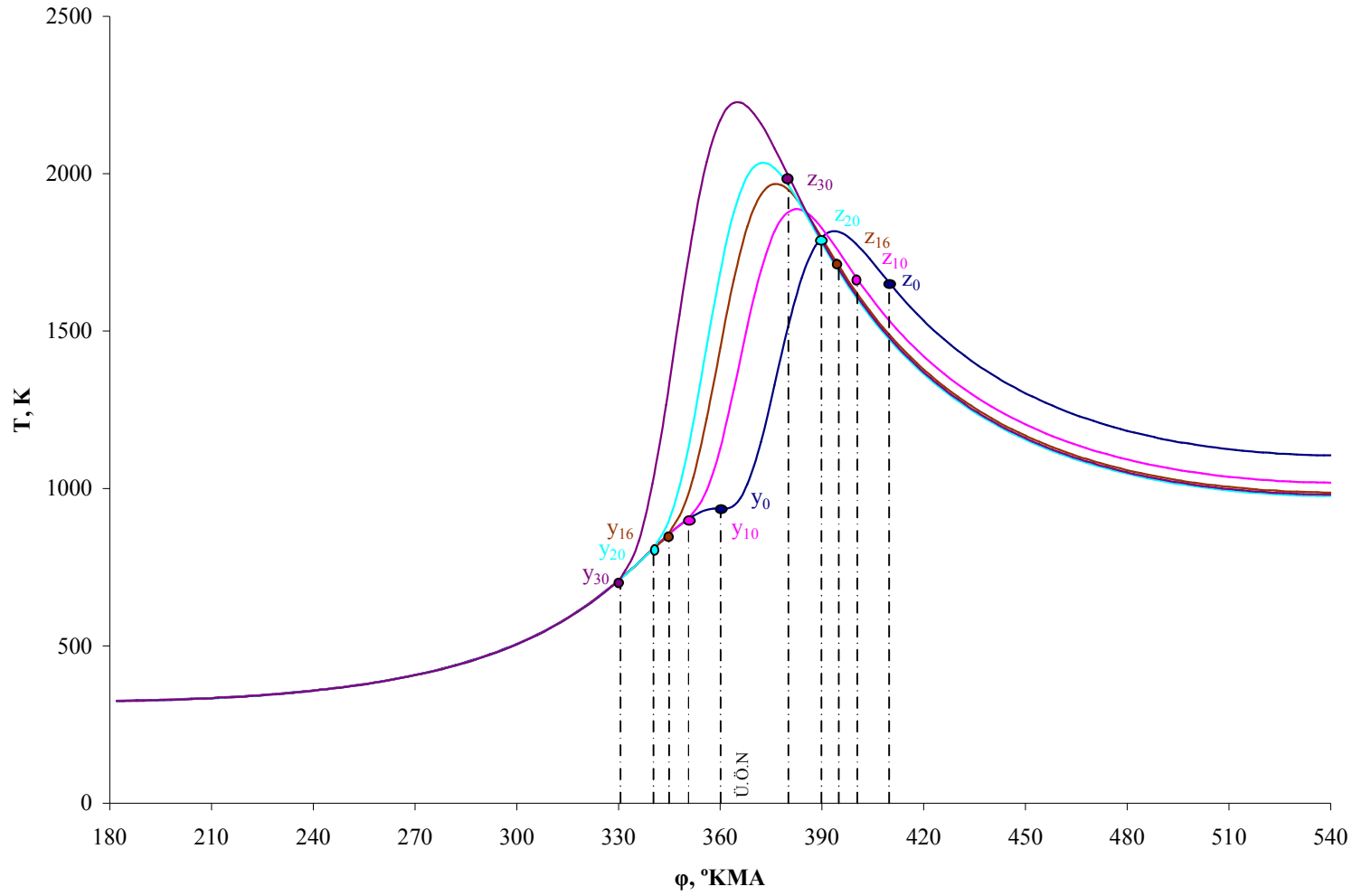


Şekil 5.33 Farklı tutuşma avansı açılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 0,5, P_k = 0,10 \text{ MPa})$

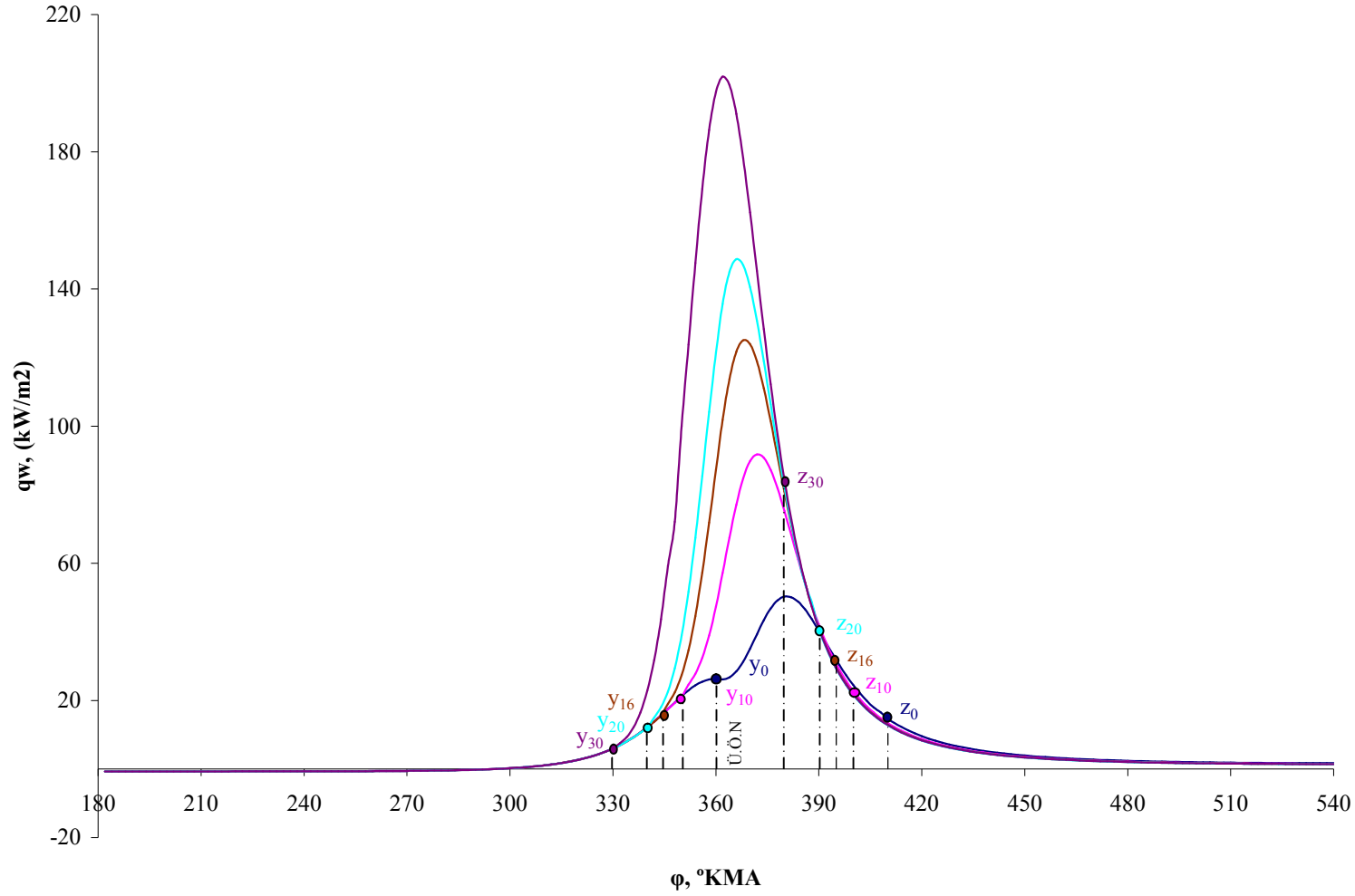


Şekil 5.34 Farklı tutuşma avansı açılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

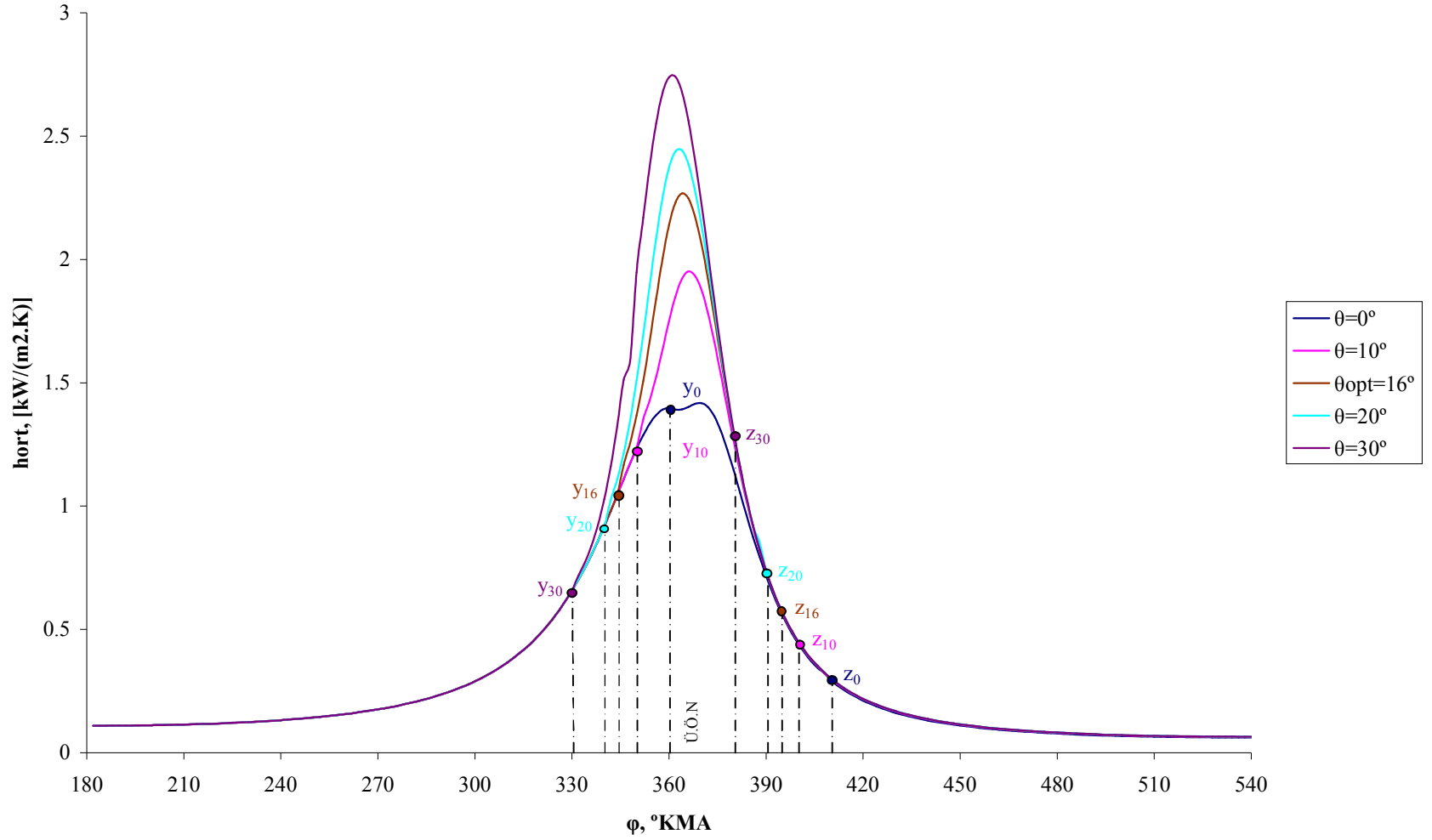
($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 1,5$, $P_k = 0,10$ MPa)



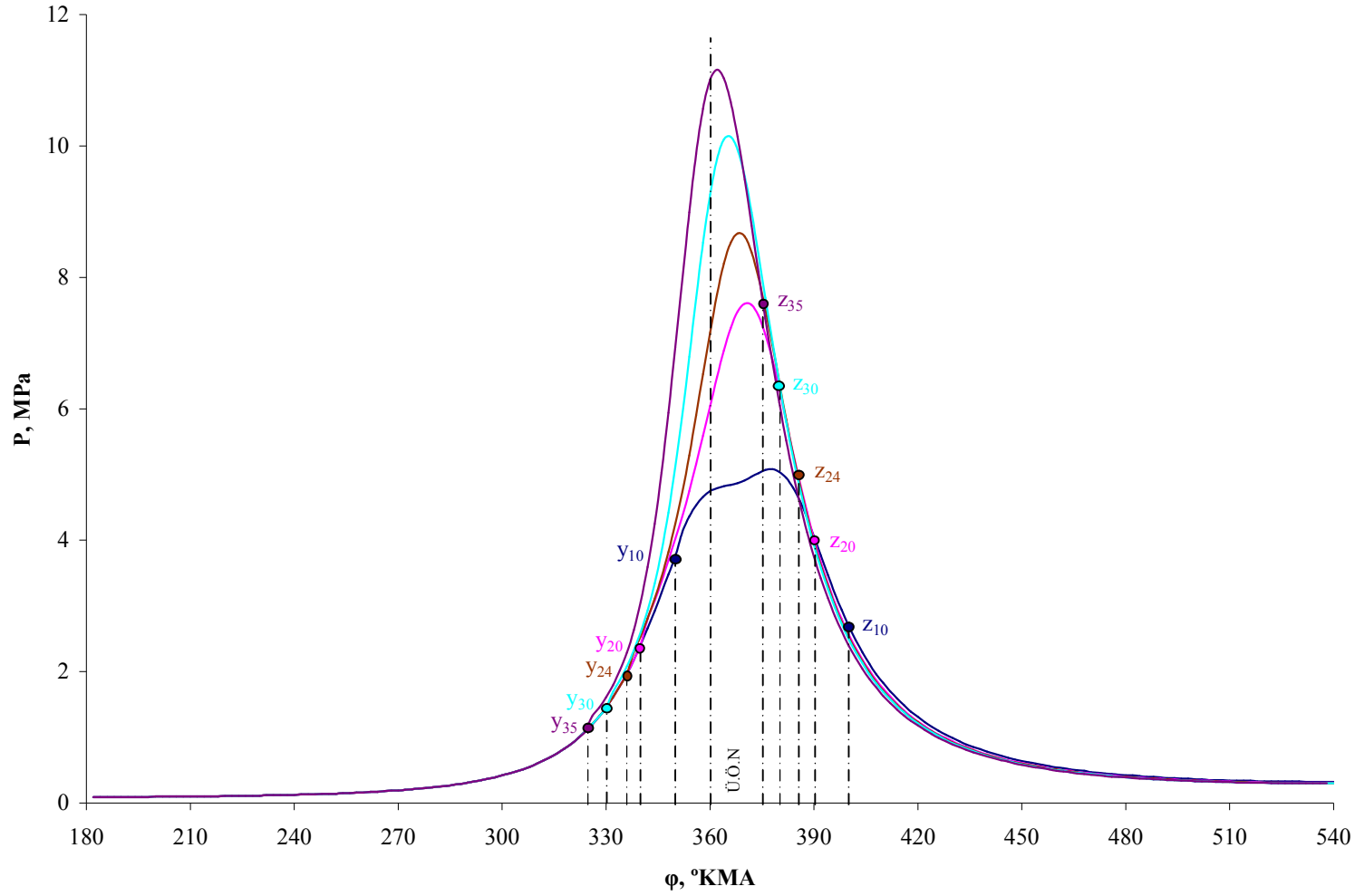
Şekil 5.35 Farklı tutuşma avansı açılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 1,5, P_k = 0,10 \text{ MPa}$)



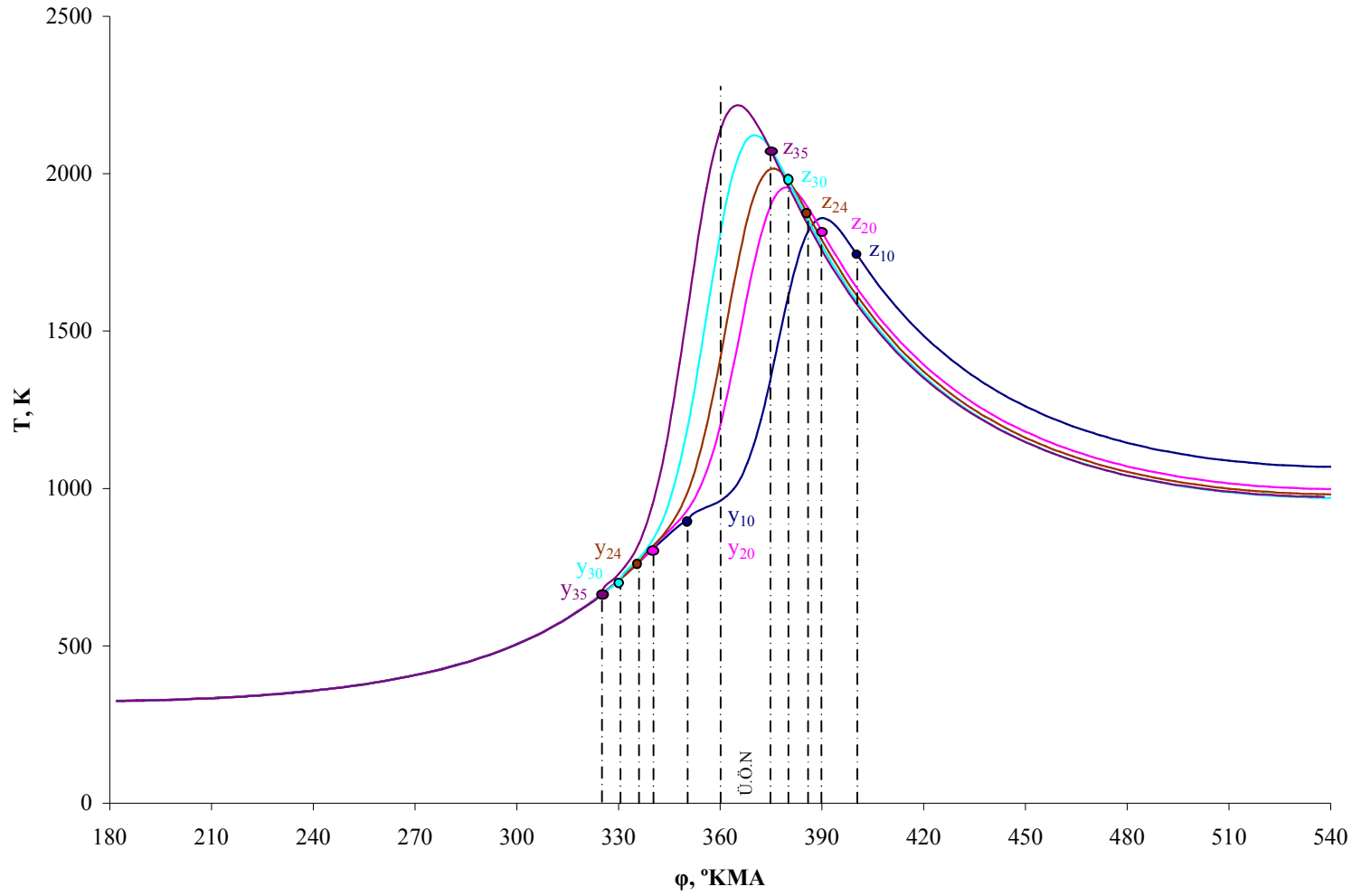
Şekil 5.36 Farklı tutuşma avansı açılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 1,5$, $P_k = 0,10$ MPa)



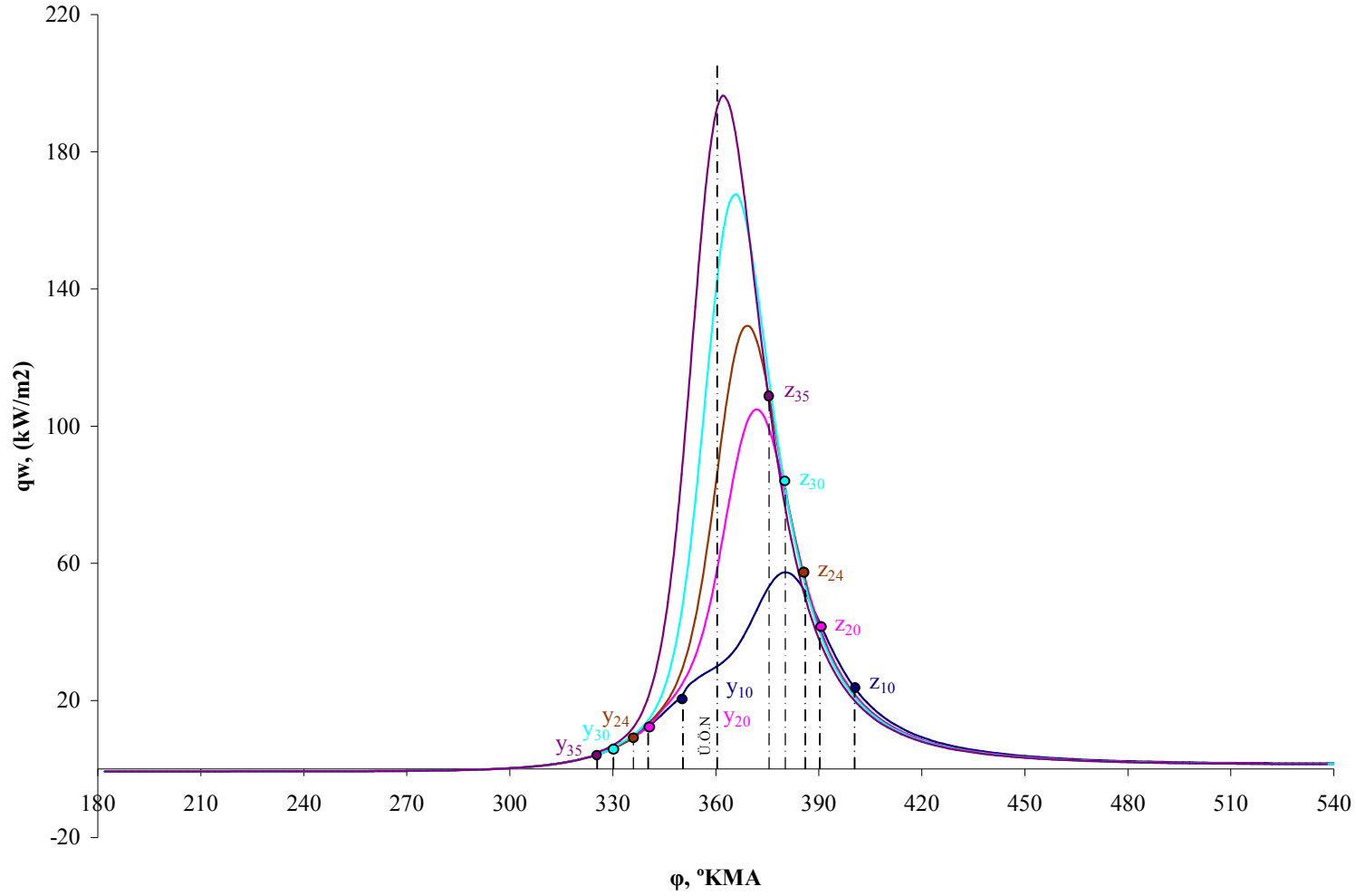
Şekil 5.37 Farklı tutuşma avansı açılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 1,5$, $P_k = 0,10$ MPa)



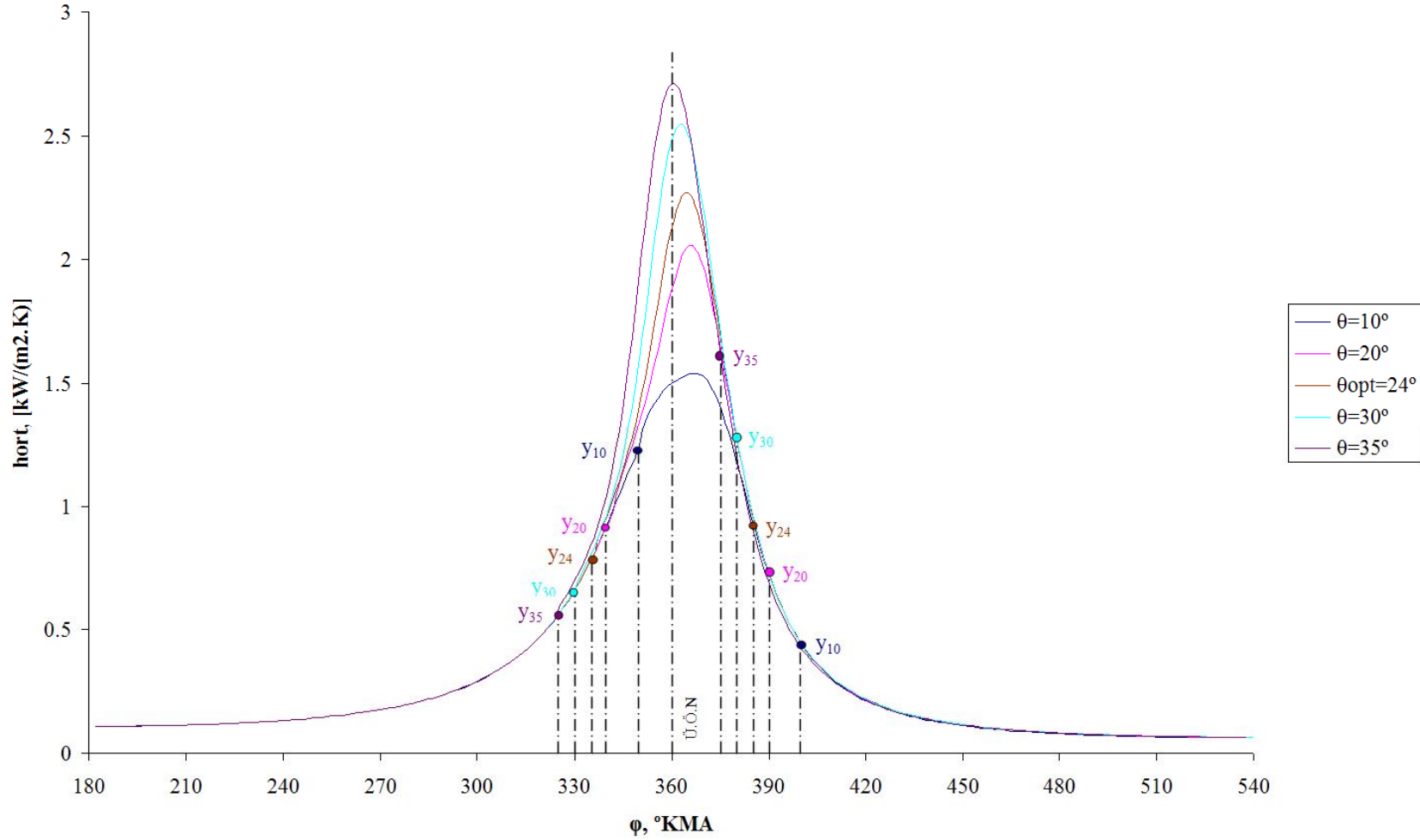
Şekil 5.38 Farklı tutuşma avansı açılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 3,0$, $P_k = 0,10$ MPa)



Şekil 5.39 Farklı tutuşma avansı açılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 3,0 P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.40 Farklı tutuşma avansı açılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 3,0, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.41 Farklı tutuşma avansı açılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 3,0 P_k = 0,10 \text{ MPa})$

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

$$\Delta w_p = \frac{P_{\varphi \text{ yan}} - P_y}{\varphi} - \frac{P_{\varphi \text{ sık}} - P_y}{\varphi} = \frac{P_{\varphi \text{ yan}} - P_{\varphi \text{ sık}}}{\varphi} \quad [5.1]$$

Burada; P_y tutuşma anındaki (y noktası) gaz basıncı, $P_{\varphi \text{ yan}}$ krank milinin tutuşma anından hesaplanan küçük bir φ açısı kadar dönmesine tekabül eden yanma basıncı, $P_{\varphi \text{ sık}}$ krank milinin aynı bir φ açısı kadar dönmesine tekabül eden yanmasız sıkıştırma basıncıdır.

Şekil 5.26...5.41'de görüldüğü gibi $m = 0$ ve $m = 0,5$ iken sıkıştırma eğrisinin yanma eğrisine geçişi sert, $m = 1,5$ ve $m = 3,0$ olduğunda ise uyumlu bir geçiş gerçekleşir. Örneğin, $\varphi_z = 50^\circ$, $\theta = 20^\circ$ ve $\varphi = 12^\circ$ sabit değerlerinde $m = 0$ ve $m = 0,5$ iken sırasıyla $\Delta w_p = 28,17$ ve $20,91$ (MPa/rad) olduğu halde $m = 1,5$ ve $m = 3,0$ değerlerinde sırasıyla $\Delta w_p = 7,31$ ve $1,81$ (MPa/rad) olarak gerçekleşir. Bu durum şöyle açıklanabilir; m'in küçük değerleri olayın en başında yanmanın fırtına vari gelişim karakterinde olduğunu gösterir. Bu da gaz basıncı artışının büyük bir hızla gerçekleşmesine dolayısıyla da motorun sert çalışmasına neden olur.

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

İş çevrimi parametrelerinin sayısal değerlerini çeşitli m 'lerde ve optimal tutuşma avansı açılarındaki (θ_{opt}) karşılaştırmak ilginçtir. İş çevrimi temel parametrelerinin değerleri Çizelge 5.6'da özetlenmiştir.

Çizelge 5.6'dan görüldüğü gibi m 'nin artması ile optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} büyür, yani ortalama yanma hızı değişmediğinde her bir m 'ye kendine özgü bir θ_{opt} denk gelir. Bu ise Rus bilim adamı B.S Steçkin'in şu sonucunu kanıtlamaktadır [75]; Belli bir motor hızında optimal tutuşma avansı açısına yakıt ve motorun karakteristik özelliği gibi bakılmalıdır.

Çizelge 5.6'dan ayrıca, m 'nin artması ile P_i ve η_i parametrelerinin önemsiz miktarda (%0,81) büyüdüğü de görülmektedir. Buradan şu sonuç çıkarılabilir; diğer şartlar aynı olduğunda yanma karakteri değişimi ortalama indike basınç ve indike özgül yakıt tüketiminin (indike veriminin) optimal değerlerini pratik olarak etkilememektedir.

Eğer optimal tutuşma avansı açılarındaki m 'nin P_i ve η_i parametrelerine etkisi önemli değilse, bu etki pratik olarak ihmal edilebilir. Fakat m 'nin w_{pmax} ve Δw_p gibi dinamik parametrelere olan etkisi büyüktür. Bu dinamik parametre değerleri büyük oldukça dizel motor daha sert ve gürültülü çalışır. Çizelge 5.6'dan görüldüğü gibi m 'nin 0'dan 1,5'e kadar artması ile w_{pmax} ve Δw_p parametreleri keskin bir biçimde azalır. Örneğin, $m = 0$ iken $w_{pmax} = 1,1$ (MPa / rad) ve $\Delta w_p = 25,31$ (MPa / rad) olduğu halde $m = 1,5$ 'de sırası ile $w_{pmax} = 0,34$ (MPa / rad) ve $\Delta w_p = 7,73$ (MPa / rad) olur. Dolayısıyla w_{pmax} 'da yaklaşık 3,24 kat, Δw_p 'de ise 3,27 kat bir azalma görülür.

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

Yine Çizelge 5.6'dan görüldüğü gibi yanma zamanında ısı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine karşın çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%62-70'i bu zamanda iletilir. Ayrıca m 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wy}) azalır. Örneğin, $m = 0$ iken $Q_{wy} = \%69,60$ değerini alırken, $m = 3,0$ olduğunda $Q_{wy} = \%62,11$ olmaktadır. Isı transferindeki bu azalma şöyle açıklanabilir:

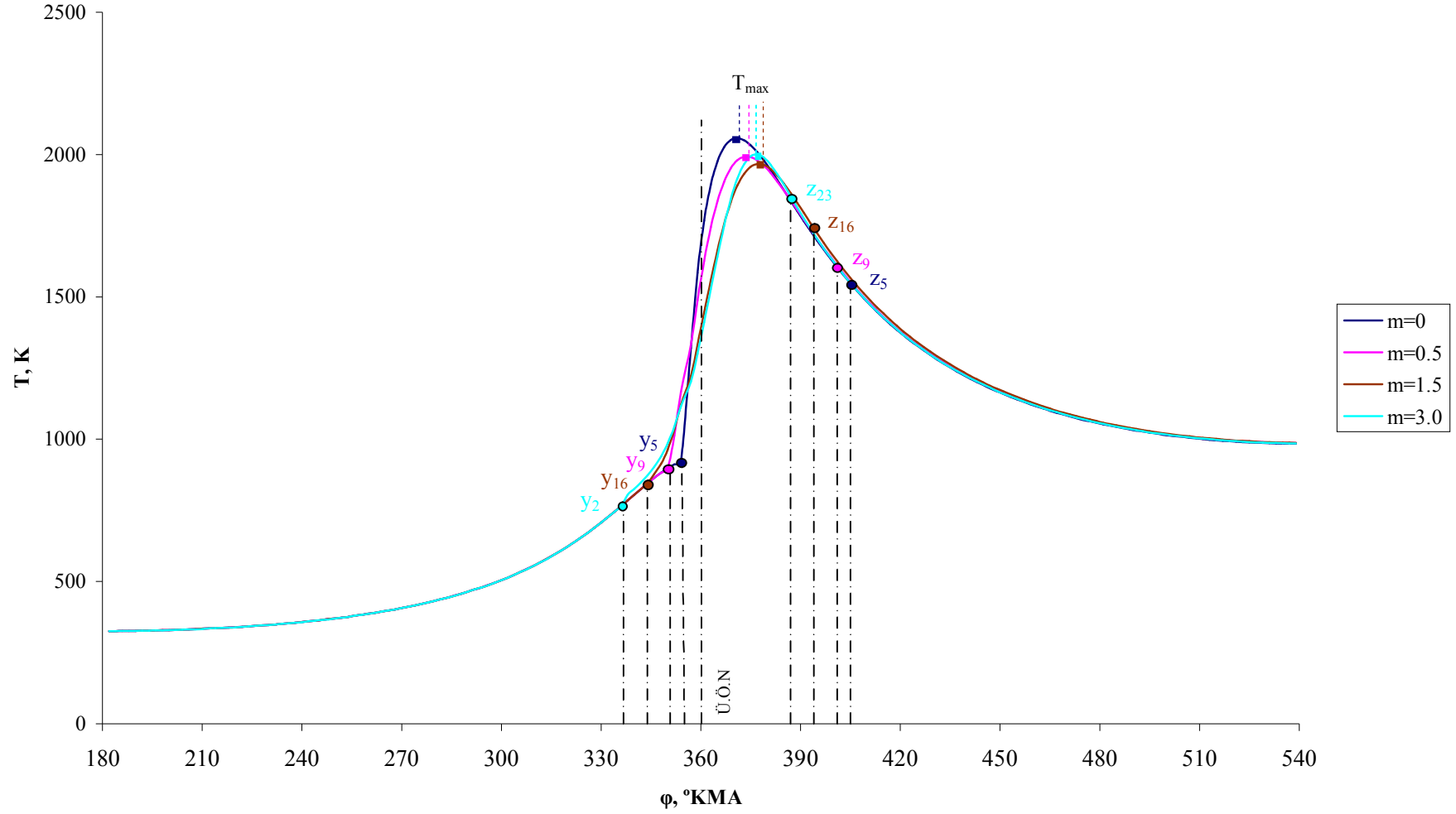
- $\varphi_z = 50^\circ$ sabit iken m 'nin 0'dan 1,5'e kadar artması ile yanma ürünleri sıcaklığının azalmasından dolayı soğutma sistemine verilen ısı miktarı azalır.
- $m > 1,5$ değerlerinde yanma ürünleri sıcaklığında bir artış yaşanır (Örneğin, $m = 1,5$ iken $T_{\max} = 1967,4$ K değerini alırken, $m = 3,0$ olduğunda $T_{\max} = 2000,3$ K olmaktadır). $m > 1,5$ değerlerinde θ_{opt} 'da da aşırı bir artış görülür (Örneğin, $m = 1,5$ iken $\theta_{\text{opt}} = 16^\circ$ değerini alırken, $m = 3$ olduğunda $\theta_{\text{opt}} = 23^\circ$ olmaktadır). θ_{opt} açısının büyümesiyle yanmanın büyük bir bölümü yanmalı sıkıştırma periyodunda gerçekleşir (Bkz. Şekil 5.42) ve bilindiği gibi bu periyotta hacim ve bu hacme tekabül eden yüzey alanı sürekli küçülür. Bu durumun doğal bir sonucu olarak T_{\max} değerindeki artışa rağmen, Q_{wy} değerinde bir düşüş yaşanır.

Net genişleme sırasında gaz basıncı ve sıcaklığı hızla azalır (Bkz. Şekil 5.22 ve 5.23). Net genişlemede ısı transferi ısı alan yüzeylerin büyük değerlerinde gerçekleştiği için, ısı akısındaki önemli düşüğe rağmen iş karışımından yanma odası çeperlerine kayda değer miktarda ısı iletimi olur (Çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının ~%15-28'i kadar). Ayrıca m 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wg}) artar. Örneğin, $m = 0$ iken $Q_{\text{wg}} = \%15,33$ değerini alırken, $m = 3,0$ olduğunda $Q_{\text{wg}} = \%27,79$ olmaktadır.

Egzoz zamanında duvarlara verilen ısı miktarı çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının %9,61-10,10'u kadardır. Dolayısıyla m 'nin artmasına bağlı olarak soğutma sistemine verilen ısı miktarı çok hafif değişmektedir.

Çizelge 5.6 İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} 'da yanma karakteri göstergesi m 'ye bağlılığı ($\xi = 0.86$, $\lambda = 1.6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $P_k = 0.1$ MPa)

Çevrim Parametreleri	$m=0$	$m=0,5$	$m=1,5$	$m=3$
	$\theta_{opt}=5$	$\theta_{opt}=9$	$\theta_{opt}=16$	$\theta_{opt}=23$
P_i (MPa)	0,867	0,868	0,871	0,874
η_i	0,465	0,466	0,467	0,469
g_i [gr/(kW.h)]	182,54	182,2	181,64	181,03
P_{max} (MPa)	9,56	8,98	8,53	8,41
α_p (derece)	5	6	8	9
$W_{p\ max}$ (Mpa/rad)	1,1	0,49	0,34	0,3
T_{max} (K)	2057,2	1992,5	1967,4	2000,3
α_T (derece)	11	14	16	17
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	6	8	8	8
T_b (K)	983	987	987	985
P_b (MPa)	0,294	0,297	0,301	0,301
Q_z (kJ/kg i.k)	1467,6	1467,6	1467,4	1467,3
Q_{wem} (kJ/kg i.k)	-15,28	-15,28	-15,29	-15,29
Q_{ws} (kJ/kg i.k)	5,46	3,89	1,52	-0,2
% Q_{ws}	6,0	4,3	1,7	-
Q_{wy} (kJ/kg i.k)	115,9	111,4	105,3	96,5
% Q_{wy}	69,60	68,82	66,70	62,11
Q_{wg} (kJ/kg i.k)	25,52	28,28	34,36	43,17
% Q_{wg}	15,33	17,47	21,77	27,79
Q_{weg} (kJ/kg i.k)	16,0	15,9	15,8	15,7
% Q_{weg}	9,61	9,82	10,01	10,10
$Q_w = Q_{wy} + Q_{wg}$ (kJ/kg i.k)	141,42	139,68	139,66	139,67
Q_{wt} (kJ/kg i.k)	166,52	161,88	157,86	155,37
% Q_{wz} (kJ/kg i.k)	7,9	7,59	7,18	6,58



Şekil 5.42 Farklı yanma karakteri göstergesinde sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta = \theta_{opt}, P_k = 0,10 \text{ MPa})$

θ 'nın θ_{opt} 'dan daha büyük tutulmasının amaca uygun olmayacağı bilinmelidir. Aksine θ 'nın θ_{opt} 'a göre hafif küçültülmesi (%5) bazen faydalı olur, çünkü bu durumda P_i 'nin önemsiz azalması ve g_i 'nin hafif artmasına rağmen P_{max} , $w_{p max}$ ve Q_{wy} 'in değerlerinde önemli bir düşüş yaşanır.

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

m 'nin optimal değerinin elde edilmesi yanmayı etkileyecek pratik yöntemlerin geniş amaçlı deneyler sonucunda çözülmesi ile mümkündür. Dizel motorlarda m değerinin ilk önce yakıtın püskürtülme, karışımın oluşturulma ve tutuşma yöntemlerinden, daha sonra aşırı doldurma, yakıtın cinsi ve kullanılan katkı maddelerinden etkilendiği not edilmelidir.

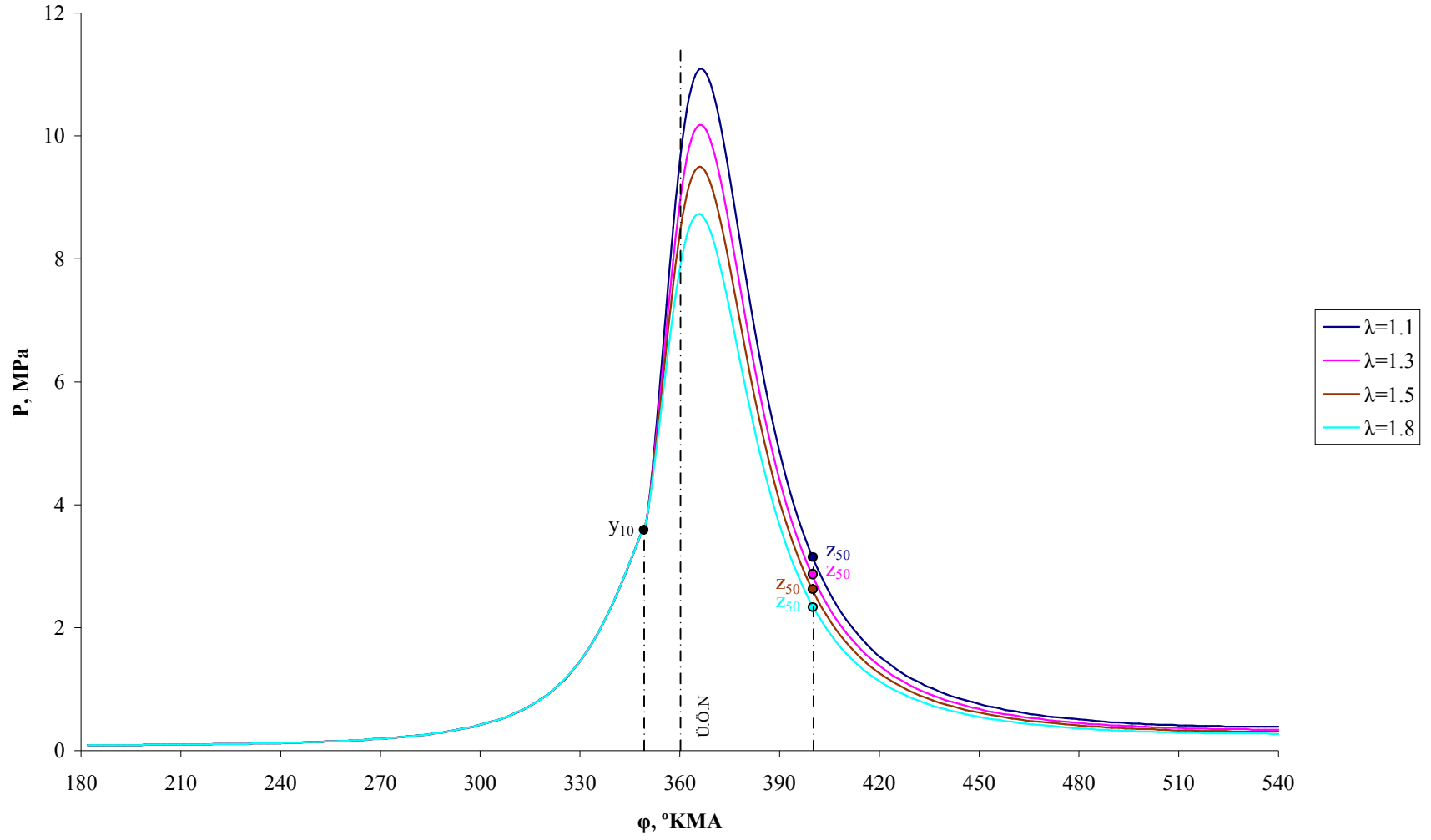
5.6 Hava Fazlalık Katsayısının İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri
Hava fazlalık katsayısının iş çevrimi parametrelerine ve silindir çeperleriyle iş karışımı arasındaki ısı transferine etkilerini ortaya çıkarmak amacı ile iş çevrimi hesabı, hava fazlalık katsayısının $\lambda = 1,1, 1,3, 1,5$ ve $1,8$ değerlerinden her biri için tutuşma avansı açısı $\theta = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ ve θ_{opt} alınarak yapılmıştır (Bkz. Çizelge 5.7). Tüm hava fazlalık katsayılarında optimal tutuşma avansı açısının $\theta_{opt} = 10^\circ$ 'ye çok yakın olduğu tespit edilmiştir. (λ 'nın artışına uygun olarak sırasıyla $\theta_{opt} = 9^\circ, 9^\circ, 10^\circ$ ve 10° olmuştur). İş çevriminin ($\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 0,5, \theta = 10^\circ, P_k = 0,10$ MPa) değerlerinde, çeşitli hava fazlalık katsayılarında hesaplanmış çevrim parametreleri Çizelge 5.8'de, bu değerlere göre elde edilmiş grafikler ise Şekil 5.43, 5.44, 5.45 ve 5.46'da verilmiştir.

Çizelge 5.7 İş çevrimi parametrelerinin θ ve λ 'ya bağlılığı ($\xi = 0.86$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 0.5$, $P_k = 0.1$ MPa)

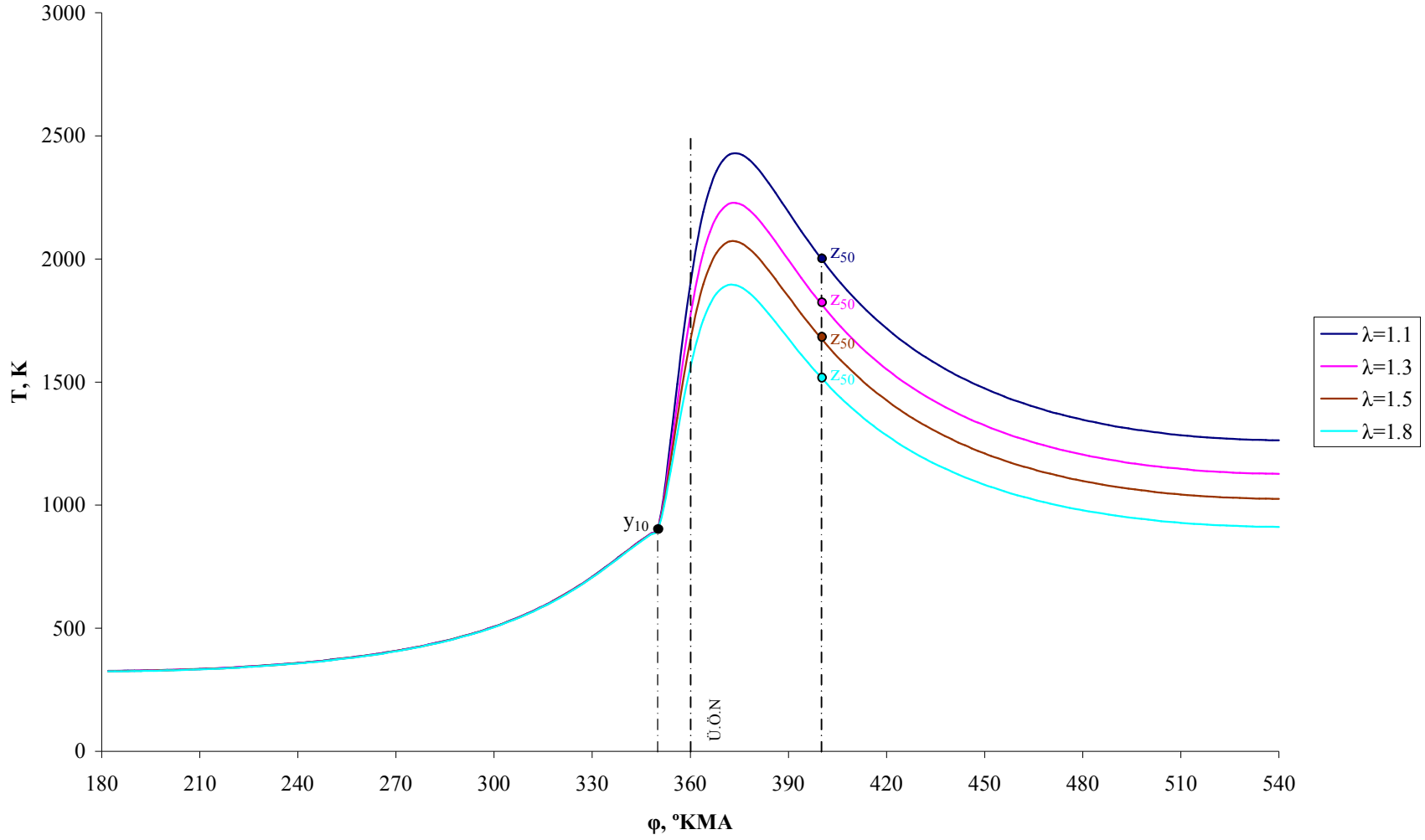
Çevrim Parametreleri	$\lambda = 1,1$				$\lambda = 1,3$				$\lambda = 1,5$			$\lambda = 1,8$		
	$\theta=0^\circ$	$\theta_{opt} = 9^\circ$	$\theta=10^\circ$	$\theta=20^\circ$	$\theta=0^\circ$	$\theta_{opt} = 9^\circ$	$\theta=10^\circ$	$\theta=20^\circ$	$\theta=0^\circ$	$\theta_{opt} = 10^\circ$	$\theta=20^\circ$	$\theta=0^\circ$	$\theta_{opt}=10^\circ$	$\theta=20^\circ$
P_i (MPa)	1,174	1,214	1,214	1,158	1,011	1,047	1,047	0,998	0,888	0,921	0,878	0,751	0,780	0,745
η_i	0,433	0,447	0,447	0,427	0,44	0,456	0,456	0,435	0,4	0,463	0,441	0,453	0,471	0,449
g_i [gr/(kW.h)]	196,11	189,58	189,62	198,82	192,64	186,04	186,06	195,08	190,09	183,35	192,19	187,34	180,29	188,87
P_{max} (MPa)	8,03	10,8	11,09	13,48	7,4	9,92	10,18	12,33	6,93	9,5	11,44	6,4	8,73	10,45
α_p (derece)	13	7	6	2	12	7	6	2	12	6	2	11	6	2
W_{pmax} (Mpa/rad)	0,44	0,65	0,66	0,71	0,37	0,57	0,58	0,63	0,32	0,52	0,58	0,26	0,46	0,51
T_{max} (K)	2304,8	2412,8	2429,5	2633,1	2104,9	2212,1	2227,8	2416,7	1951,1	2072,5	2248,8	1776,5	1895,8	2057,5
α_T (derece)	24	15	14	6	23	14	13	6	23	13	6	22	13	5
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	11	8	8	4	11	7	7	4	11	7	4	11	7	3
T_b (K)	1343	1268	1263	1251	1198	1132	1127	1117	1088	1025	1016	966	911	903
P_b (MPa)	0,4	0,387	0,386	0,387	0,354	0,343	0,343	0,343	0,321	0,31	0,311	0,283	0,275	0,276
Q_z (kJ/kg i.k)	2108,0	2105,6	2105,4	2104,9	1796,3	1794,1	1793,9	1793,4	1564,5	1562,3	1561,9	1310,2	1308,2	1307,8
Q_{wem} (kJ/kg i.k)	-14,86	-14,89	-14,89	-14,90	-15,04	-15,08	-15,08	-15,09	-15,19	-15,22	-15,23	-15,36	-15,40	-15,40
Q_{ws} (kJ/kg i.k)	12,8	6,4	5,8	0,9	12,8	6,4	5,8	0,8	12,8	5,7	0,8	12,8	5,7	0,7
% Q_{ws}	7,53	2,95	2,60	0,31	8,47	4,22	2,96	0,31	9,39	3,25	0,35	10,72	3,77	0,36
Q_{wy} (kJ/kg i.k)	99,8	150,2	156,5	218,5	87,7	131,4	136,8	190,3	78,6	122,1	169,1	68,4	105,8	145,6
% Q_{wy}	58,72	69,20	70,07	74,61	58,06	86,70	69,78	74,54	57,65	69,68	74,57	57,29	69,89	74,90
Q_{wg} (kJ/kg i.k)	32,76	37,85	38,66	51,44	28,96	33,36	34,04	45,19	25,94	30,42	40,36	22,39	26,19	34,79
% Q_{wg}	19,28	17,44	17,31	17,57	19,17	22,01	17,36	17,70	19,03	17,36	17,80	18,75	17,30	17,90
Q_{weg} (kJ/kg i.k)	24,6	22,6	22,4	22,0	21,6	19,6	19,4	19,0	19,0	17,0	16,5	15,8	13,7	13,3
% Q_{weg}	14,47	10,41	10,03	7,51	14,30	12,93	9,90	7,44	13,94	9,70	7,28	13,23	9,05	6,84
$Q_w = Q_{wy} + Q_{wg}$ (kJ/kg i.k)	132,56	188,05	195,16	269,94	116,66	164,76	170,84	235,49	104,54	152,52	209,46	90,79	131,99	180,39
Q_{wt} (kJ/kg i.k)	169,96	217,05	223,36	292,84	151,06	151,56	196,04	255,29	136,34	175,22	226,76	119,39	151,39	194,39
% Q_{wz} (kJ/kg i.k)	4,73	7,13	7,43	10,38	4,88	7,33	7,63	10,61	5,02	7,82	10,83	5,22	8,08	11,13

Çizelge 5.8 $\theta = 10^\circ$ sabit alındığında iş çevrimi parametrelerinin hava fazlalık katsayısına bağlılığı ($\xi = 0,86$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 0,5$, $P_k = 0,10$ MPa)

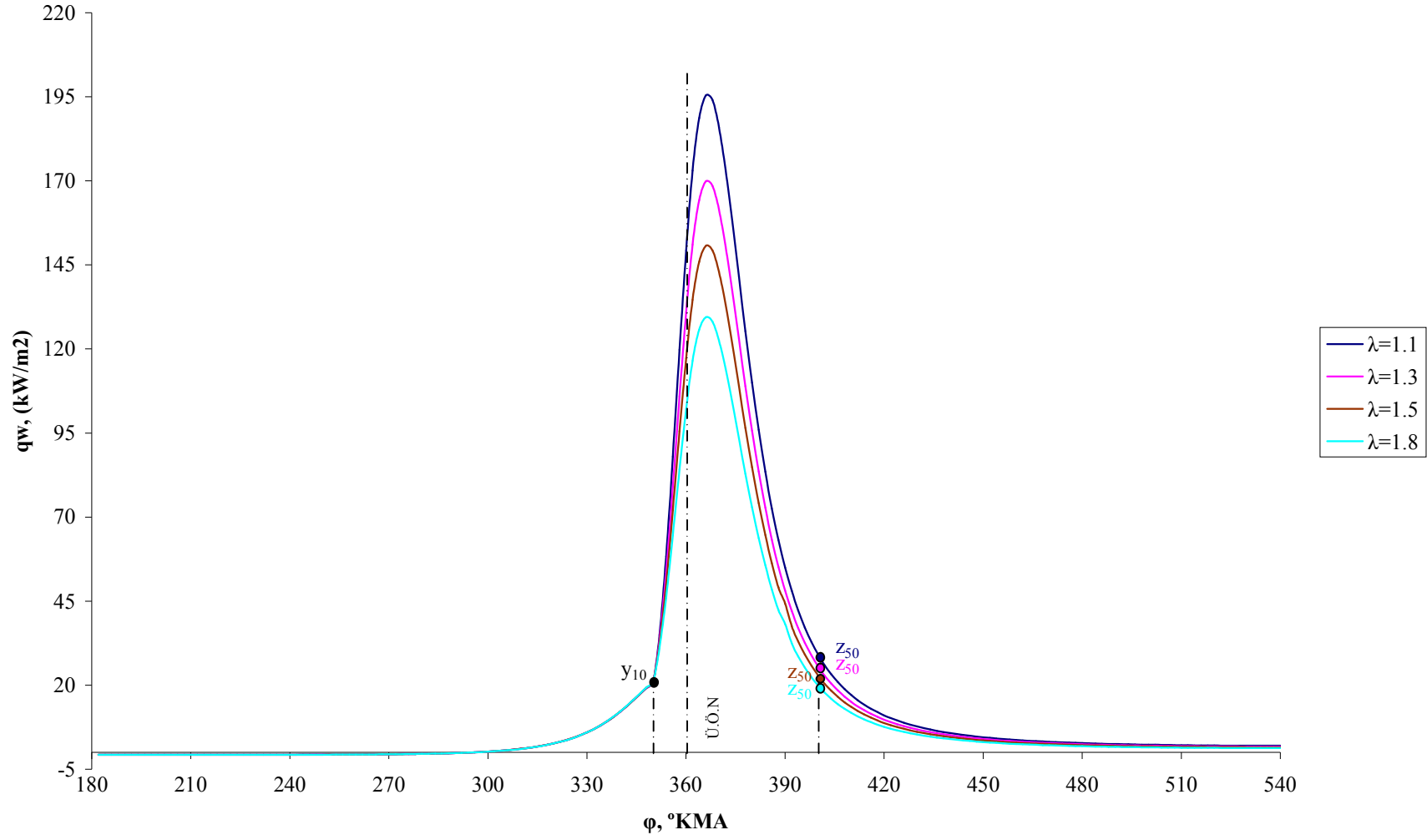
Çevrim Parametreleri	Hava Fazlalık Katsayısı			
	$\lambda = 1,1$	$\lambda = 1,3$	$\lambda = 1,5$	$\lambda = 1,8$
P_i (MPa)	1,214	1,047	0,921	0,780
η_i	0,447	0,456	0,463	0,471
g_i [gr/(kW.h)]	189,62	186,06	183,35	180,29
P_{max} (MPa)	11,09	10,18	9,50	8,73
α_p (derece)	6	6	6	6
$W_{p\ max}$ (Mpa/rad)	0,66	0,58	0,52	0,46
T_{max} (K)	2429,5	2227,8	2072,5	1895,8
α_T (derece)	14	13	13	13
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	8	7	7	7
T_b (K)	1263	1127	1025	911
P_b (MPa)	0,386	0,343	0,31	0,275
Q_z (kJ/kg i.k)	2105,4	1793,9	1562,3	1308,2
Q_{wem} (kJ/kg i.k)	-14,89	-15,08	-15,22	-15,40
Q_{ws} (kJ/kg i.k)	5,8	5,8	5,7	5,7
% Q_{ws}	2,60	2,96	3,25	3,77
Q_{wy} (kJ/kg i.k)	156,5	136,8	122,1	105,8
% Q_{wy}	70,07	69,78	69,68	69,89
Q_{wg} (kJ/kg i.k)	38,66	34,04	30,42	26,19
% Q_{wg}	17,31	17,36	17,36	17,30
Q_{weg} (kJ/kg i.k)	22,4	19,4	17,0	13,7
% Q_{weg}	10,03	9,90	9,70	9,05
$Q_w = Q_{wy} + Q_{wg}$ (kJ/kg i.k)	195,16	170,84	152,52	131,99
Q_{wt} (kJ/kg i.k)	223,36	196,04	175,22	151,39
% Q_{wz} (kJ/kg i.k)	7,43	7,63	7,82	8,08



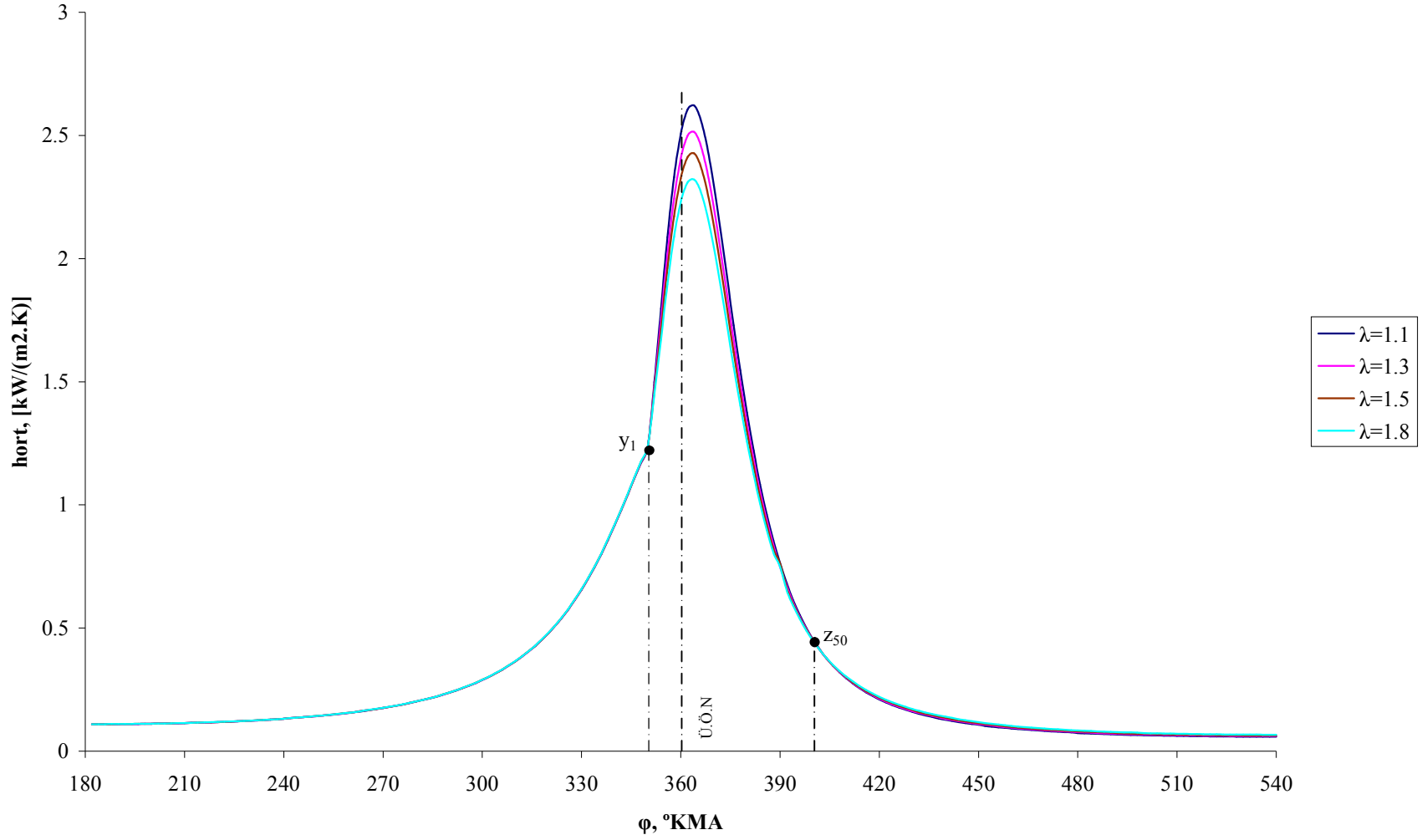
Şekil 5.43 Farklı hava fazlalık katsayılarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 0,5, \theta = 10^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.44 Farklı hava fazlalık katsayılarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 0,5, \theta = 10^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.45 Farklı hava fazlalık katsayılarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, m = 0,5, \theta = 10^\circ, P_k = 0,10 \text{ MPa})$



Şekil 5.46 Farklı hava fazlalık katsayılarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 ($\xi = 0.86$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 50^\circ$, $m = 0.5$, $\theta = 10^\circ$, $P_k = 0.1$ MPa)

Şekil 5.43 ve 5.44'den görülebileceği gibi λ 'nın küçülmesi ile yanma ve genişleme boyunca hem gaz basıncı hem de gaz sıcaklığı önemli ölçüde artar.

Şekil 5.45 ve 5.46'dan görülebileceği gibi λ 'nın artmasıyla soğutma sistemine verilen toplam ısı akısı q_w 'nin ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} 'nin maksimum değerlerinde önemli bir azalma görülür. Örneğin, $\lambda = 1,1$ iken $q_{wmax} = 195,45$ (kW/m²) ve $h_{ort} = 2,622$ (kW/m²·K) değerini alırken, $\lambda = 1,8$ olduğunda $q_{wmax} = 129,46$ (kW/m²) ve $h_{ort} = 2,321$ (kW/m²·K) olmaktadır. Isı transferindeki bu azalma şöyle açıklanabilir:

- Dizel motorlarında normal emme sırasında silindire alınan hava miktarı pratikte değişmediği için farklı λ değerlerini elde etmek amacıyla silindir içine püskürtülen yakıt miktarını değiştirmek gerekir. Yani λ 'yı artırmak için püskürtülen yakıt miktarı azaltılmalı, λ 'yı azaltmak için de püskürtülen yakıt miktarı artırılmalıdır. Püskürtülen yakıt miktarının artmasıyla, yanma ürünlerinin sıcaklığının ve dolayısıyla soğutma sistemine verilen ısı miktarının artacağı açıkça bellidir.

Çizelge 5.7'den görüldüğü gibi λ 'nın 1,8'den 1,1'e kadar düşmesi P_i değerini yaklaşık %56'ya kadar yükseltebilmektedir. Fakat bu yükseliş P_{max} , T_{max} , T_b ve P_b 'nin %27-40 kadar artmasına da neden olur. Bunun yanı sıra w_{pmax} %43 artmış, η_i ise önemsiz oranda küçülmüştür (%5,10). α_T ve α_p karakteristik açıları ve bunların farkları λ 'nın artması ile pek değişmemekte, neredeyse sabit kalmaktadır.

Yine Çizelge 5.7'den görüldüğü gibi yanma süresinde ısı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine karşın çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%69-70'i bu zamanda iletilir. Ayrıca λ 'nın artmasıyla bu kayıp (Q_{wy}) yüzdesel olarak artar. Örneğin, $\lambda = 1,1$ iken $Q_{wy} = \%69,20$ değerini alırken, $\lambda = 1,8$ olduğunda $Q_{wy} = \%69,89$ olmaktadır. Isı transferindeki bu artış şöyle açıklanabilir:

- λ 'nın artışı çevrim başına silindir içine püskürtülen yakıt miktarının azaltılmasıyla elde edilir. Yakıt miktarındaki bu azalma yanma ürünleri sıcaklığında da bir azalmaya neden olur. Yanma ürünleri sıcaklığının azalması ise

gerek yanma süresinde gerekse tüm çevrim boyunca soğutma sistemine verilen ısıların mutlak değerlerinin azalmasına neden olur. Örneğin, $\lambda = 1,1$ iken $Q_{wy} = 150,2$ (kJ/kg·i.k) ve $Q_{wt} = 217,05$ (kJ/kg·i.k) değerini alırken, $\lambda = 1,8$ olduğunda $Q_{wy} = 105,8$ (kJ/kg·i.k) ve $Q_{wt} = 151,39$ (kJ/kg·i.k) olmaktadır. Fakat $(Q_{wy}/Q_{wt}) \times 100$ değeri λ 'nın artmasıyla artar.

- Net genişleme sırasında gaz basıncı ve sıcaklığı hızla azalır (Bkz. Şekil 5.43 ve 5.44). Net genişlemede ısı transferi ısı alan yüzeylerin büyük değerlerinde gerçekleştiği için, ısı akısındaki önemli düşüşe rağmen iş karışımından yanma odası çeperlerine kayda değer miktarda ısı iletimi olur (Çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının ~%17'si kadar). Ayrıca λ 'nın artmasıyla bu kayıp (Q_{wg}) hafif bir şekilde azalır. Örneğin, $\lambda = 1,1$ iken $Q_{wg} = \%17,44$ değerini alırken, $\lambda = 1,8$ olduğunda $Q_{wg} = \%17,30$ olmaktadır.
- Egzoz zamanında duvarlara verilen ısı miktarı çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%9-10'u kadardır. Ayrıca λ 'nın artmasıyla bu kayıp (Q_{weg}) hafif bir şekilde azalır. Örneğin, $\lambda = 1,1$ iken $Q_{weg} = \%10,41$ değerini alırken, $\lambda = 1,8$ olduğunda $Q_{weg} = \%9,05$ olmaktadır.

Yukarıdaki açıklamalardan görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı λ küçüldükçe başka bir deyişle taze karışım zenginleştikçe motorun gücü ve ekonomikliği teorik olarak önemli ölçüde iyileşir. Fakat gerçek dizel motoru koşullarında λ 'nın fazla küçülmesi taze karışımın hazırlanma kalitesini kötüleştirir. Öyle ki λ değeri belirli bir sınırın altına düştüğünde ($\lambda = 1,35 - 1,50$) normal yanma bozulur ve motorun siyah duman atmasına neden olur. Demek dizel motorların nispeten zengin karışımla (küçük λ 'larda) normal çalışmasını temin etmek için yanıcı karışım oluşturulmasını geliştirecek yöntemler kullanılmalıdır.

Bu yöntemler içerisinde iki kademeli karışım oluşturma yöntemi daha çok başarı elde etmeye imkan verir. Bu yöntemin mahiyeti şöyle açıklanabilir. Yakıt silindire uzun süreli ara ile iki kademedeki püskürtülür. Birinci yakıt dozu silindire emme sırasında verilir. İkinci yakıt dozu ise kendi kendine tutuşma gerçekleştikten sonra püskürtülür. İki kademeli karışım oluşturma yönteminin esas üstün tarafı motorun litre gücünün

artırılması imkandır. Öyle ki nominal yük rejiminde emilen havanın yakıt buharları ile zenginleştigin de duman ortaya çıkmadan genel hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1,00 - 1,25$ 'e kadar indirmek mümkündür. Bu ise motorun litre gücünün %20-25 oranında artması anlamına gelir. Bunun yanında iki kademeli karışım oluşturma dizelin küçük sıkıştırma oranlarında da ($\varepsilon = 12 - 14$) normal çalışması için gereken koşulları sağlar. Sonuçta bu tip motorlarda maksimum yanma basıncı azalır, indike verim ise artar.

5.7 Aşırı Doldurmanın İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri

Aşırı doldurma derecesinin iş çevrimi parametrelerine ve silindir çeperleriyle iş karışımı arasındaki ısı transferine etkilerini araştırmak için silindire giren havanın çevrim başına beş adet değeri hesaplanmıştır; $P_k = 0,10$ MPa (aşırı doldurmanın olmadığı hal), $0,12$ MPa, $0,14$ MPa, $0,17$ MPa ve $0,20$ MPa . Hesap için, sıkıştırma oranı $\varepsilon = 17$, hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1,6$, şartlı yanma süresi $\varphi_z = 80^\circ$ ve yanma karakteri göstergesi $m = 0,6$ verileri alınmış, ayrıca her bir P_k değerine uygun olarak artık gazların basıncı P_r ve sıcaklığı T_r ile taze karışımın sıcaklık artışı ΔT değerlendirilmiştir. Tüm P_k değerleri için yapılan hesaplar optimal tutuşma avansı açılarında gerçekleştirilmiştir. Bu değer yaklaşık $\theta_{opt} \approx 16^\circ$ 'dir.

Şekil 5.47 ve 5.48'de P_k 'nın beş değeri için gaz basıncı P ve sıcaklığı T 'nin θ_{opt} ve diğer sabit ilk veriler için krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri verilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi aşırı doldurma eylemi, gaz sıcaklığında nispeten az bir büyümeye neden olurken, basınçta önemli bir ölçüde büyümeye sebebiyet vermektedir. Örneğin, P_k 'nın $0,10$ MPa 'dan $0,20$ MPa 'a kadar yükselmesi P_{max} değerini $\sim 1,8$ kat, T_{max} değerini ise sadece %6,5 kadar arttırır. Tüm çevrimlerde P_{max} ve T_{max} pratik olarak aynı krank mili dönme açısında ($\alpha_p = 5^\circ$ ve $\alpha_T = 15 - 16^\circ$) ulaşılması ilgi çekicidir. T_{max} her zaman P_{max} 'dan sonra gelir ve üstelik bu kayma pratik olarak sabit olup, ($\alpha_T - \alpha_p = 10 - 11^\circ$) 'dir.

Şekil 5.49 ve 5.50'de P_k 'nın beş değeri için soğutma sistemine verilen toplam ısı akısı q_w ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} 'nin θ_{opt} ve diğer sabit ilk veriler için

krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri verilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi P_k 'nın artmasıyla q_w ve h_{ort} 'nin maksimum değerlerinde ve ayrıca tüm yanmalı sıkıştırma, yanma-genişleme ve net genişleme zamanında önemli bir artış sağlanır. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken $q_{wmax} = 121,11$ (kW/m²) ve $h_{ort} = 2,301$ (kW/m² · K) değerini alırken, $P_k = 0,20$ MPa olduğunda $q_{wmax} = 131,37$ (kW/m²) ve $h_{ort} = 3,708$ (kW/m² · K) olmaktadır.

P_k 'nin beş değeri için optimal tutuşma avansı açısı ve diğer sabit ilk verilerde hesaplanmış temel çevrim parametreleri Çizelge 5.9'da özetlenmiştir. Bu çizelgeden görüldüğü gibi P_k 'nin 2 kat artması (0,10MPa 'dan 0,20MPa 'a kadar yükselmesi) ortalama indike basınç P_i 'yi %61,2 yükseltir. İndike verim ve indike özgül yakıt tüketimi ise ya sabit kalmakta ya da çok az değişmektedir; $\eta_i = 0,45$ ve $g_i = 187-190$ [gr/(kW · h)]. Demek ki, η_i ve g_i 'nin aşırı doldurma basıncından pratik olarak bağımsız olduğu düşünülebilir.

Çizelge 5.9'dan görüldüğü gibi yanma zamanında ısı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine karşın çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%73-77'si bu zamanda iletilir. Ayrıca P_k 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wy}) yüzdesel olarak azalır. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken $Q_{wy} = \%77,14$ değerini alırken, $P_k = 0,20$ MPa olduğunda $Q_{wy} = \%73,28$ olmaktadır. Isı transferindeki bu azalma şöyle açıklanabilir:

- P_k 'nin artmasıyla silindire alınan hava miktarı artar. Fakat λ değerini sabit tutmak için $\lambda = 1,6$ MPa eş zamanlı olarak silindire püskürtülen yakıt miktarı da uygun oranda artırılmalıdır. Dolayısıyla çevrim başına yakılan yakıt miktarı artacağı için gerek yanma ürünlerinin sıcaklığı gerekse soğutma sistemine verilen ısının mutlak değeri artar. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken $Q_{wy} = 124,1$ (kJ/kg · i.k) ve $Q_{wt} = 160,87$ (kJ/kg · i.k) değerini alırken, $P_k = 0,20$ MPa olduğunda $Q_{wy} = 136,3$ (kJ/kg · i.k) ve $Q_{wt} = 186,00$ (kJ/kg · i.k) olmaktadır. Fakat $(Q_{wy}/Q_{wt}) \times 100$ değeri P_k 'nin artmasıyla azalır.

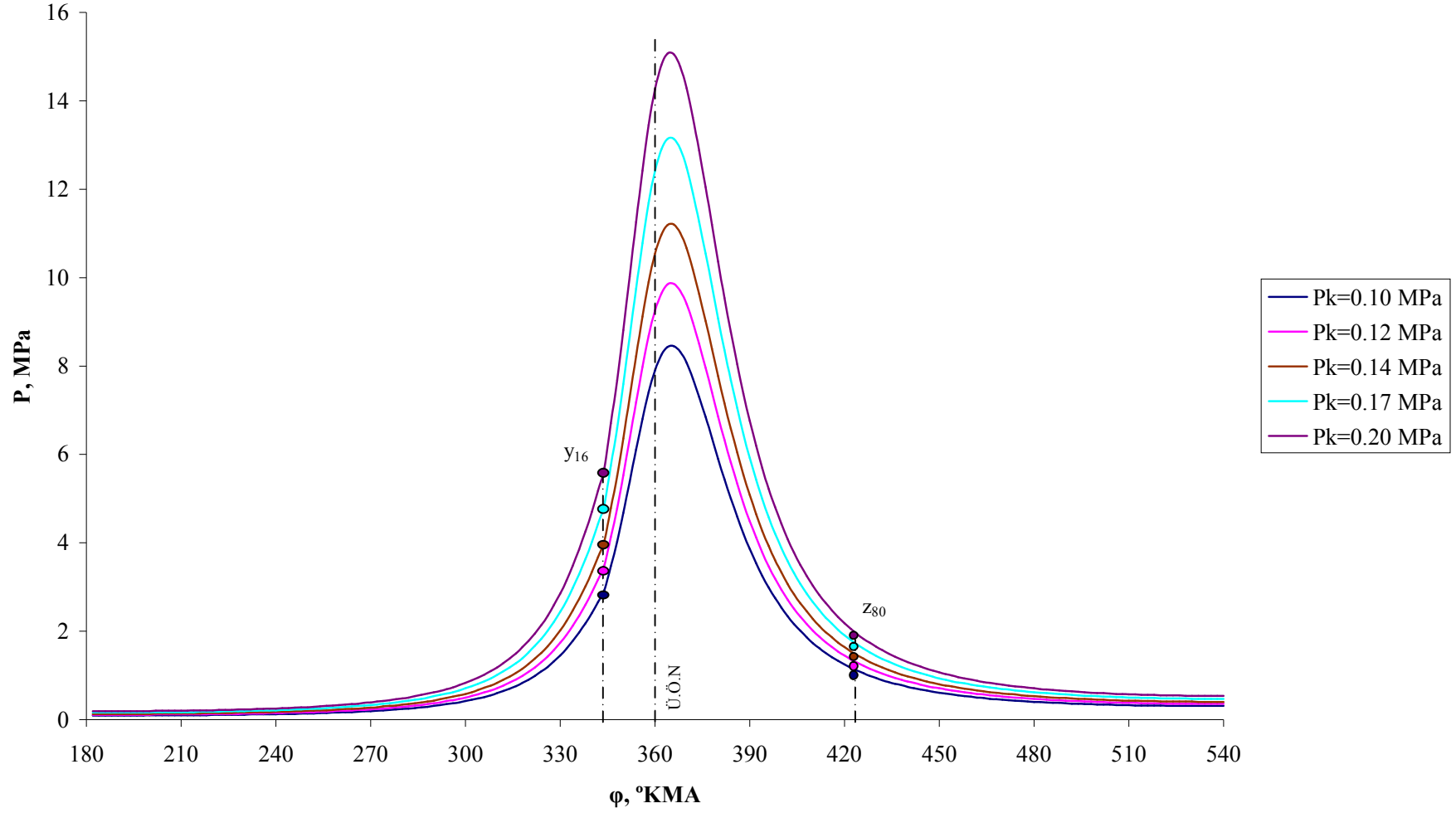
- Net genişleme sırasında ısı transferi ısı alan yüzeylerin büyük değerlerinde gerçekleştiği için, ısı akısındaki önemli düşüşe rağmen (Bkz. Şekil 5.49) iş karışımından yanma odası çeperlerine kayda değer bir miktarda ısı iletilir (Çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının ~%11'i kadar). Ayrıca P_k 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{weg}) hafif bir şekilde azalır. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken $Q_{weg} = \%11,23$ değerini alırken, $P_k = 0,20$ MPa olduğunda $Q_{weg} = \%11,02$ olmaktadır.
- Egroz zamanında duvarlara verilen ısı miktarı çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%9-10'u kadardır. Ayrıca P_k 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{weg}) çok hafif bir şekilde değişir. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken $Q_{weg} = \%10,13$, $P_k = 0,12$ MPa iken $Q_{weg} = \%9,04$ değerlerini alırken, $P_k = 0,20$ MPa olduğunda $Q_{weg} = \%10,11$ olmaktadır.

Çizelge 5.9'dan görülebilecek diğer bir husus, aşırı doldurmada P_i 'nin artışının, P_{max} , $w_{p,max}$, T_b ve P_b 'nin yükselmesinden başka bir ifade ile motorun mekanik, dinamik ve ısı yükünün artmasından ileri geldiğidir.

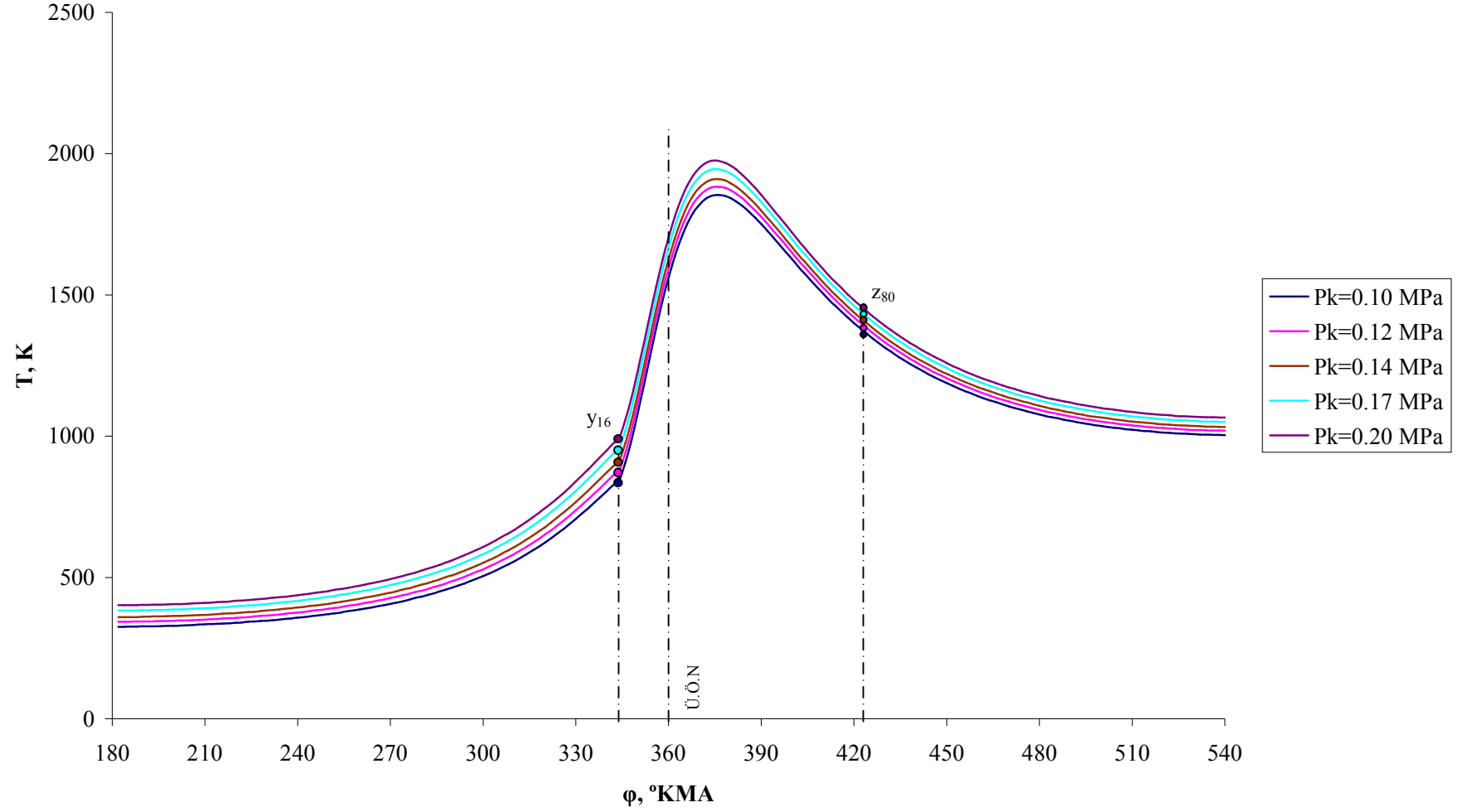
θ 'nın θ_{opt} 'dan daha büyük değerlere çıkarılması çevrim parametrelerini kötüleştirir. θ_{opt} 'a göre θ 'nın biraz küçültülmesi ise P_i , P_{max} , $w_{p,max}$ ve T_{max} büyüklüklerini önemsiz ölçüde düşürür ve bu nedenle θ 'nın biraz küçük tutulması bazen faydalı olabilir.

Çizelge 5.9 İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} 'da aşırı doldurma basıncı P_k 'ya bağlılığı
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 80^\circ, m = 0,6)$

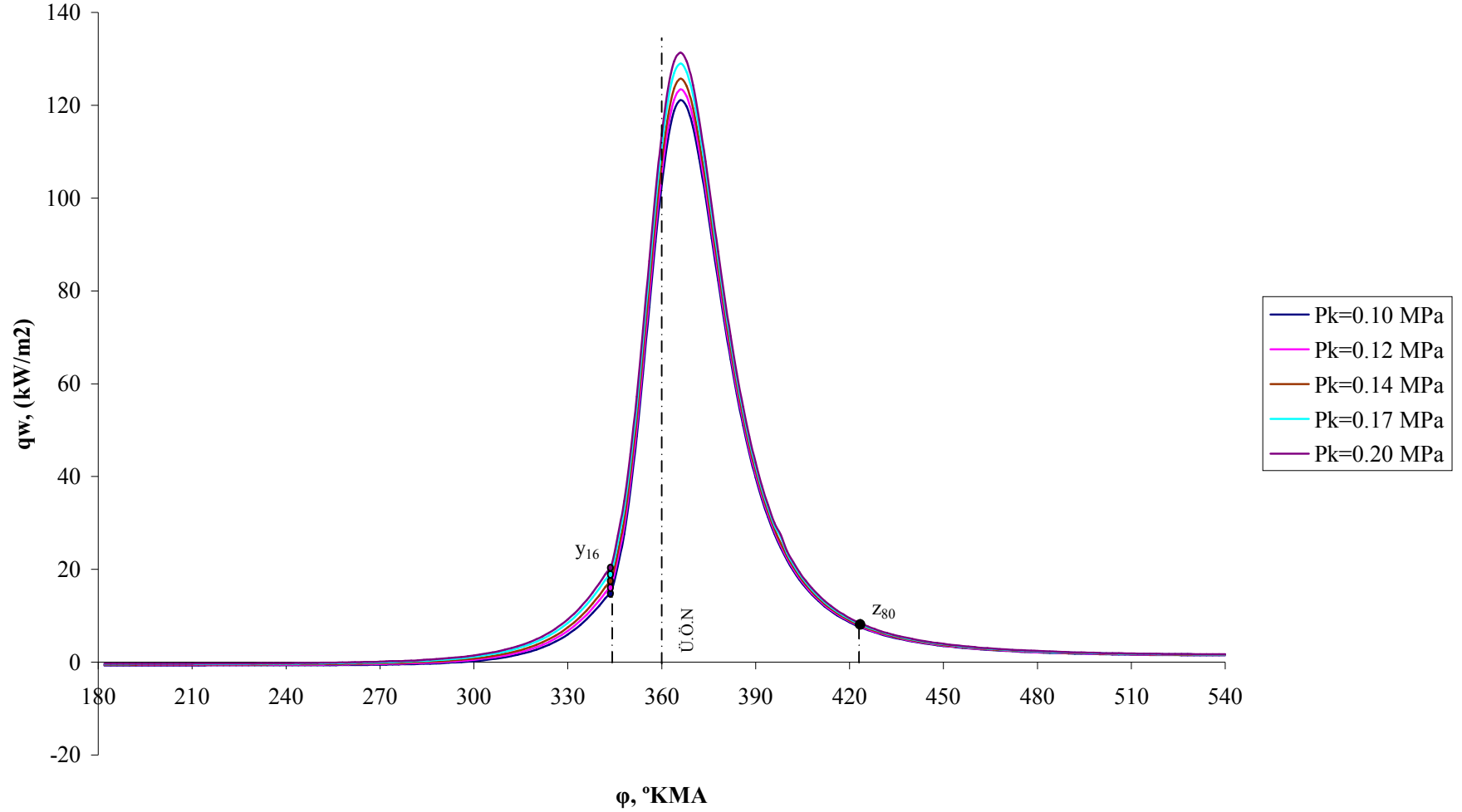
Çevrim Parametreleri	$P_k=0,10$ MPa	$P_k=0,12$ MPa	$P_k=0,14$ MPa	$P_k=0,17$ MPa	$P_k=0,20$ MPa
	$\theta_{opt} = 16^\circ$	$\theta_{opt} = 16^\circ$	$\theta_{opt} = 16^\circ$	$\theta_{opt} = 16^\circ$	$\theta_{opt} = 16^\circ$
P_i (MPa)	0,846	0,966	1,075	1,227	1,374
η_i	0,453	0,452	0,450	0,448	0,446
g_i [gr/(kW.h)]	187,1	187,82	188,51	189,44	190,17
P_{max} (MPa)	8,46	9,88	11,22	13,17	15,09
α_p (derece)	5	5	5	5	5
$W_{p\ max}$ (Mpa/rad)	0,36	0,42	0,47	0,55	0,62
T_{max} (K)	1854,0	1883,5	1909,9	1945,6	1975,7
α_T (derece)	16	16	16	15	15
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	11	11	11	10	10
T_b (K)	1004	1020	1033	1051	1066
P_b (MPa)	0,306	0,356	0,403	0,47	0,537
Q_z (kJ/kg i.k)	1467,9	1469,9	1469,1	1467,9	1467,0
Q_{wem} (kJ/kg i.k)	-15,28	-13,37	-11,61	-9,30	-7,40
Q_{ws} (kJ/kg i.k)	2,4	4,4	6,2	8,5	10,4
% Q_{ws}	1,49	2,67	3,62	4,74	5,59
Q_{wy} (kJ/kg i.k)	124,1	126,9	129,7	133,5	136,3
% Q_{wy}	77,14	76,99	75,82	74,37	73,28
Q_{wg} (kJ/kg i.k)	18,07	18,62	19,16	19,91	20,50
% Q_{wg}	11,23	11,30	11,20	11,09	11,02
Q_{weg} (kJ/kg i.k)	16,3	14,9	16,0	17,6	18,8
% Q_{weg}	10,13	9,04	9,35	9,80	10,11
$Q_w = Q_{wy} + Q_{wg}$ (kJ/kg i.k)	142,17	145,52	148,86	153,41	156,8
Q_{wt} (kJ/kg i.k)	160,87	164,82	171,06	179,51	186,00
% Q_{wz} (kJ/kg i.k)	8,45	8,63	8,83	9,09	9,29



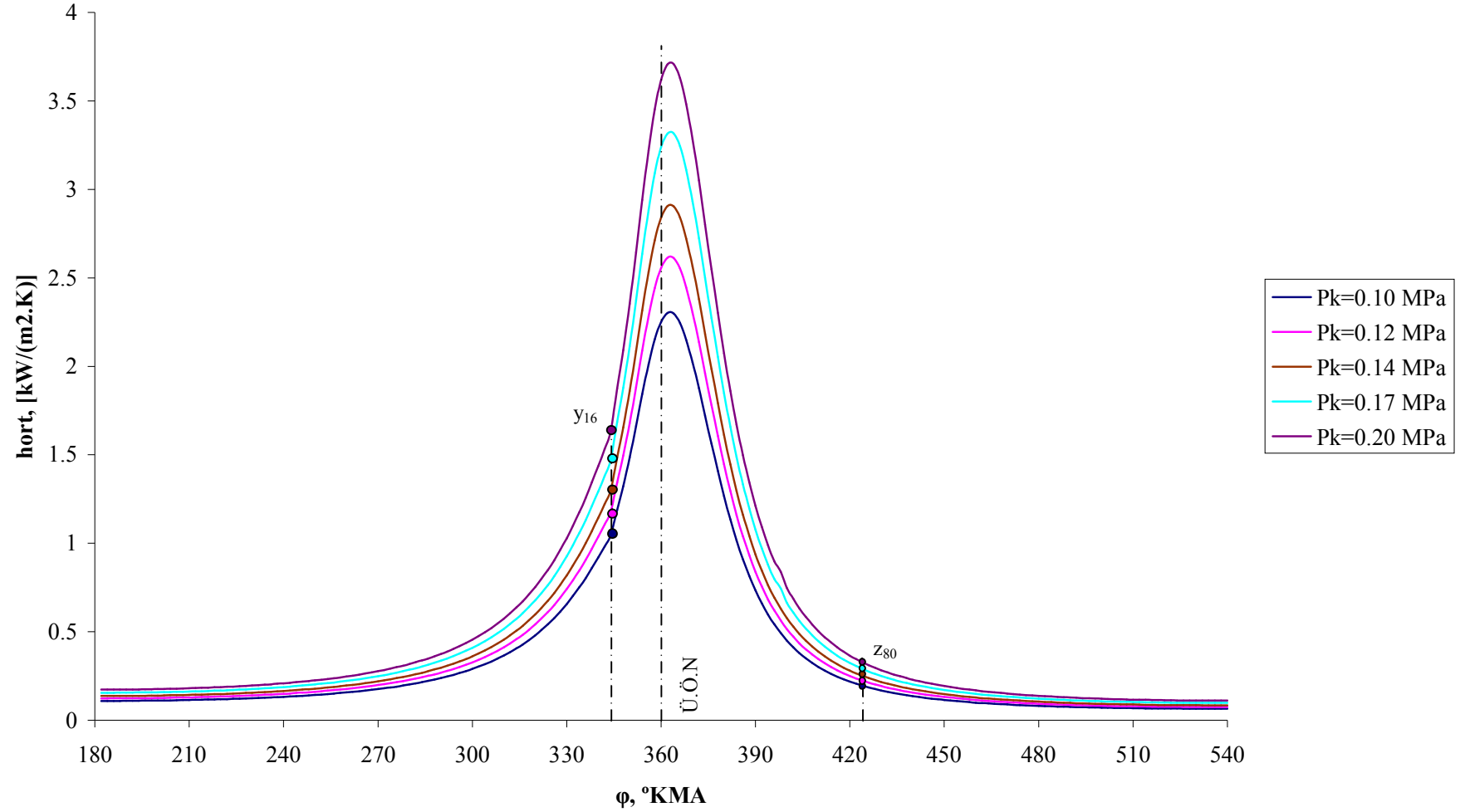
Şekil 5.47 Farklı aşırı doldurma basınçlarında basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 80^\circ, m = 0,6, \theta_{opt} = 16^\circ)$



Şekil 5.48 Farklı aşırı doldurma basınçlarında sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 80^\circ, m = 0,6, \theta_{opt} = 16^\circ)$



Şekil 5.49 Farklı aşırı doldurma basınçlarında ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 80^\circ, m = 0,6, \theta_{opt} = 16^\circ)$



Şekil 5.50 Farklı aşırı doldurma basınçlarında ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \varepsilon = 17, \varphi_z = 80^\circ, m = 0,6, \theta_{opt} = 16^\circ)$

5.8 Termal Bariyer Kaplamanın İş Çevrimi Parametrelerine ve Isı Transferine Etkileri

Termal bariyer kaplamanın iş çevrimi parametreleri ve iş karışımı ile silindir çeperleri arasındaki ısı transferine etkilerini araştırmak için silindire giren havanın 2 farklı basınç değerinde hem standart motorun (SM) hem de termal bariyer kaplamalı motorun (TBKM) 4 adet iş çevrimi hesabı yapılmıştır. Aşırı doldurmanın olmadığı halde $P_k = 0,10$ MPa, aşırı doldurma halinde ise $P_k = 0,14$ MPa alınmıştır. Hesap için sıkıştırma oranı $\varepsilon = 17$, hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1,6$, şartlı yanma süresi $\varphi_z = 50^\circ$ ve yanma karakteri göstergesi $m = 0,6$ seçilmiştir. Ayrıca her bir P_k değerine uygun olarak artık gazların basıncı P_r ve sıcaklığı T_r ile taze karışımın sıcaklık artışı ΔT hesaba katılmıştır. Her bir P_k değeri için yapılan hesaplar optimal tutuşma avansı açısından ($P_{i\max}$ ve $g_{i\min}$ değerlerine göre) gerçekleştirilmiştir. Bu değer yaklaşık $\theta_{opt} = 10^\circ$ 'dir. SM ve TBKM'ların iş çevrimi hesabında göz önüne alınan temel farklar yanma odası duvarlarının sıcaklıkları olup, bu sıcaklıklar Çizelge 5.10'da verilmiştir.

Çizelge 5.10 SM ve TBKM'ların yanma odası duvarlarına ait sıcaklıklar [107]

Sıcaklık (K)	SM	TBKM
Silindir Kapağı Yüzey Sıcaklığı	584	642
Piston Üst Yüzey Sıcaklığı	653	694
Silindir Duvarı Sıcaklığı	583	669

Şekil 5.51 ve 5.55'de SM ve TBKM'lar için gaz basıncı P 'nin, Şekil 5.52 ve 5.56'da ise gaz sıcaklığı T 'nin $\theta = \theta_{opt}$ ve diğer sabit ilk verilerde krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri verilmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü gibi termal bariyer kaplama uygulaması hem basınç hem de gaz sıcaklığında hafif bir artışa neden olur. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken SM için $P_{\max} = 9,07$ MPa ve $T_{\max} = 2012,7$ K değerlerini alırken, TBKM için $P_{\max} = 9,12$ MPa ve $T_{\max} = 2024,4$ K olmaktadır

(yaklaşık olarak %0,55-%0,58'lik bir artış). Her iki motorda da P_{\max} ve T_{\max} 'a aynı krank mili dönme açısında ($\alpha_p = 6^\circ$ ve $\alpha_T = 14^\circ$) ulaşılması ilgi çekicidir. T_{\max} daima P_{\max} 'dan sonra gelir ve üstelik bu kayma pratik olarak sabit kalır ($\alpha_T - \alpha_p = 8^\circ$).

Şekil 5.53, 5.54, 5.57 ve 5.58'de her iki motor için soğutma sistemine verilen toplam ısı akısı q_w ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} 'nin $\theta = \theta_{\text{opt}}$ ve diğer sabit ilk verilerde krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri kıyaslamalı olarak verilmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü gibi termal bariyer kaplama uygulamasıyla q_w 'nin maksimum değerinde bir düşüş sağlanır. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken SM için $q_{w\max} = 132,98$ (kW/m²) değerlerini alırken, TBKM için $q_{w\max} = 130,24$ (kW/m²) olmaktadır. h_{ort} 'nin maksimum değerinde ise hafif bir artış olur. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken SM için $h_{\text{ort}\max} = 3$ (kW/m²·K) değerlerini alırken, TBKM için $h_{\text{ort}\max} = 3,019$ (kW/m²·K) olmaktadır.

Gerek SM gerekse TBKM için P_k 'nin iki değeri için $\theta = \theta_{\text{opt}}$ ve diğer sabit ilk verilerde hesaplanmış temel parametreler Çizelge 5.11'de özetlenmiştir. Bu çizelgeden görüldüğü gibi termal bariyer kaplama uygulamasıyla P_i , η_i ve g_i gibi temel parametrelerde hafif bir iyileşme olmaktadır. Termal bariyer kaplama uygulamasıyla yanma sırasında çevrim başına duvarlara verilen ısı miktarı hafif biçimde artar. Egzoz ve genişleme sırasında ise çevrim başına duvarlara verilen ısı miktarı bir miktar azalır. Örneğin, $P_k = 0,10$ MPa iken soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının, yanmada iletilen kısmı SM'da %76,34 olurken TBKM'da %79,81, net genişlemede iletilen kısmı SM'da %18,25 olurken TBKM'da %17,91 ve egzozda iletilen kısmı SM'da %5,41 olurken TBKM'da %2,28 olmaktadır.

TBKM'larda ısı kaybının az olması sebebiyle sıkıştırma sonundaki sıcaklık artacağından tutuşma gecikmesi süresi kısılacacağı gibi kolay ilk hareket sağlanabilir. Dizel motorlarında kontrolsüz yanmadan dolayı meydana gelen vuruntu ve gürültünün azalmasıyla motorun daha sessiz çalışması sağlanmış olacaktır. Tutuşma gecikmesinin kısılması daha düşük sıkıştırma oranı ile çalışmaya imkan vermektedir. Böylece daha iyi bir mekanik verim elde edilebilir ve yakıt ekonomisinde iyileşme sağlanabilir.

Termal bariyer kaplama uygulamanın diğerk bir amacı da, ısı kayıplarını azaltarak yanma odası cidar sıcaklıklarını artırmak ve egzoz gaz sıcaklığını yükseltmektir. Egzoz gaz sıcaklığını artırmakla oluşan egzoz enerjisindeki artış, tabii emmeli bir dizel motoruna turboşarj ve/veya turbokombine sisteminin eklenmesiyle dışarı atılan ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesini sağlar ki, bu da motor verimini iyileştirir. Zaten aşırı doldurmada, motorlara kompresör ve/veya turbokombine ilavesiyle, aynı strok hacminden daha fazla güç almak esastır. Bu durum, aynı silindir hacmine, kompresör tarafından sağlanan yüksek basınçta daha fazla hava gönderip, o silindirde yakılabilecek yakıt miktarının artırılmasıyla sağlanır. Yanma odasındaki sıcaklık artışı ile yanmadan atılan hidrokarbonlar tamamen yanmakta, karbonmonooksit ve is emisyonları ise azaltılmaktadır. Tabii emmeli bir dizel motorunda egzoz enerjisi toplamı %30–40 iken, TBKM’da bu değer %60–65 mertebelerindedir. Ayrıca egzoz gaz sıcaklıkları da standart bir dizel motorunda 400–600 °C olmasına karşılık, TBKM’da 700–900 °C civarındadır. Turbokombine bir motorda ise bu değerler 1100 °C’ye kadar yükselebilmektedir.

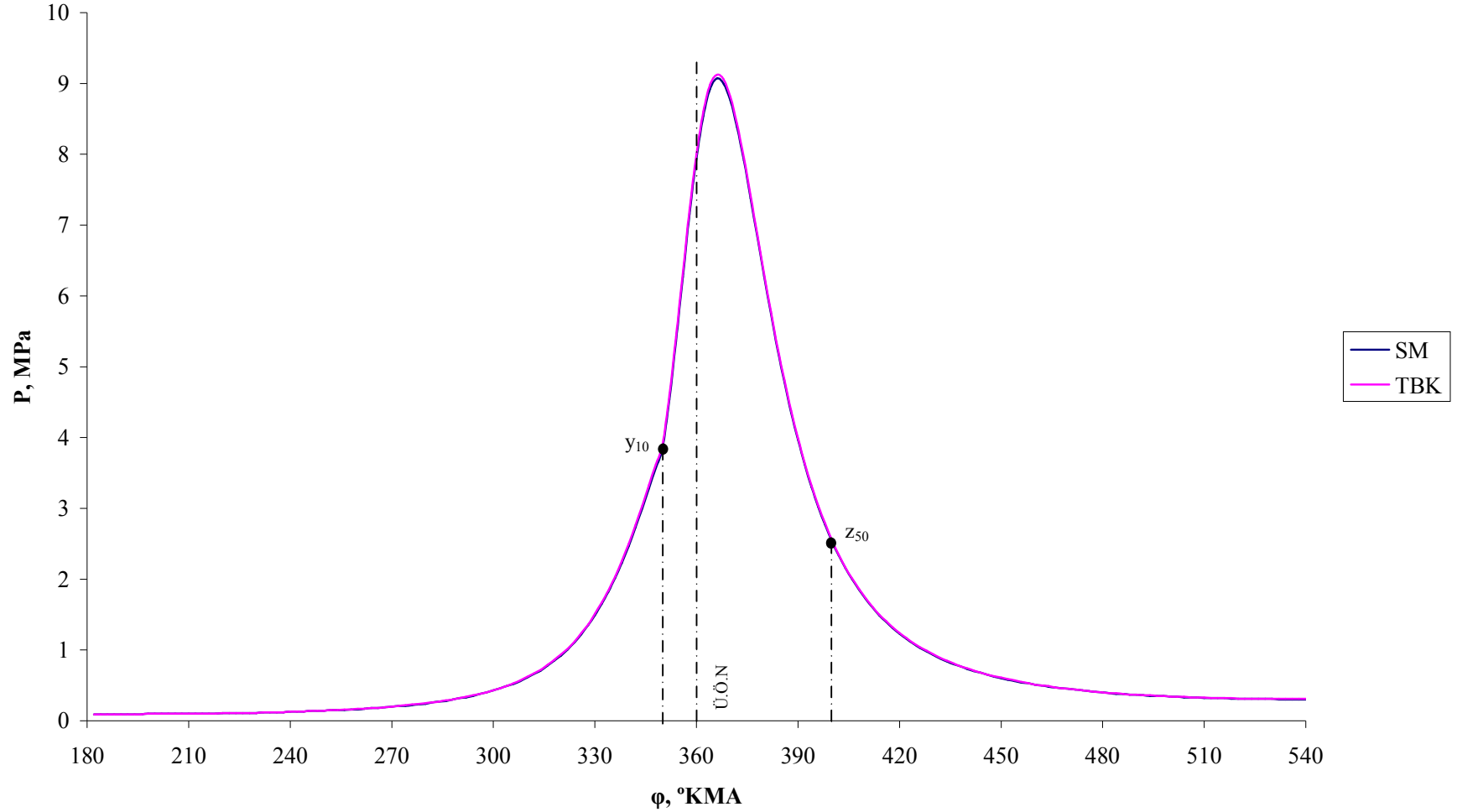
Yüksek ısı yalıtımını sağlamak amacıyla kaplanan ve yanma odası elemanlarında kullanılan bazı seramik türleri yanma ısısının yükselmesini sağlamakta, dolayısıyla egzoz gaz emisyonlarının ve birim yakıt tüketiminin düşmesine olanak vermektedir. Ancak yanma ısısının yükselmesi sadece dizel motorlarında arzu edilmektedir. Isı enerjisinin dışarı atılmasını engelleyerek mekanik enerjiye dönüştüren turbokombine ünitesiyle ısıl verimde de artış sağlanmış olur. Cidar sıcaklıklarının artması aynı zamanda tutuşma gecikmesini azaltarak, motorun daha düşük egzoz gaz emisyonlarında, daha sessiz ve yumuşak bir şekilde çalışmasını sağlar.

Yanma odasını oluşturan elemanların metal yerine seramik malzemeden yapılması halinde ağırlık yönünden de oldukça önemli sonuçlar ortaya çıkarılmıştır. İleri geri hareket eden parçalarda seramik kullanılmasıyla sağlanan hafiflik, dairesel hareket eden turbo rotorları gibi parçalar için de önemlidir. Bu parçaların seramikten imal edilmeleriyle birlikte, yüksek sıcaklıkta kopma ve kırılmaya karşı dayanıklılık da sağlanmış olur. Tam adyabatik bir motor ve taşıt dizaynı sonunda bir askeri araçta (tankta), hacim azalması oranı yaklaşık %40 civarında olduğu saptanmıştır. Bu azalma motorda %35, soğutma sisteminde %22, transmisyonda %20, yakıtta %17, aksesuarda ve diğerlerinde ise %5 değerlerine ulaşmaktadır.

Daha hafif motordan sağlanan daha fazla güç, güç yoğunluğunda artış sağlar. Isı kayıplarının azaltılmasıyla özellikle dizel motorlarında sıkıştırma sonu gaz sıcaklığı artacağından daha kolay ilk hareket sağlanabilir ve tutuşma gecikmesi kısalmır.

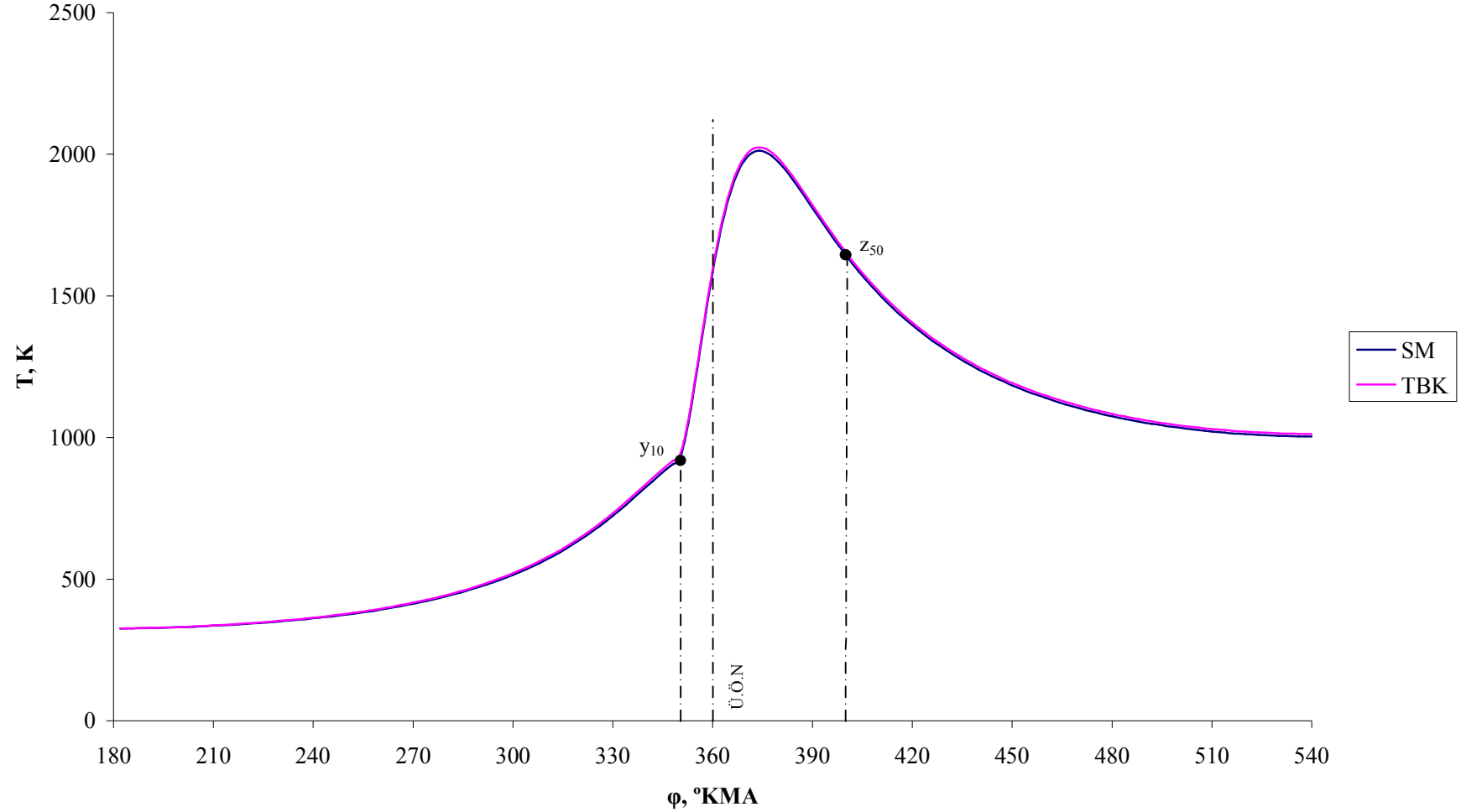
Çizelge 5.11 İş çevrimi parametrelerinin θ_{opt} 'da termal bariyer kaplama uygulamasına bağlılığı ($\xi = 0,86$, $\lambda = 1,6$, $\varepsilon = 17$, $\varphi_z = 80^\circ$, $m = 0,6$)

Çevrim Parametreleri	Pk=0,10 Mpa		Pk=0,14 Mpa	
	Normal motor	Adyabatik motor	Normal motor	Adyabatik motor
P_i (MPa)	0,876	0,879	1,113	1,117
η_i	0,47	0,471	0,466	0,468
g_i [gr/(kW.h)]	180,63	180,02	182	181,38
P_{max} (MPa)	9,07	9,12	11,97	12,04
α_p (derece)	6	6	6	6
$W_{p max}$ (Mpa/rad)	0,46	0,46	0,59	0,59
T_{max} (K)	2012,7	2024,4	2068,3	2079,7
α_T (derece)	14	14	14	14
$\alpha_T - \alpha_p$ (derece)	8	8	8	8
T_b (K)	1004	1013	1032	1041
P_b (MPa)	0,303	0,306	0,399	0,402
Q_z (kJ/kg i.k)	1468	1468,3	1469,2	1469,4
Q_{wem} (kJ/kg i.k)	-27,56	-34,05	-23,63	-29,98
Q_{ws} (kJ/kg i.k)	-4,5	-9,6	-0,1	-5
Q_{wy} (kJ/kg i.k)	104,5	101,7	108,8	105,9
% Q_{wy}	76,34	79,81	76,08	79,26
Q_{wg} (kJ/kg i.k)	24,98	22,82	26,51	24,31
% Q_{wg}	18,25	17,91	18,54	18,19
Q_{weg} (kJ/kg i.k)	7,4	2,9	7,7	3,4
% Q_{weg}	5,41	2,28	5,38	2,54
$Q_w = Q_{wy} + Q_{wg}$ (kJ/kg i.k)	129,48	124,52	135,31	130,21
Q_{wt} (kJ/kg i.k)	136,88	127,42	143,01	133,61
% Q_{wz} (kJ/kg i.k)	7,12	6,92	7,4	7,21



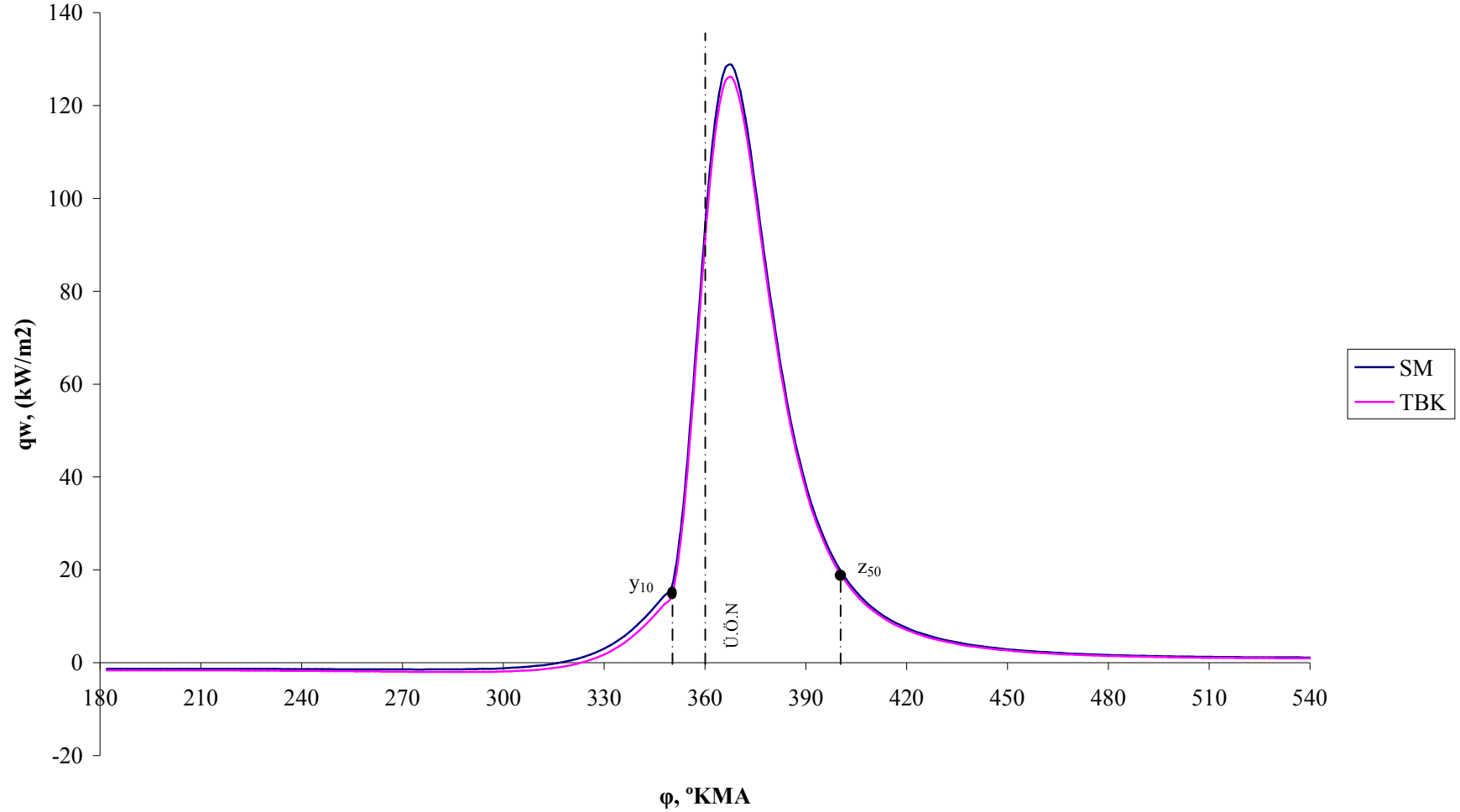
Şekil 5.51 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,10$ MPa iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

$$(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta_{opt} = 10^\circ, m = 0,6)$$



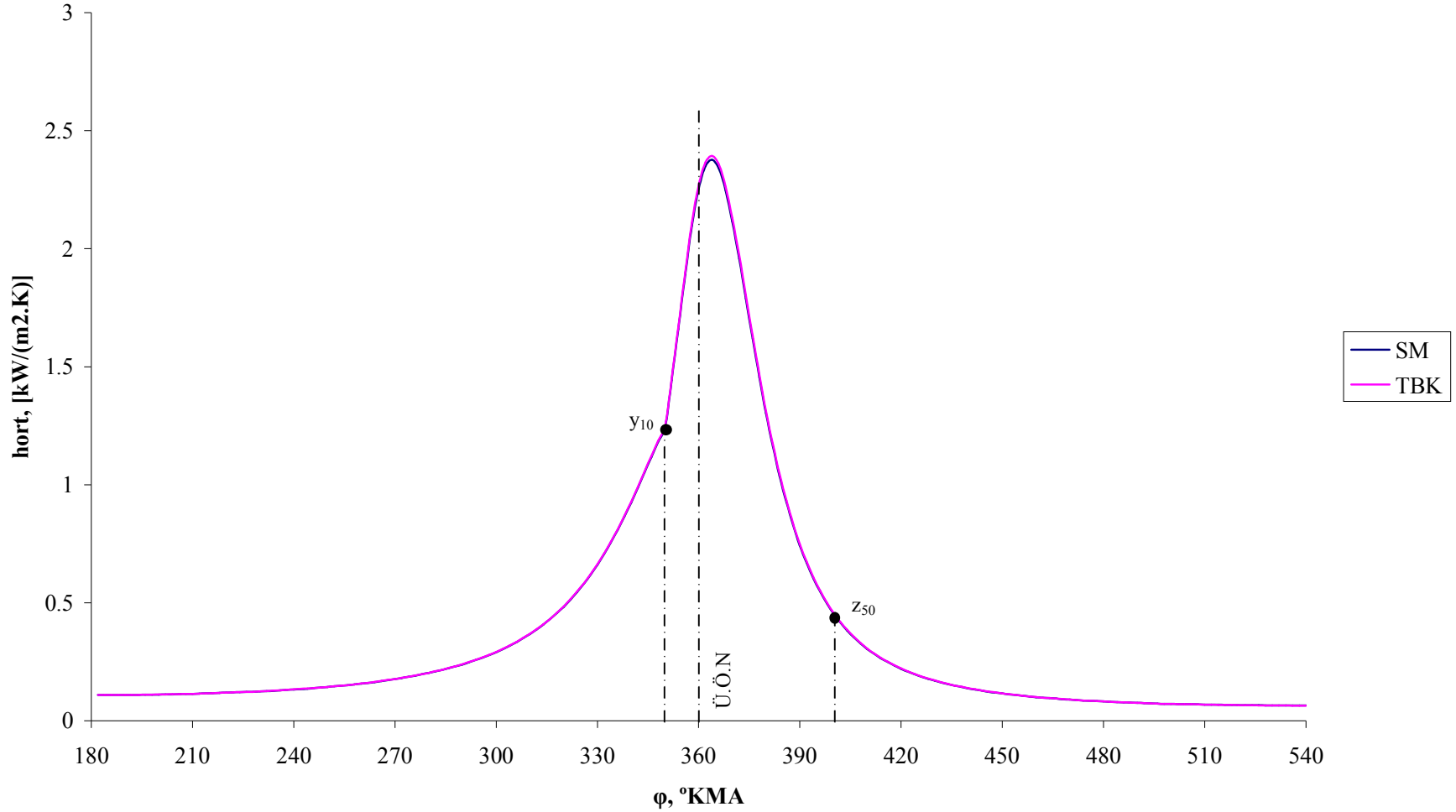
Şekil 5.52 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,10$ MPa iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

$$(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta_{opt} = 10^\circ, m = 0,6)$$

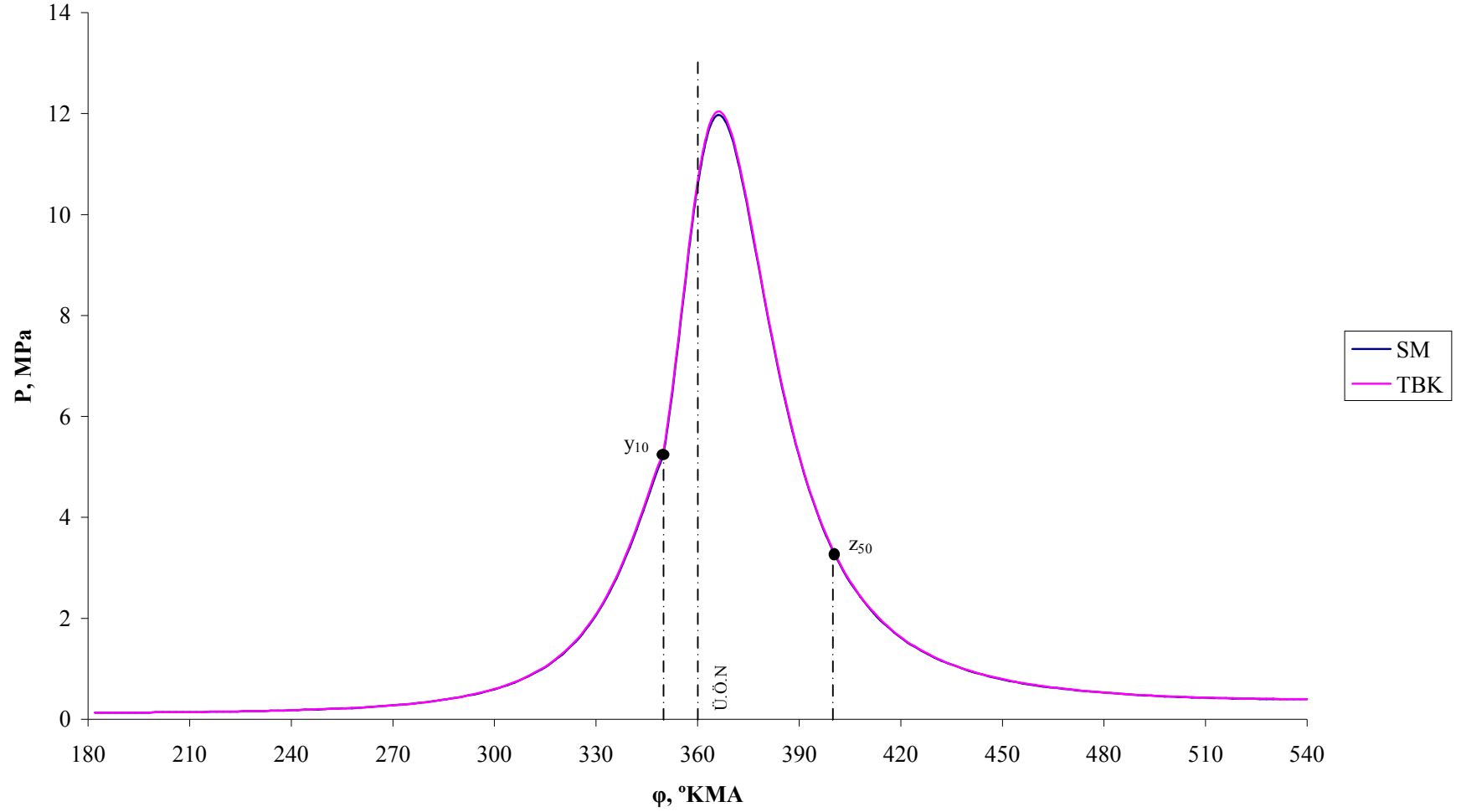


Şekil 5.53 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,10$ MPa iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

$$(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta_{opt} = 10^\circ, m = 0,6)$$

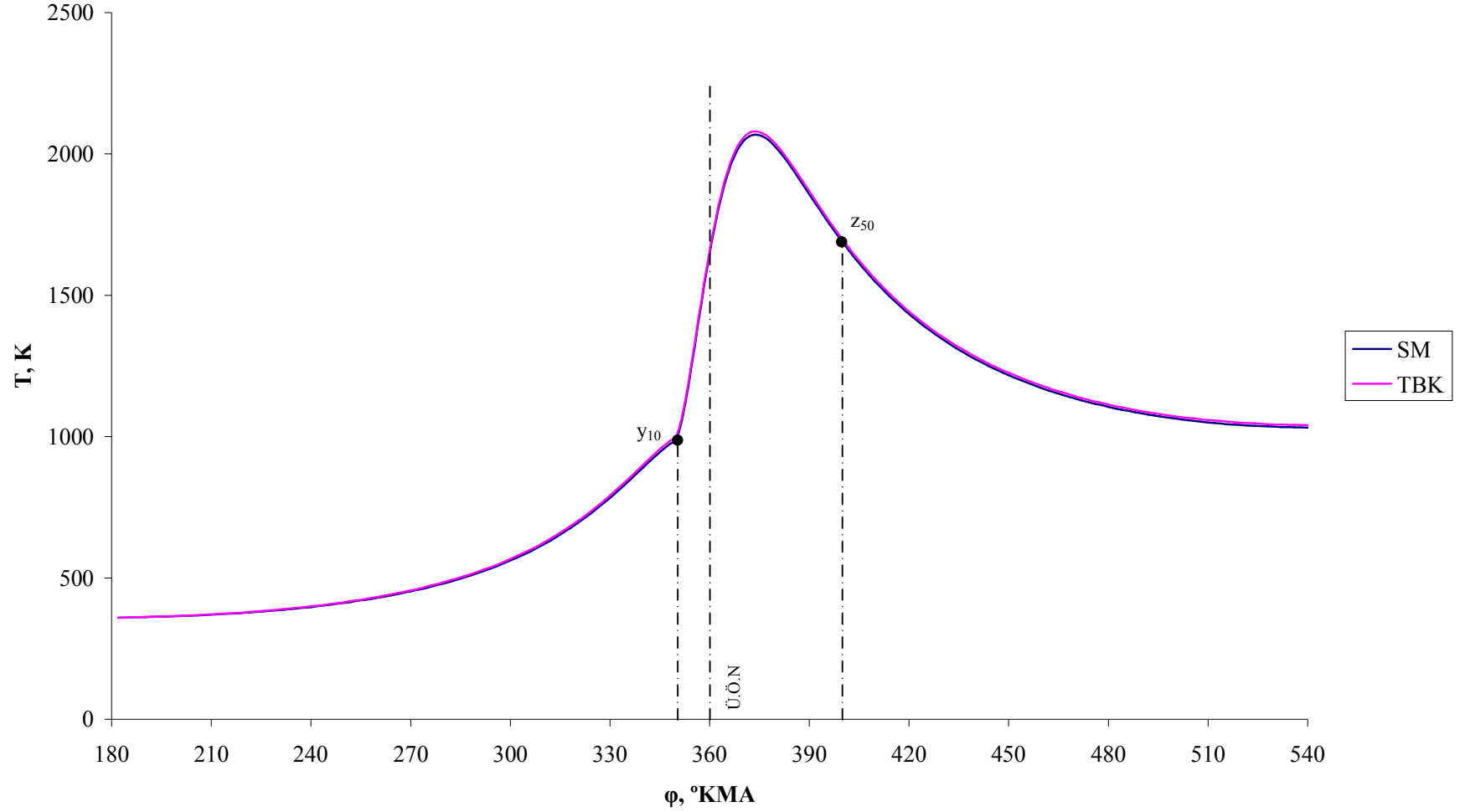


Şekil 5.54 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,10$ MPa iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta_{opt} = 10^\circ, m = 0,6)$



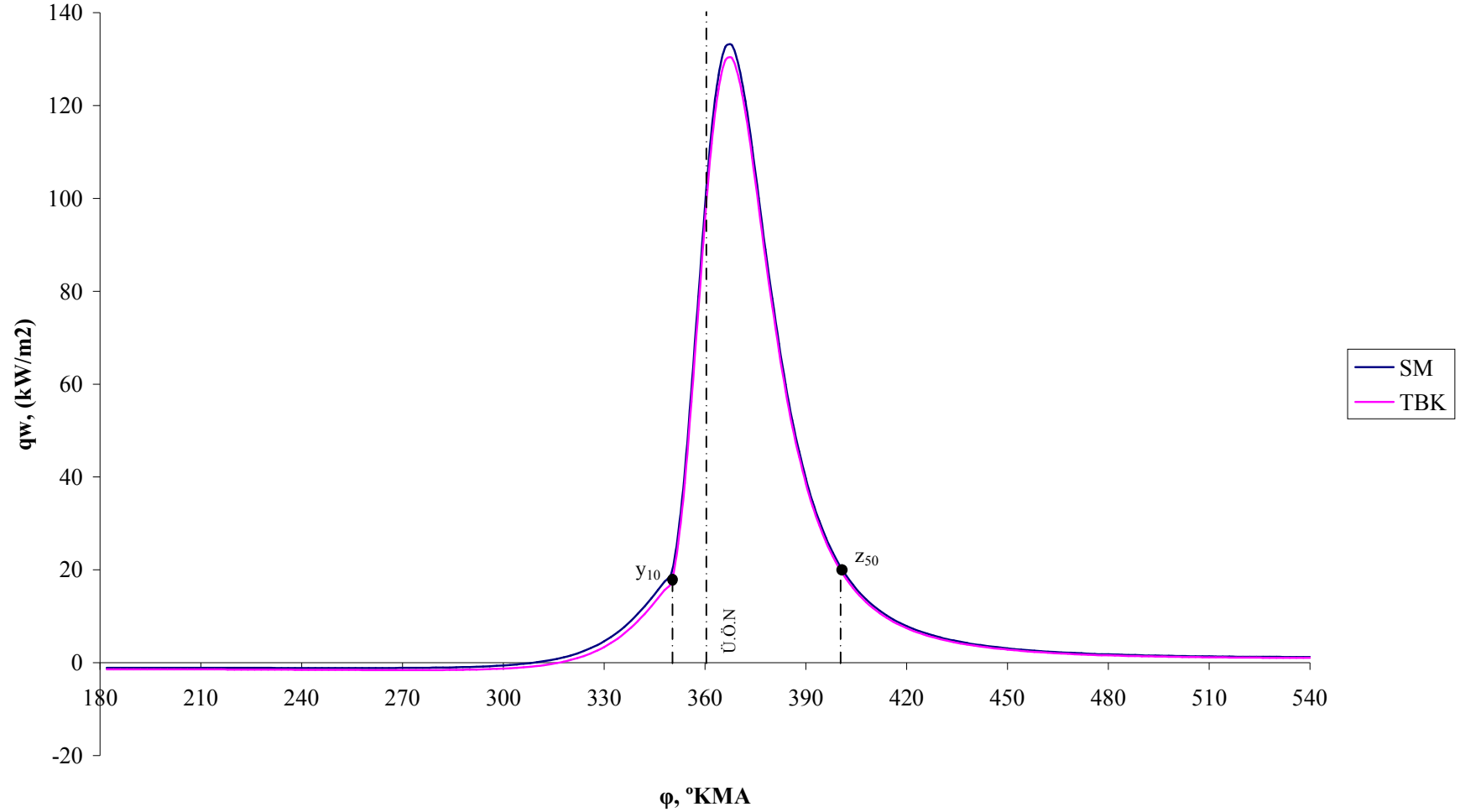
Şekil 5.55 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,14$ MPa iken basıncın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

$$\left(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta_{opt} = 10^\circ, m = 0,6 \right)$$



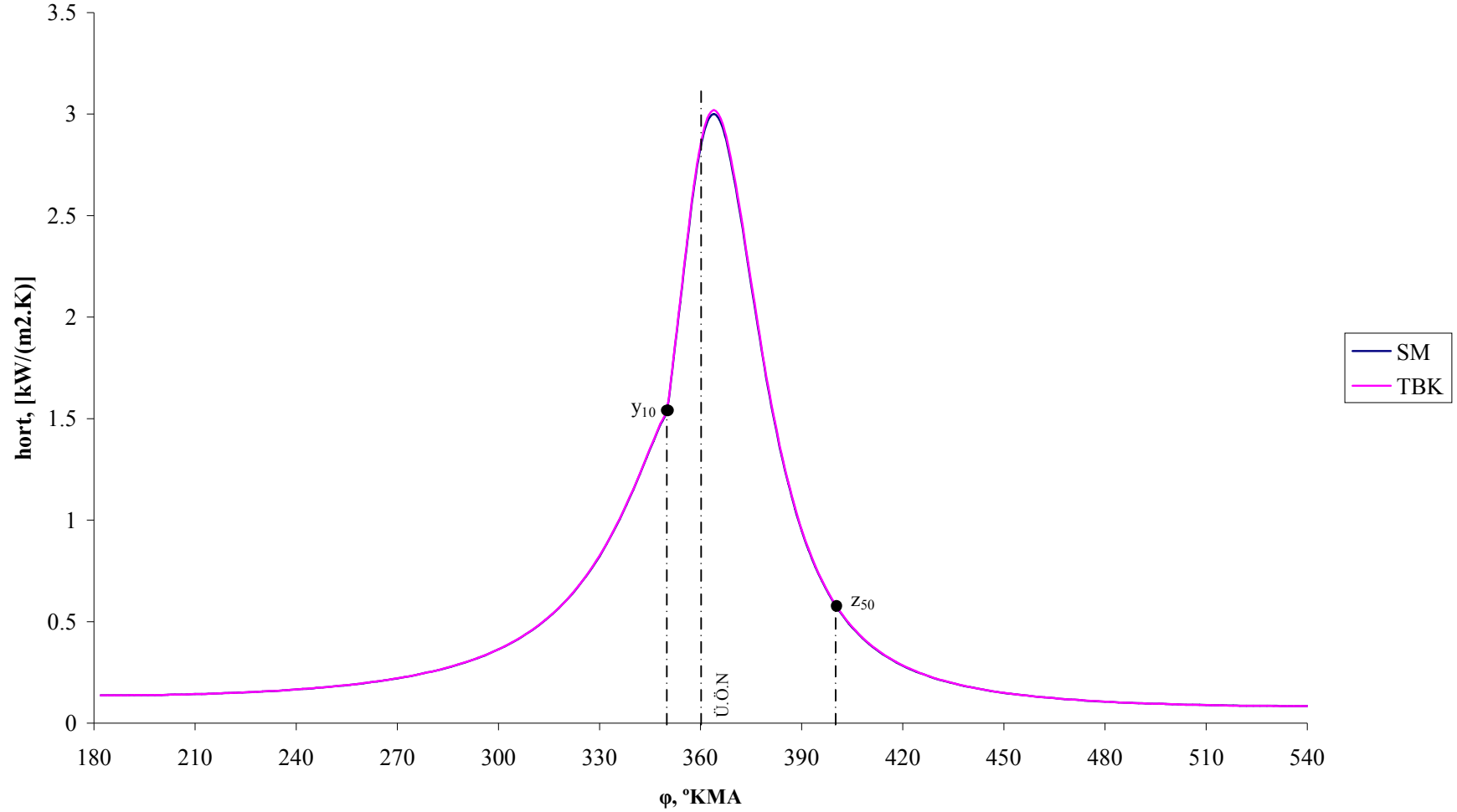
Şekil 5.56 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,14$ MPa iken sıcaklığın krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

$$(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta_{opt} = 10^\circ, m = 0,6)$$



Şekil 5.57 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,14$ MPa iken ısı akısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri

$$(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta_{opt} = 10^\circ, m = 0,6)$$



Şekil 5.58 Standart ve kaplamalı motorlar için $P_k = 0,14$ MPa iken ortalama ısı taşınım katsayısının krank mili dönme açısına bağlı değişim grafikleri
 $(\xi = 0,86, \lambda = 1,6, \varepsilon = 17, \varphi_z = 50^\circ, \theta_{opt} = 10^\circ, m = 0,6)$

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

1. Emme ve sıkıştırma zamanlarında ışınlam ile transfer edilen ısı önemsizdir.
2. Yanma periyodu için taşınım ile ısı transferi şiddetinin önemli bir ölçüde artması karakteristiktir. Ayrıca gazlardan olan ışınlam şiddeti yüksektir ve yeni bir güçlü ışınlam kaynağı olan parlayan alev ortaya çıkar.
3. Önerilen ampirik veya yarı ampirik formüllerin birçoğunun bazı önemli eksiklikler vardır. Bu nedenle önerilen bağıntılar yalnız deneysel verilerin elde edildiği motor tiplerine uygulanabilir.
4. İncelenen bir motor tipi için, gazlardan silindir duvarlarına transfer edilen ısının hesabı için en uygun bağıntı G. Woschni formülüdür.
5. İş çevriminin yanma hızı ve tutuşma avansı açısı göz önüne alınarak hesap metodu ve bilgisayar destekli matematik modeli hazırlanmıştır. Bu metod supapları kapalı bir silindirde meydana gelen olayların mümkün olabilir tüm parametrelerini büyük bir hassasiyetle bulma fırsatını vermektedir. Ayrıca hesap metodu, dizel motorlarda tutuşma avansı açısı θ , şartlı yanma süresi φ_z , yanma karakteri göstergesi m , hava fazlalık katsayısı λ , aşırı doldurma basıncı P_k ve yanma odası duvarlarının sıcaklıkları (T_s , T_k ve T_p) gibi parametrelerin motor verimine olan etkilerini ortaya çıkarmak için geniş teorik araştırmalar yapmayı mümkün hale getirmiştir.
6. Yapılan teorik araştırmalar ile ateşleme avansı açısı θ , şartlı yanma süresi φ_z , yanma karakteri göstergesi m , hava fazlalık katsayısı λ , aşırı doldurma basıncı P_k ve yanma odası duvarlarının sıcaklıkları (T_s , T_k ve T_p) gibi önemli iş çevrimi parametrelerinin motor verimine, ekonomisine ve iş karışımı ile yanma odası duvarları arasındaki ısı transferine olan etkileri tespit edilmiştir. Bu araştırmalar anılan parametrelerin en uygun değerlerini ortaya çıkarmayı mümkün hale getirmiştir.

- a) Yanma süresi φ_z 'in çeşitli değerlerinde yapılan araştırma sonuçlarının analizi sonucunda aşağıdaki tespitler yapılmıştır.
- Yanma süresi φ_z , yanma eğrisi yz 'yi önemli ölçüde etkilemektedir. Hızlı yanma eğrisinin (y noktasından P_{max} 'a tekabül eden noktaya kadar) eğimi, φ_z arttıkça keskin bir şekilde azalır. Ayrıca P_{max} 'da keskin bir şekilde azalmaktadır.
 - Yanma süresi φ_z arttıkça T_{max} keskin bir biçimde azalır.
 - φ_z 'nin artması ile soğutma sistemine verilen toplam ısı akısı q_w 'nin maksimum değerinde kayda değer bir düşüş yaşanır.
 - φ_z arttıkça ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} 'nin maksimum değerinde önemli bir azalma görülür.
 - P_i , η_i ve g_i parametreleri $m=0,6$ iken $\varphi_z = 50^\circ$ olduğunda, $m=1,5$ 'de ise $\varphi_z = 40^\circ$ olduğunda optimal değerlerine ulaşırlar. φ_z 'nin bundan küçük ve özellikle bundan büyük değerlerinde anılan parametreler kötüleşir. Bu kötüleşme şöyle açıklanabilir:
 - φ_z 'nin büyük değerlerinde, yani yanma süresinin fazla uzamasında silindir içi hacmin süratle büyümesinden dolayı, silindir içi basınç önemli ölçüde azalır. Soğutma sistemine verilen ve egzoz gazları ile kaybedilen ısı artar ve bu durumun doğal sonucu olarak da yukarıda anılan parametreler kötüleşir.
 - φ_z 'nin küçük değerlerinde başka bir deyişle yanma süresinin küçülmesi halinde çevrimin maksimum basıncı %10, basınç artış hızı %80 oranında ve negatif yanmalı sıkıştırma işi ise aşırı şekilde artar. Bu da motor ömrü, verimi ve ekonomikliğinin azalmasına neden olur. Ayrıca φ_z arttıkça T_{max} azalır, T_{max} 'a tekabül eden α_T açısı ise artış gösterir. Bütün hallerde T_{max} , P_{max} 'dan sonra gelir. Genişleme sonu sıcaklığı T_b ve basıncı P_b 'de φ_z 'nin yükselmesi ile artar.
 - Yanma zamanında ısı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine karşın çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%73-85'i bu zamanda iletilir. Ayrıca φ_z 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wy}) artar. Isı transferindeki bu artış şöyle açıklanabilir:

- ϕ_z 'nin artmasıyla yani yanma süresinin uzamasıyla silindir içi hacmin ve bu hacme tekabül eden ısı alan yüzeyin hızla büyümesinden dolayı soğutma sistemine verilen ısı miktarı artar.
- Net genişleme sırasında gaz basıncı ve sıcaklığı hızla azalır. Bunun doğal sonucu olarak alevin ışınlam şiddeti düşer ve daha sonra ışınlam sona erer. Bu sırada ısı transferi ısı alan yüzeylerin büyük değerlerinde gerçekleştiği için ısı akısındaki önemli düşüşe rağmen iş karışımından yanma odası çeperlerine kayda değer bir miktarda ısı iletilir (Çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının $\sim\%10-25$ 'i kadar). Ayrıca ϕ_z 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wg}) azalır. olmaktadır. Isı transferindeki bu azalma şöyle açıklanabilir:
 - ϕ_z 'nin artmasıyla yani yanma süresinin uzamasıyla net genişleme süresi azalır. Dolayısıyla ısı transferi için yeterli zamanın olmayışı net genişlemede kaybedilen ısı miktarını azaltır.
- Bilindiği gibi egzoz zamanının başlarında yanma ürünlerinin basıncı, sıcaklığı ve miktarı hızla azalır. Daha sonra hafif değişir. Egzoz zamanında ısının iş karışımından duvarlara verilmesi esasen taşınım olur. Işınlamla ısı transferi ise toplam ısı kaybının önemsiz bir payını oluşturur. Egzoz zamanında duvarlara verilen ısı miktarı çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının $\sim\%8-14$ 'ü kadardır. Ayrıca ϕ_z 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{weg}) artar. Isı transferindeki bu artış şöyle açıklanabilir:
 - ϕ_z 'nin artmasıyla net genişleme sonu sıcaklığı T_b artar. T_b arttığı için ϕ_z 'nin artmasına bağlı olarak soğutma sistemine verilen ısı miktarı da artar.
- Her bir yanma süresi ϕ_z 'ye belirli bir θ_{opt} değeri denk gelmektedir ve bu değerde P_i en büyük değerine ulaştığı gibi, g_i 'de en küçük değerine ulaşır.
- ϕ_z ve yanma karakteri göstergesi m 'nin artması ile optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} artar.
- $m = \text{sabit}$ 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.

- Sıkıştırma oranı, hava fazlalık katsayısı ve yanma etkinlik katsayısı θ_{opt} değerine pratikte etkimemektedir. Böylece, θ_{opt} değerini yanmanın iki parametresi ; m ve φ_z belirlemektedir.
- En büyük P_i ve η_i değerleri ve en küçük g_i değeri, yanma süresi $\varphi_z = 40...50^\circ$ aralığında elde edilir. φ_z 'nin bundan büyük değerlerinde anılan değerler biraz kötüleşir. φ_z 'nin azalması, T_{max} , P_{max} ve $w_{p max}$ 'ın artması ile ilişkilidir, üstelik bu parametrelerin önemli yükselişi φ_z 'nin 40° den küçük değerlerinde meydana gelir. Silindir içi basınç ve sıcaklık, φ_z 'nin azalması ile azalır.
- Optimal yanma süresi olarak $\pm 10^\circ$ toleransla $\varphi_z \cong 50^\circ$ alınması gerekmektedir.
- $\theta > \theta_{opt}$ açılarında çevrimin tüm parametreleri kötüleşir ve soğutma sistemine verilen ısı miktarı artar. Bu nedenle bir dizel motorun böyle açılarda çalışmasına izin verilmemelidir. Buna karşın θ 'nin θ_{opt} 'a karşı biraz küçülmesi, P_i ve η_i 'nin önemsiz bir ölçüde kötüleşmesine rağmen P_{max} , $w_{p max}$, T_{max} ve Q_{wy} değerlerinin azaltılması bakımından bazen amaca uygun olabilir.
- Optimal yanma süresinin elde edilebilmesi için yanma süresinin, gazların yanma odasındaki türbülanslı hareketine, yakıt püskürtme süresine ve yanma odasındaki sıcaklık alanı seviyesine 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 doğrusal bir kanunla küçülür. Dizel motorlarda anılan oranı artırmak için pratik yöntemler olarak şunları sıralayabiliriz:
 - Emme kanalına kıvrımlı şekil verilerek, emme havasının silindire teğetsel olarak girmesi ve burada dönme hareketi yapmasını sağlamak,
 - Etekli emme supapları kullanılarak, emme havasına çevresel dönü hareketi kazandırmak,
 - Silindir içerisindeki havaya zıt yönlü çevresel dönme hareketi kazandıracak piston içi özel oyuk açmak.

- b) Yanma karakteri göstergesi m 'in çeşitli değerlerinde yapılan araştırma sonuçlarının analizi sonucunda aşağıdaki tespitler yapılmıştır.
- Yanma karakteri göstergesi m , yz yanma eğrisine çok büyük etki yapmaktadır. Şöyle ki ana yanma eğrisinin (y noktasından P_{max} noktasına kadar olan kısım) eğimi m değeri arttıkça küçülür ve bu sırada P_{max} keskin bir biçimde azalır.
 - m arttıkça maksimum yanma sıcaklığı T_{max} azalır. Net genişleme sonu sıcaklığı T_b ve basıncı P_b ise m 'nin artması ile artar.
 - m arttıkça, yanma zamanında yanma odası çeperlerine olan toplam ısı akısı q_w ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} küçülür, başka bir deyişle yanma zamanında çeperlere olan ısı kaybı azalır.
 - m göstergesi sıkıştırma eğrisinin yanma eğrisine geçiş karakterini etkilemektedir. Bu etkinin sertliği basınç artış hızındaki sıçrama Δw_p ile değerlendirilir.
 - $m = 0$ ve $m = 0,5$ iken sıkıştırma eğrisinin yanma eğrisine geçişi sert, $m = 1,5$ ve $m = 3,0$ olduğunda ise uyumludur. Bu durum şöyle açıklanabilir; m 'in küçük değerleri olayın en başında yanmanın fırtına vari gelişim karakterinde olduğunu gösterir. Bu da gaz basıncı artışının büyük bir hızla gerçekleşmesine dolayısıyla motorun sert çalışmasına neden olur. m 'in büyük değerlerinde, yanma eğrisinin sıkıştırma eğrisinden ayrılmasının yavaş gerçekleşmesi, tutuşma gecikmesinden değil, olayın başında yanmanın yavaş gelişmesinden kaynaklanır. Öyleyse, dizel motorun sert çalışması yalnız basınç artış hızının maksimum değeri (w_{pmax}) ile değil, aynı zamanda sıkıştırmadan yanmaya geçiş sırasında ortaya çıkan basınç artış hızı sıçramaları (Δw_p) ile de açıklanabilir. Bu bakımdan m parametresinin değeri, yanmanın yeterince hassas bir şekilde kalite bakımından değerlendirilmesini mümkün kılar.
 - m 'nin artması ile optimal tutuşma avansı açısı θ_{opt} büyür, yani ortalama yanma hızı değişmediğinde her bir m 'ye kendine özgü bir θ_{opt} denk gelir. Bu ise Rus bilim adamı B.S Steçkin'in şu sonucunu kanıtlamaktadır; Belli bir motor hızında optimal tutuşma avansı açısına yakıt ve motorun karakteristik özelliği gibi bakılmalıdır.

- m 'nin artması ile P_i ve η_i parametreleri önemsiz miktarda (%0,81) büyür. Buradan şu sonuç çıkarılabilir; diğer şartlar aynı olduğunda yanma karakteri değişimi ortalama indike basınç ve indike özgül yakıt tüketiminin (indike veriminin) optimal değerlerini pratik olarak etkilememektedir.
- Eğer optimal tutuşma avansı açılarında m 'nin P_i ve η_i parametrelerine etkisi önemli değilse, bu etki pratik olarak ihmal edilebilir. Fakat m 'nin w_{pmax} ve Δw_p gibi dinamik parametrelere olan etkisi büyüktür. Bu dinamik parametre değerleri büyük oldukça dizel motor daha sert ve gürültülü çalışır. m 'nin 0'dan 1,5'e kadar artması ile w_{pmax} ve Δw_p parametreleri keskin bir biçimde azalır. Dolayısıyla w_{pmax} 'da yaklaşık 3,24 kat, Δw_p 'de ise 3,27 kat bir azalma görülür.
- Yine m 'nin artması ile P_{max} düşer, T_{max} ise önce küçülür, daha sonra $m > 1,5$ olduğunda artar. Genişleme sonu basıncı P_b ve sıcaklığı T_b hafif değişmektedir.
- Yanma zamanında ısı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine karşın çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%69-77'si bu zamanda iletilir. Ayrıca m 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wy}) azalır. Isı transferindeki bu azalma şöyle açıklanabilir:
 - $\varphi_z = 50^\circ$ sabit iken m 'nin 0'dan 1,5'e kadar artması ile yanma ürünleri sıcaklığının azalmasından dolayı soğutma sistemine verilen ısı miktarı azalır.
- $m > 1,5$ değerlerinde yanma ürünleri sıcaklığında bir artış yaşanır. $m > 1,5$ değerlerinde θ_{opt} 'da da aşırı bir artış görülür. θ_{opt} açısının büyümesiyle yanmanın büyük bir bölümü yanmalı sıkıştırma periyodunda gerçekleşir ve bilindiği gibi bu periyotta hacim ve bu hacme tekabül eden yüzey alanı sürekli küçülür. Bu durumun doğal bir sonucu olarak T_{max} değerindeki artışa rağmen, Q_{wy} değerinde bir düşüş yaşanır.
- Net genişleme sırasında gaz basıncı ve sıcaklığı hızla azalır. Net genişlemede ısı transferi ısı alan yüzeylerin büyük değerlerinde gerçekleştiği için, ısı akısındaki önemli düşüşe rağmen iş karışımından yanma odası çeperlerine kayda değer miktarda ısı iletimi olur (Çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının ~%17-31'i kadar). Ayrıca m 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wg}) artar.

- Egzoz zamanında duvarlara verilen ısı miktarı çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının $\sim\%10,6-11,2$ 'si kadardır. Dolayısıyla m 'nin artmasına bağlı olarak soğutma sistemine verilen ısı miktarı çok hafif değişmektedir.
 - θ 'nin θ_{opt} 'dan daha büyük tutulmasının amaca uygun olmayacağı bilinmelidir. Aksine θ 'nin θ_{opt} 'a göre hafif küçültülmesi ($\%5$) bazen faydalı olur, çünkü bu durumda P_i 'nin önemsiz azalması ve g_i 'nin hafif artmasına rağmen P_{max} , $w_{p max}$ ve Q_{wy} 'in değerlerinde önemli bir düşüş yaşanır.
 - Diğer çevrim parametrelerinin yanı sıra bir dizel motorun sessiz ve yumuşak çalışması için yanma karakteri göstergesi m 'nin optimal değerlerinin 1,5'e yakın olması gerekir. Modern dizel motorlarında yanma karakteri göstergesi m 'nin değeri 0 ile 0,75 aralığında değişmektedir. Demek ki m 'yi 1,5'e kadar yükseltmekle $w_{p max}$ 'ı önemli bir ölçüde düşürmek ve Δw_p 'deki sıçramaları ortadan kaldırmak mümkündür. Bunun sonucu olarak krank biyel mekanizması parçalarını etkileyen dinamik yükler ve motor gürültüsü azaltılmış olacaktır. m 'in 1-1,5 aralığında en optimal P_i ve η_i değerlerinin elde edilmesinin yanında, $w_{p max}$ 'ın da en küçük değerine ulaşılır. m 'nin optimal değerinin elde edilmesi yanmayı etkileyecek pratik yöntemlerin geniş amaçlı deneyler sonucunda çözülmesi ile mümkündür. Dizel motorlarda m değerinin ilk önce yakıtın püskürtülme, karışımın oluşturulma ve tutuşma yöntemlerinden, daha sonra aşırı doldurma, yakıtın cinsi ve kullanılan katkı maddelerinden etkilendiği not edilmelidir.
- c) Hava fazlalık katsayısı λ 'nın çeşitli değerlerinde yapılan araştırma sonuçlarının analizi sonucunda aşağıdaki tespitler yapılmıştır.
- Tüm hava fazlalık katsayılarında optimal tutuşma avansı açısının $\theta_{opt} = 10^\circ$ 'ye çok yakın olduğu tespit edilmiştir.
 - λ 'nın küçülmesi ile yanma ve genişleme boyunca hem gaz basıncı hem de gaz sıcaklığı önemli ölçüde artar.

- λ 'nın artmasıyla soğutma sistemine verilen toplam ısı akısı q_w 'nin ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_{ort} 'nin maksimum değerlerinde önemli bir azalma görülür. Isı transferindeki bu azalma şöyle açıklanabilir:
 - Dizel motorlarında normal emme sırasında silindire alınan hava miktarı pratikte değişmediği için farklı λ değerlerini elde etmek amacıyla silindir içine püskürtülen yakıt miktarını değiştirmek gerekir. Yani λ 'yı artırmak için püskürtülen yakıt miktarı azaltılmalı, λ 'yı azaltmak için de püskürtülen yakıt miktarı artırılmalıdır. Püskürtülen yakıt miktarının artmasıyla, yanma ürünlerinin sıcaklığının ve dolayısıyla soğutma sistemine verilen ısı miktarının artacağı açıkça bellidir.
- λ 'nın 1,8'den 1,1'e kadar düşmesi P_i değerini yaklaşık %56'ya kadar yükseltebilmektedir. Fakat bu yükseliş P_{max} , T_{max} , T_b ve P_b 'nin % 27-40 kadar artmasına da neden olur. Bunun yanı sıra $w_{p,max}$ %43 artmış, η_i ise önemsiz oranda küçülmüştür (%5,10).
- Yanma süresinde ısı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine karşın çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%75-78'i bu zamanda iletilir. Ayrıca λ 'nın artmasıyla bu kayıp (Q_{wy}) yüzdesel olarak artar. Isı transferindeki bu artış şöyle açıklanabilir:
 - λ 'nın artışı çevrim başına silindir içine püskürtülen yakıt miktarının azaltılmasıyla elde edilir. Yakıt miktarındaki bu azalma yanma ürünleri sıcaklığında da bir azalmaya neden olur. Yanma ürünleri sıcaklığının azalması ise gerek yanma süresinde gerekse tüm çevrim boyunca soğutma sistemine verilen ısıların mutlak değerlerinin azalmasına neden olur. Fakat $(Q_{wy}/Q_{wt}) \times 100$ değeri λ 'nın artmasıyla artar.
- Net genişleme sırasında gaz basıncı ve sıcaklığı hızla azalır. Net genişlemede ısı transferi ısı alan yüzeylerin büyük değerlerinde gerçekleştiği için, ısı akısındaki önemli düşüşe rağmen iş karışımından yanma odası çeperlerine kayda değer miktarda ısı iletimi olur (Çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının ~%18,5-19'u kadar). Ayrıca λ 'nın artmasıyla bu kayıp (Q_{wg}) hafif bir şekilde artar.

- Egzoz zamanında duvarlara verilen ısı miktarı çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının $\sim\%10-11$ 'i kadardır. Ayrıca λ 'nın artmasıyla bu kayıp (Q_{weg}) pratikte sabit kalır.
 - Hava fazlalık katsayısı λ küçüldükçe başka bir deyişle taze karışım zenginleştikçe motorun gücü ve ekonomikliği teorik olarak önemli ölçüde iyileşir. Fakat gerçek dizel motoru koşullarında λ 'nın fazla küçülmesi taze karışımın hazırlanma kalitesini kötüleştirir. Öyle ki λ değeri belirli bir sınırın altına düştüğünde ($\lambda = 1,35-1,50$) normal yanma bozulur ve motorun siyah duman atmasına neden olur. Demek dizel motorların nispeten zengin karışımla (küçük λ 'larda) normal çalışmasını temin etmek için yanıcı karışım oluşturulmasını geliştirecek yöntemler kullanılmalıdır.
 - Bu yöntemler içerisinde iki kademeli karışım oluşturma yöntemi daha çok başarı elde etmeye imkan verir. Bu yöntemin mahiyeti şöyle açıklanabilir. Yakıt silindire uzun süreli ara ile iki kademede püskürtülür. Birinci yakıt dozu silindire emme sırasında verilir. İkinci yakıt dozu ise kendi kendine tutuşma gerçekleşikten sonra püskürtülür. İki kademeli karışım oluşturma yönteminin esas üstün tarafı motorun litre gücünün artırılması imkanındır. Öyle ki nominal yük rejiminde emilen havanın yakıt buharları ile zenginleştğinde duman ortaya çıkmadan genel hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1,00-1,25$ 'e kadar indirmek mümkündür. Bu ise motorun litre gücünün $\%20-25$ oranında artması anlamına gelir. Bunun yanında iki kademeli karışım oluşturma dizel motorun küçük sıkıştırma oranlarında da ($\varepsilon = 12-14$) normal çalışması için gereken koşulları sağlar. Sonuçta bu tip motorlarda maksimum yanma basıncı azalır, indike verim ise artar.
- d) Aşırı doldurma basıncı P_k 'nin çeşitli değerlerinde yapılan araştırma sonuçlarının analizi sonucunda aşağıdaki tespitler yapılmıştır.
- Tüm P_k değerleri için optimal tutuşma avansı açısı ($P_{i\text{max}}$ ve $g_{i\text{min}}$ değerlerine göre) değeri yaklaşık $\theta_{\text{opt}} \approx 16^\circ$ 'dir.
 - Aşırı doldurma eylemi, gaz sıcaklığında nispeten az bir büyümeye neden olurken, basınçta önemli bir ölçüde büyümeye sebebiyet vermektedir.

- P_k 'nin artmasıyla q_w ve h_{ort} 'nin en büyük değerlerinde ve ayrıca tüm yanmalı sıkıştırma, yanma-genişleme ve net genişlemede önemli bir artış sağlanır.
- P_k 'nin 2 kat artması (0,10 MPa 'dan 0,20 MPa 'a kadar yükselmesi) ortalama indike basınç P_i 'yi %61,2 yükseltir. İndike verim ve indike özgül yakıt tüketimi ise ya sabit kalmakta ya da çok az değişmektedir; Demek ki, η_i ve g_i 'nin aşırı doldurma basıncından pratik olarak bağımsız olduğu düşünülebilir.
- Yanma zamanında ısı alan yüzeylerin nispeten küçük değerlerine karşın çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%76-85'i bu zamanda iletilir. Ayrıca P_k 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wy}) yüzdesel olarak azalır. Isı transferindeki bu azalma şöyle açıklanabilir:
 - P_k 'nin artmasıyla silindire alınan hava miktarı artar. Fakat λ değerini sabit tutmak için silindire püskürtülen yakıt miktarı da eş zamanlı olarak uygun oranda artırılmalıdır. Dolayısıyla çevrim başına yakılan yakıt miktarı artacağı için gerek yanma ürünlerinin sıcaklığı gerekse soğutma sistemine verilen ısının mutlak değeri artar. Fakat $(Q_{wy}/Q_{wt}) \times 100$ değeri P_k 'nin artmasıyla azalır.
- Net genişleme sırasında ısı transferi ısı alan yüzeylerin büyük değerlerinde gerçekleştiği için, ısı akısındaki önemli düşüşe rağmen iş karışımından yanma odası çeperlerine kayda değer bir miktarda ısı iletilir (Çevrim başına soğutma sistemine verilen toplam ısı miktarının ~%11,5-12,5'i kadar). Ayrıca P_k 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{wg}) hafif bir şekilde azalır.
- Egzoz zamanında duvarlara verilen ısı miktarı çevrim başına duvarlara verilen toplam ısı miktarının ~%10-11'i kadardır. Ayrıca P_k 'nin artmasıyla bu kayıp (Q_{weg}) çok hafif bir şekilde değişir.
- Aşırı doldurmada P_i 'nin artışı, P_{max} , w_{pmax} , T_b ve P_b 'nin yükselmesinden başka bir ifade ile motorun mekanik, dinamik ve ısıl yükünün artmasından ileri gelir.
- θ 'nin θ_{opt} 'dan daha büyük değerlere çıkarılması çevrim parametrelerini kötüleştirir, biraz küçültülmesi ise P_i , P_{max} , w_{pmax} ve T_{max} büyüklüklerini önemsiz ölçüde düşürür ve bu nedenle θ 'nın biraz küçük tutulması bazen faydalı olabilir.

- e) Termal bariyer kaplamanın çeşitli değerlerinde yapılan araştırma sonuçlarının analizi ve literatür araştırmaları sonucunda aşağıdaki tespitler yapılmıştır.
- Termal bariyer kaplama uygulaması hem basınç hem de gaz sıcaklığında hafif bir artışa neden olur.
 - Termal bariyer kaplama uygulamasıyla q_w 'nin en büyük değerinde bir düşüş sağlanır. h_{ot} 'nin en büyük değerinde ise hafif bir artış olur.
 - Termal bariyer kaplama uygulamasıyla P_i , η_i ve g_i gibi temel parametrelerde hafif bir iyileşme olmaktadır.
 - Yanma odası duvarlarının ortalama sıcaklığına göre yapılan hesaplar sonucunda yanma odası duvarları iç yüzeyi dış yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı, SM'da ~37 K olurken, TBKM'da bu değer ~91 K olmaktadır.
 - Seramik kaplanan dizel motorlarında ısı kaybının az olması sebebiyle sıkıştırma sonundaki sıcaklık artacağından tutuşma gecikmesi süresi kısılacağı gibi kolay ilk hareket sağlanabilir. Dizel motorlarında kontrolsüz yanmadan dolayı meydana gelen vuruntu ve gürültünün azalmasıyla motorun daha sessiz çalışması sağlanmış olacaktır. Tutuşma gecikmesinin kısılması daha düşük sıkıştırma oranı ile çalışmaya imkan vermektedir. Böylece daha iyi bir mekanik verim elde edilebilir ve yakıt ekonomisinde iyileşme sağlanabilir.
 - İçten yanmalı motorlarda yanma karakteristikleri egzoz gaz emisyonlarını, motor gücünü, yakıt sarfiyatını, titreşim ve gürültüyü etkileyen en önemli faktörlerdir. Yanma karakteristikleri de büyük ölçüde tutuşma gecikmesine bağlıdır. Tutuşma gecikmesine etki eden en önemli parametre ise silindire sıkıştırılan havanın sıkıştırma sonunda ulaştığı sıcaklık ve basınç değeridir. Dizel motorlarında silindirde sıkıştırılan havanın sıcaklık ve basınç değeri kullanılan malzemelerin dayanabileceği sıcaklık değeriyle sınırlıdır. Ayrıca, içten yanmalı motorlarda kayıp enerjiyi faydalı enerjiye dönüştürmek, genişleme zamanındaki faydalı işi artırmak, egzoz ve soğutma sistemine giden ısıları azaltmakla sağlanabilir. Bu durumların dikkate alınmasıyla yanma odasını teşkil eden parçaların ısı iletkenliği düşük, yüksek çalışma sıcaklığına dayanabilen malzemelerden imal edilmesi veya kaplanması Termal bariyer Kaplamalı Motor (TBKM) kavramını ortaya çıkarmıştır. TBKM'larda yanma odası yalıtılmış olduğundan, silindir

sıcaklıklarında önemli bir artış olmaktadır. Böylece TBKM sayesinde soğutma sistemindeki ısı kaybının azalması ve tutuşma gecikmesinin kısılması ile birlikte, yanma verimi iyileşmekte dolayısıyla egzoz emisyonlarında ve yakıt ekonomisinde de önemli iyileşmeler görülmektedir.

- Düşük ısı kaybı sağlamak amacıyla özellikle dizel motorlarında yapılan kaplamalar, soğutma sistemine giden ısı miktarını büyük ölçüde azaltmaktadır. Bunun sonucunda da soğutma sisteminin boyutlarında küçülmeler dolayısıyla motor ağırlığında azalmalar sağlanmış olur. Şayet yanma odasını oluşturan elemanların seramik malzemedan imal edilmesi halinde soğutma sistemine olan ihtiyaç ortadan kalkacaktır. Soğutma sistemi elemanlarının (vantilatör, su kanalları, pompa, radyatör vb.) ortadan kalkmasıyla parça maliyeti ve ekonomisi yanı sıra, motorun ağırlığında da bir azalma olacağından egzoz gaz emisyonlarında ve yakıt sarfiyatında düşüş sağlanacaktır. Bugün tam adyabatik olmasa bile, termal bariyer kaplamalar ile soğutmaya giden ısı kayıplarının azaltıldığı, soğutma yükünün ve harcanan gücün azaltılmasıyla da faydalı enerjiyi artırdığı ve ısıl verimini yükselttiği gözlenmiştir.
- Yüksek ısı yalıtımını sağlamak amacıyla kaplanan ve yanma odası elemanlarında kullanılan bazı seramik türleri yanma ısısının yükselmesini sağlamakta, dolayısıyla egzoz gaz emisyonlarının ve birim yakıt tüketiminin düşmesine olanak vermektedir. Ancak yanma ısısının yükselmesi sadece dizel motorlarında arzu edilmektedir. Isı enerjisinin dışarı atılmasını engelleyerek mekanik enerjiye dönüştüren turbokombine ünitesiyle ısıl verimde de artış sağlanmış olur.
- Yanma odasını oluşturan elemanların metal yerine seramik malzemedan yapılması halinde ağırlık yönünden de oldukça önemli sonuçlar ortaya çıkarılmıştır. İleri geri hareket eden parçalarda seramik kullanılmasıyla sağlanan hafiflik, dairesel hareket eden turbo rotorları gibi parçalar için de önemlidir. Bu parçaların seramikten imal edilmeleriyle birlikte, yüksek sıcaklıkta kopma ve kırılmaya karşı dayanıklılık da sağlanmış olur.
- Adyabatik motorlarda yanma odası elemanları düşük ısı iletim katsayısına sahip seramik esaslı malzemeler ile kaplandığından, yanma odası sıcaklıkları artmaktadır. Yanma odası sıcaklıklarının artması sonucu yanma odası içerisindeki

gaz sıcaklıkları da çevrim boyunca yükselmektedir. Bunların sonucu olarak egzoz gazlarının sıcaklıklarındaki artış, egzoz entalpilerine de yansımakta ve egzoz gazları ile atılan ısı enerjisi miktarlarında artışlar kaydedilmektedir.

- İçten yanmalı motorlarda toplam yakıt enerjisinin yaklaşık olarak üçte biri faydalı işe dönüştürülmektedir. Geri kala yakıt enerjisi ise, soğutucu akışkana, egzoz gazlarına ve diğer kayıplara gitmektedir. Adyabatik motorlardan elde edilen avantajlardan birisi de faydalı işe dönüşen ısı enerjisi miktarlarında belirli oranlarda artış sağlanmasıdır. Özellikle düşük devir ve yüklerde türbo doldurucunun verimli çalışması sonucu doldurma verimindeki artışlar, yanma odası sıcaklıklarının yükselmesi ile birlikte yanma verimindeki iyileşmeler faydalı işe dönüşen ısı enerjisi miktarlarında artış sağlamıştır.
- Adyabatik motorlarda önemli parametrelerden biri de özgül yakıt sarfiyatıdır. Yanma odası sıcaklıklarının artması, yanmanın iyileşmesi ve yükselen gaz sıcaklıkları adyabatik motorlarda özellikle orta devir ve yüklerde özgül yakıt sarfiyatında iyileşmeler sağlamaktadır. Adyabatik motorlarda yanma odası sıcaklıklarının artması sonucu tutuşma gecikmesi süresi kısaltmakta ve karışım iyi sağlanmadan yanma başlamaktadır. Bu da yanma periyodunun uzamasına ve yakıt sarfiyatının artmasına neden olmaktadır. Tüm bu olumsuzlukları gidermek için yakıt püskürtme sistemlerinde değişiklikler yapılması zorunludur. Adyabatik motorlarda özgül yakıt sarfiyatlarının daha düşük seviyelere indirilebilmesi için püskürtme sistemlerinin optimizasyonu gereklidir.

KAYNAKLAR

- [1] Dyaçenko, N. K., (1974). İYM teorisi, 2. basım, Makine İmalatı Matbaası, L,Matbaası, Moskova
- [2] Pospelov, D.R., (1971). Hava Soğutmalı İçten Yanmalı Motorlar, Makine İmalatı Matbaası, Moskova.
- [3] Stefanovski, B. S., (1978). Yüksek Hızlı Pistonlu Motorlarda Parçaların Isıl Gerilimi, Makine İmalatı Basımevi, Moskova.
- [4] Orlin, A. C. ve Kruklov, M. K. (1983). İçten Yanmalı Motorlar, Pistonlu ve Kombine Edilmiş Motorların Teorisi, Makine İmalatı Yayınevi, Moskova.
- [5] Incropera, F.P., DeWitt, D.P. (1990). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Third Edition, John Wiley and Sons Inc., New York.
- [6] Woschni, G. A. (1976). Universally Applicable Egration Instantaneous Heat Transfer Coefficient In the Internal Combustion Engine, 76, 670931.
- [7] Vibe, İ.İ. (1962). Motor İş Çevrimi Üzerine Yenilik, Makine İmalatı Yayınevi.
- [8] Gataowski, J.A. (1990). Evaluation of Selectively-Cooled Single-Cylinder 0.5-Diesel Engine, SAE pp. 900693,
- [9] Schwaz, E. Reid, M. Bryzik, W. and Danielson, E. (1983). Combustion and Performans Characteristics of a Low Heat Rejection Engine, SAE pp. 830314.
- [10] Büyükkaya, E. Yaşar, H. Çelik, V. Ekmekçi, M. (1997). Isıl Bariyer Kaplamanın Turbo Doldurmalı Bir Dizel Motorunun Egzoz Emisyonlarına Etkileri, 5. Uluslar Arası Yanma Sempozyumu, Bursa, July 21-23.
- [11] Engler, B. Volkler, H. çev. Safgönül, B. (1985). Egzoz ve Baca Gazlarının Katalizörlerle Arıtılması ile Sağlanan Temiz Hava, Degussa AG Kimya Araştırmaları Bölümü, D-6450 Hanau 1, Almanya.
- [12] Balcı, M. (1983) Heat Release Characteristics of a Diesel Type Combustion Chamber, Msc Thesis, School of Mechanical Engineering, The Universty of Bath, England.
- [13] Woods, M.E. and Oda, I. (1984). Ceramic Insulating Components for the Adiabatic Engine, SAE Government Industry Meeting & Exposition, Washington.
- [14] Hocking, M.G. Vasatasree, V. and Sıdky, P.S. (1989). Metallic and Ceramic Coatings, Production High Temperature and Applications, London.
- [15] Kamo, R. and Bryzik, W. (1984). Cummins/TACOM Advanced Adiabatic Engine, SAE International Congress, Michigan.
- [16] Wacker, E. Sander, W. (1982). Piston Design for High Combustion Pressures and Reduced Heat Rejection to Coolant, SAE International Congress, Michigan.
- [17] Crouse, H.W. Çev. Arvuz, V. Taşkaya, Y. ve Karasu, T. (1971) Otomobil Motorları, Yakıt, Yağlama, Soğutma Sistemleri, ETYÖÖ Matbaası, Ankara.
- [18] Otomarsan AŞ., Araçlar İçin Teknik Kavramlar, MH.4. 77.
- [19] Leising, C.J. Purohit, G.P. (1978). Waste Heat Recovery in Truck Engines, SAE National West Coast Meeting, California.
- [20] Bryzk, W. Kamo, R. (1983) TACOM/Cummins Adiabatic Engine Program, SAE International Congress, Michigan.
- [21] Hava Kirliliği Kaynakları ve Kontrolü. (1993). Marmara Araştırma Merkezi, Gebze- Kocaeli.
- [22] Aya, Ş.S. (1995). Otomotiv Sanayiinde Dayanıklı Püskürtme Kaplamalarının Sektöre Sağladığı Avantajlar, SAÜ. Seramik Semineri.

- [23] Çevik, L. (1990). Zirkonya Esaslı Seramik Kaplamaların Fiziksel ve Kimyasal Özelliklerinin Değiştirilmesi, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [24] Biselli, C. Chollet, L. (1989). Young's Modulus of TIN and TIC Coatings, Mechanics of Coatings, Lyon, France, 217-223.
- [25] Morrell, R. (1985) Handbook of Properties of Technical and Engineering Ceramics: Part I, An Introduction for the Engineer and Designer, National Physical Laboratory, London, England.
- [26] Schmitt, K.G. Dietl, T.U. (1994). Thermal Barrier Coatings with Improved Oxidation Resistance, Surface and Coating Technology, 113-115.
- [27] Stepka, F.S. Liebert, C.H. and Stecura, S. (1977). Summary of NASA Research on Thermal Barrier Coatings, SAE International Automotive Engineering Congress & Exposition, Detroit, Michigan.
- [28] Novak, R.C. Matarese, A.P, Huston, R.P. (1988). Development of Thermal Barrier Coating for Diesel Applications, National Thermal Spray Conference: New Ideas and Processes, Ohio-USA., 24-27.
- [29] Taşdıvar, D. Erkmen, Z. Engin. (2006). Bilim ve Teknoloji dergisi, Temmuz-Ağustos, 122.
- [30] Marmach, M., and Hannink, R.H. (1983). Toughened PSZ Ceramics Their Role as Advanced Engine Components, SAE International Congress, Michigan.
- [31] Lutz, J.C. Harris, D.H. (1988). Development of Thermal Barrier Coating for the Internal Combustion Engine, National Thermal Spray Conference: New Ideas and Processes, Ohio-USA. 24-27.
- [32] Hocking, M.G., Vasatasree, V., Sidky, P.S., "Metallic and Ceramic Coatings, Production High Temperature and Applications", London, 1989.
- [33] Yonushonis, T.M. (1988). "Diesel Engine Evaluation of Thermal Barrier Coatings", National Thermal Spray Conference: New Ideas and Processes, Ohio-USA.
- [34] Woods M.E. Oda, I. (1982). PSZ Ceramics for Adiabatic Engine Components, SAE International Congress, Michigan.
- [35] Godfrey, D.J. (1974). Silicon Nitride Ceramics for Engineering Applications, SAE Automotive Engineering Congress, Michigan.
- [36] Bernard, D. Gitzhofer, F. Fauchais, P. Martin, C. (1988). Thermal Diffusivity and Expansion Coefficient of Stabilized Zirconia Coatings; Changes with Temperature, National Thermal Spray Conference: New Ideas and Processes, Ohio-USA, 24-27.
- [37] Technological and Economic Assessment of Advanced Ceramic Materials, (1984). Charles River Assoc.
- [38] High Technology Ceramics in Japan, (1984). NMAB-418, National Academy Press.
- [39] Scffloer, L.J. (1985). Heat Engine Ceramics, 268-294.
- [40] Richerson, D.W. Vvtmmer, J.M. and Vvander, S.M. (1983). Ceramic Technology Requirements for 1425 °C Uncooled Power Generation Applications.
- [41] GPX-4 Diesel Coating Technology for Heavy Duty Vehicles, (1995). Engelhard Corporation.
- [42] Matsuoka, H. Kawamura, H. (1993). Structure of Heat-Insulated Ceramic Engine and Heat Insulating Performance, SAE, 14, 9303474.

- [43] Assanis, D. Vvlese, K. Schwarz, E. and Bryzik, W. (1991). The Effects of Ceramic Coatings on Diesel Engine Performance and Exhaust Emissions, SAE, 910460.
- [44] Kawamura, H, Sekiyama, S. and Htrai, K. (1991). Observation of the Combustion Process in a Heat Insulated Engine, SAE, 910462.
- [45] Kvernes, I. Norholm, O. and Svartdal, J. (1990). Ceramic Coatings Influences on Medium Speed Diesel Engine Performance and Reliability, Marine Management, 10.
- [46] Dickey, D.W, (1989). The Effect of Insulated Combustion Chamber Surfaces on Direct-Injected Diesel Engine Performance, Emissions and Combustion, SAE, 890292.
- [47] Alkidas A.C. (1989). Perfonnance and Emissions Achievements with an Uncooled Heavy Duty, Single Cylinder Diesel Engine, SAE, 890144.
- [48] Sudhakar, V. (1984). Performance Analysis of Adiabatic Engine, SAE International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, February-March.
- [49] Kırlokar, C.S. and Chandorkar, S.B. (1979). The AVI Series III Diesel-a Differentially-Cooled Semi-Adiabatic Engine Below 10 kW, SAE Paper 790844 off-Highway Vehicle Meeting and Exposition, Milwaukee, Wisconsin, September 1979.
- [50] Mruk, A. Jordan, W. and Taler, J. (1994). Heat Transfer Through Ceramic Barrier Coatings Used in Internal Combustion Engines, SAE Paper 941779.
- [51] Wang, Y. Yang, C. Sau, G. Ju, Y. and Zhao, K. (1994). An Observation of High Temperature Combustion Phenomenon in Low Heat Rejection Diesel Engines, SAE Paper 940949.
- [52] Levy, A.V. (1988). The Performance of Ceramic Coatings on Diesel Engine Combustion Zone Components, Thermal Spray Technology: New Ideas and Processes, Ohio-USA., 24-27 October.
- [53] Büyükkaya, E, (1994). Bir Dizel Motorunda Seramik Kaplama Uygulamaları ve Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [54] Büyükkaya, E. (1997). Termal bariyer Kaplamanın Turbo Doldurmalı Bir Dizel Motorunun Egzoz Emisyonlarına Etkileri'', Doktora Tezi, İ.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [55] Ciniviz, M. (2005). Turboşarjlı Bir Dizel Motorunun Yanma Odası Yüzeylerinin $Y_2O_3-ZrO_2$ İle Kaplanması ve Performans ve Emisyona Etkileri, Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- [56] Çelik, H. A. (1991). Bir Dizel Motorunda Seramik Kaplamanın Performansa Etkilerinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [57] Yaşar, H. (1997). Termal bariyer Kaplamanın Turbo Doldurmalı Bir Dizel Motorunun Performansına Etkileri, Doktora Tezi, İ.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [58] Taymaz, İ. (2001). Düşük Isı Kayıplı Turbo Doldurmalı Bir Dizel Motorunda Isı Kayıplarının Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [59] Rakopoulos, C.D. Andritsakis, E.C. and Hountalas, D.T. (1995). The Influence of the Exhaust System Unsteady Gas Flow and Insulation on the Performance of a Turbocharged Diesel Engine, Heat Recovery Systems & CHP, 15, No: 1.

- [60] Sekar, R.R. Kamo, R. and Wood, J.C. (1984). Advanced Adiabatic Diesel Engine for Passenger Cars, SAE Paper 840434, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, Feb.-March.
- [61] Kamo, R. Bryzik, W. (1984). Cummins-Taradcom Adiabatic Turbocompound Engine Program, SAE Paper 810070, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, February.
- [62] Kamo, R. Bryzik, W. (1978). Adiabatic Turbocompound Engine Performance Prediction, SAE International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, February-March
- [63] Watts, P.A. and Heywood, J.B. (1980). Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer on Spark-Ignition Engine Operation, SAE International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, February.
- [64] Sun, X. Wang, W.G. Bata, R.M, Gao, X. (1994). Performance Evaluation of Low Heat Rejection Engines, Transactions of the ASME, 116.
- [65] Kavvamura H. (1988). Development Status of Isuzu Ceramic Engine, SAE pp. 880011.
- [66] Woschni G. Spindler, W. (1988). Heat Transfer with Insulated Combustion Chamber Walls and Its Influence on the Performance of Diesel Engines, Transactions of the ASME, 1, 10.
- [67] Morel, T. Keribar, R. Blumberg, P.N. and Fort, E.F. (1986). Examination of Key Issues in Low Heat Rejection Engines, SAE, pp. 860316.
- [68] Hoag, K.L. Brando, M.C., and Bryzik, W. (1985). Cummins/TACOM Adiabatic Engine Program, SAE pp. 850356.
- [69] French, C.C.L. (1984). Ceramics in Reciprocating Internal Combustion Engines, SAE pp. 841135.
- [70] Tovell, J.F. (1983). The Reduction of Heat Losses to the Diesel Engine Cooling System, SAE pp. 830316.
- [71] Çakır, U. (2007). Seramik Kaplı Bir Dizel Motor Yanma Odasının Isıl Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [72] Tıkız, İ. (2004). Seramik Kaplı Bir Dizel Motorunda Isı Transferi Olayının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [73] Bağirov, H. ve Ertaş H. A. (2009). İçten Yanmalı Pistonlu Motorlar, Cilt 1, Cumhuriyet Üniversitesi Yayınları No: 112, Cumhuriyet Üniversitesi Matbaası, Sivas.
- [74] Mercan, S, (2007). Dizel Motorlarda Yanma Olayının İncelenmesi Ve Optimizasyonu, Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas.
- [75] Semyonov N.N. (1934). Zincirleme reaksiyonlar, Devlet Teknik Basımevi.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı	Bahadır YİĞİT
Doğum Yeri ve Tarihi	Sivas, 20.11.1980
Medeni Hali	Bekar
Yabancı Dil	İngilizce
İletişim Adresi	TCDD Loko Bakım Atelye Müdürlüğü / SİVAS
E-posta Adresi	byigit_58@hotmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise	Demiryolu Meslek Lisesi, 1997
Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2004
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2010

İş Tecrübesi

TCDD	Hareket Memuru, 1997-2004
TCDD	Makine Mühendisi, 2004-

EK-1
BASIC PROGRAMI

EKLER

```

10 REM PROGRAMME "Temmuz 2010. Dizel motoru iş çevriminin termodinamik
hesabı"
20 PRINT CHR$(15)
30 WIDTH "LPT1:", 240
40 DEFINT I-J
50 DIM PM(365), TM(365), PCI(365), X(13), PMC(365), TMC(365), PCIC(365),
ALDC(365), STTC(365), TSTTC(365)
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 DEF FNSC (X) = CONS1 * (1 + LAMDB1 - COS(X) - LAMDB1 * SQR(1 -
(LAMDB * SIN(X)) ^ 2))
100 DEF FNCT (XP, XWC, XT) = .8195 * XP ^ .8 * XWC ^ .8 / ((D / 10 ^ 3) ^ .2 *
XT ^ .53)
110 DEF FNVR (XCSTC, XT, XTW, XSTTC) = XCSTC * (XT - XTW) * XSTTC *
DALD / (6 * N)
120 DEF FNWE (XP, XPM) = WC + .00324 * TA * (EPS - 1) * (XP - XPM) / (PA *
EPS)
130 DEF FNCM (XT) = 1.438 - 1.05 * XT * 10 ^ (-4)
140 N = 2600: D = 120: CP = 120: NC = 8: EPS = 17: LAMDB = .27
150 P0 = .1: T0 = 293: PR = .105: TR = 750: DT0 = 10: PK = .17: GCEV = 7.911 * 10
^ (-5)
160 LAMDA = 1.7: TETA = 348: PSI = .9: FIZ = 80: MM = .6: BKSI = 2.7: WEM =
70: NK = 1.65
170 SCC = .01266: TCC = 440: SCP = .01569: TCP = 553: TPC = 453
180 C = .87: H = .126: O = .004: S = 0: W = 0: MMA = 28.96: IGCEV = 1: ID = 1
190 DALD = 1: DALR = FNR(DALD): CPD = CP / D
200 EPS1 = .5 * (EPS - 1): LAMDB1 = 1 / LAMDB
210 CONS1 = .5 * 3.1416 * D * CP * 10 ^ (-6)
220 VH = 3.1416 * D ^ 2 / (4 * 10 ^ 6) * CP: VL = VH * NC
230 WMP = CP * N / (3 * 10 ^ 4): WC = 2.28 * WMP: WCGD = 6.18 * WMP
240 PRINT SPC(23); "Isıl Hesap İçin Alınmış İlk Veriler"

```

```

250 PRINT SPC(23); "-----"
260 PRINT USING " Cp=### Eps=##.# Lamb=#.## m = #.### C=#.### Tcc=###
    Scc=#.#####"; CP; EPS; LAMDB; MM; C; TCC; SCC
270 PRINT USING " Dc=### Teta=### Lama=#.## Fiz=###.# H=#.### Tpc=###
    Scp=#.#####"; D; TETA; LAMDA; FIZ; H; TCP; SCP
280 PRINT USING " n=##### Po=#.### Pk= #.### Psi=#.### O=#.### Tpc=###";
    N; P0; PK; PSI; O; TPC
290 PRINT USING " Nc= ## To=###.# Tr= ###.# Mma=##.## S=#.### Dto=###";
    NC; T0; TR; MMA; S; DT0
300 İş karışımı parametrelerinin hesabı
310 HU = (33.91 * C + 125.6 * H - 10.89 * (O - S) - 2.51 * (9 * H + W)) * 10 ^ 3
320 LOV = (C / 12 + H / 4 - O / 32) / .208: LOM = (8 * (C / 3 + H) - O) / .23
330 NMMC = LAMDA * LOV: MMC = LAMDA * LOM
340 'Emme parametrelerinin hesabı
350 R0 = P0 * MMA * 10 ^ 6 / (8314 * T0)
360 DPA = BKSI * WEM ^ 2 * R0 * 10 ^ (-6) / 2
370 PA = P0 - DPA
380 IF P0 >= PK GOTO 440
390 TK = T0 * (PK / P0) ^ ((NK - 1) / NK)
400 R0 = PK * MMA * 10 ^ 6 / (8314 * TK)
410 DPA = BKSI * WEM ^ 2 * R0 * 10 ^ (-6) / 2
420 PA = PK - DPA: PR = .95 * PK
430 P0 = PK: T0 = TK
440 DT = DT0: GAMR = (T0 + DT) * PR / TR / (EPS * PA - PR)
450 GAMR1 = GAMR + 1: TA = (T0 + DT + GAMR * TR) / GAMR1
460 ETAV = T0 * (EPS * PA - PR) / ((T0 + DT) * (EPS - 1) * P0)
470 VAM = 8314 * TA / (PA * MMA * 10 ^ 6)
480 E1 = 2 * EPS / (VAM * 10 ^ 3)
490 IF IGCEV = 1 GOTO 550
500 'PRINT
510 PRINT SPC(16); "Sıkıştırma parametrelerinin hesap sonuçları"
520 PRINT SPC(16); "-----"
530 PRINT " Alf P T Spc Wc Stop Tort hort Qw qw Q12"

```

540 'Sıkıştırma parametrelerinin hesabı

550 I = 1: ALDI = 180: LTH = 0: IPR = 1: IDET = 5: DT = DT0: QW = 0: QWEM = 0:
 QWEG = 0

560 ALR = FNR(ALDI): PCI(I) = FNV(ALR): TM(I) = TA: PM(I) = PA: PMC(I)
 = PA: PMC(I + 1) = PA

570 I = I + 1: ALDF = ALDI + DALD: ALR = FNR(ALDF): PCI(I) = FNV(ALR): TF
 = TM(I - 1) + DT

580 E2 = GCEV * (GAMR1 * MMC + 1)

590 SPCH = FNVC(ALR): STTC(I) = SCP + SCC + SPCH: TSTTC(I) = (TCP *
 SCP + TCC * SCC + TPC * SPCH) / STTC(I)

600 T12 = .5 * (TF + TM(I - 1)): K12 = FNVC(T12): KB = (K12 + 1) / (K12 - 1)

610 WCD = WC: CSTC = FNCT(PMC(I), WCD, TF)

620 DQW = FNVR(CSTC, TF, TSTTC(I), STTC(I)) / E2: Q12 = -E1 * DQW

630 PM(I) = (Q12 + PM(I - 1) * (KB * PCI(I - 1) - PCI(I))) / (KB * PCI(I) - PCI(I - 1)):
 PMC(I) = PM(I)

640 TM(I) = TA * PM(I) * PCI(I) / (EPS * PA): TMC(I) = TM(I)

650 IF ABS(TM(I) - TF) >= .02 THEN TF = TM(I): GOTO 600

660 QW = QW + DQW: KQW = DQW / STTC(I)

670 CSTCEM = FNCT(PA, WCGD, TA): CSTCEG = FNCT(PR, WCGD, TR)

680 DQWEM = FNVR(CSTCEM, TA, TSTTC(I), STTC(I)) / E2

690 DQWEG = FNVR(CSTCEG, TR, TSTTC(I), STTC(I)) / E2

700 QWEM = QWEM + DQWEM: QWEG = QWEM + DQWEG

710 LTH = LTH + .5 * 10 ^ 3 * (PM(I) + PM(I - 1)) * (PCI(I) - PCI(I - 1)) * VAM /
 EPS

720 IF ALDF > TETA GOTO 790

730 IF ALDF <> TETA GOTO 750

740 ISS = I: PSS = PM(I): TSS = TM(I): LTHS = LTH: ALDSS = ALDF: QWS = QW

750 IF IPR < IDET GOTO 780

760 IF IGCEV = 1 GOTO 780

770 'PRINT USING " ###.### ##### #.##### ##.## #.##### ### #.### #.#####
 ##.### ###.#####"; ALDF; PM(I); TM(I); SPCH; WCD; STTC(I); TSTTC(I);
 CSTC; DQW; KQW; Q12

780 IPR = IPR + 1: IF IPR > IDET THEN IPR = 1

790 DT = TM(I) - TM(I - 1): TM(I - 1) = TM(I): PM(I - 1) = PM(I): ALDI = ALDF

800 IF ALDF < 360 GOTO 570

```

810 FOR IX = 1 TO I
820 PMC(I + IX) = PMC(I - IX)
830 TMC(I + IX) = TMC(I - IX)
840 NEXT IX
850 'Yanma parametrelerinin hesabı
860 FOR IX = 1 TO 12: X(IX) = 0: NEXT IX
870 X(1) = C / 12: X(3) = H / 2: X(7) = .21 * (LAMDA - 1) * LOV: X(10) = .792
    * LAMDA * LOV
880 QZ = PSI * HU / (MMC * GAMR1 + 1): QZY = QZ
890 FOR IX = 1 TO 11: X(12) = X(12) + X(IX): NEXT IX
900 BOMAX = X(12) / NMMC: BMAX = (BOMAX + GAMR) / GAMR1: MM1
    = MM + 1
910 IF IGCEV = 1 GOTO 1030
920 PRINT
930 PRINT SPC(27); "Isıl hesap sonuçları"
940 PRINT SPC(27); "-----"
950 PRINT USING "   Hu=##### H2O=#.### O2=#.### Gamr=#.### Pa=#.###
    Vh=#.#####"; HU; X(3); X(7); GAMR; PA; VH
960 PRINT USING "   Qz=##### CO2=#.### N2=#.### Etav=#.### Ta=###.#
    Vlt=###.###"; QZ; X(1); X(10); ETAV; TA; VL
970 PRINT USING "   Lov=##### CO=#.##### Mtk=#.### R0=#.##### Py=#.###
    Vam=#.#####"; LOV; X(2); NMMC; R0; PM(I); VAM
980 PRINT USING "   Lom=###.## H2=#.##### My□=#.### Wmp=###.##
    Ty=##### Bmax=#.###"; LOM; X(4); X(12); WMP; TM(I); BMAX
990 PRINT
1000 PRINT SPC(16); "Yanma parametrelerinin hesap sonuçları"
1010 PRINT SPC(16); "-----"
1020 PRINT " Alf  P  T  Spc  Wc  Stop Tort hort  Qw  qw  Q12"
1030 XI = 0: IPR = 1: IDET = 2: FID = 0: I = ISS: ALDI = ALDSS: QW = 0:
    WPMAX = 0
1040 FIZR = FNR(FIZ): TPY = TM(I) / (PM(I) * PCI(I)): PMM = PM(I): LTH =
    LTHS
1050 I = I + 1: TF = TM(I - 1) + DT
1060 ALDF = ALDI + DALD: ALR = FNR(ALDF): PCI(I) = FNV(ALR)
1070 IF QZ = 0 GOTO 1100

```



```

1080 FID = FID + DALD
1090 XF = 1 - EXP(-6.908 * (FID / FIZ) ^ MM1): X12 = .5 * (XF + XI): DX12 =
      (XF - XI)
1100 SPCH = FNSC(ALR): STTC(I) = SCP + SCC + SPCH: TSTTC(I) = (TCP * SCP
      + TCC * SCC + TPC * SPCH) / STTC(I)
1110 BET12 = 1 + (BMAX - 1) * X12
1120 T12 = .5 * (TF + TM(I - 1))
1130 K12 = 1.259 + 76.7 / T12 - (.005 + .0372 / LAMDA) * X12: KB = (K12 + 1) /
      (K12 - 1)
1140 WCD = FNWE(PMM, PMC(I))
1150 CSTC = FNCT(PMC(I), WCD, TF)
1160 DQW = FNVR(CSTC, TF, TSTTC(I), STTC(I)) / E2: Q12 = E1 * (QZ * DX12 -
      DQW)
1170 PM(I) = (Q12 + PM(I - 1) * (KB * PCI(I - 1) - PCI(I))) / (KB * PCI(I) -
      PCI(I - 1)): PMM = PM(I)
1180 TM(I) = TPY * PM(I) * PCI(I) / BET12: IF ABS(TM(I) - TF) >= .02 THEN
      TF = TM(I): GOTO 1120
1190 QW = QW + DQW: KQW = DQW / STTC(I)
1200 LTH = LTH + .5 * 10 ^ 3 * (PM(I) + PM(I - 1)) * (PCI(I) - PCI(I - 1)) * VAM /
      EPS
1210 IF QZ = 0 GOTO 1270
1220 IF PM(I) > PM(I - 1) THEN PMAX = PM(I): APMAX = ALDF - 360:
      QWPM = QW
1230 IF PM(I) > PM(I - 1) THEN WPM = (PM(I) - PM(I - 1)) / DALD
1240 IF WPM > WPMAX THEN WPMAX = WPM
1250 IF TM(I) > TM(I - 1) THEN TMAX = TM(I): ATMAX = ALDF - 360:
      QWTM = QW
1260 IF FID = FIZ THEN IDET = 5: X12 = .999: QZ = 0: QWY = QW: LTHY =
      LTH - LTHS
1270 IF IPR < IDET GOTO 1300
1280 IF IGCEV = 1 GOTO 1300
1290 'PRINT USING " #### ##.## ##### #.##### ##.## #.##### #### #.### #.#####
      #.##### ###.#####"; ALDF; PM(I); TM(I); SPCH; WCD; STTC(I); TSTTC(I);
      CSTC; DQW; KQW; Q12
1300 IPR = IPR + 1: IF IPR > IDET THEN IPR = 1
1310 DT = TM(I) - TM(I - 1): TM(I - 1) = TM(I): PM(I - 1) = PM(I): XI = XF:

```

```

ALDI = ALDF
1320 IF ALDF < 540 GOTO 1050
1330 'İndike ve efektif parametrelerin hesabı
1340 LTHG = LTH - (LTHS + LTHY): QWG = QW - QWY
1350 QWT = QWEM + QWS + QWY + QWG + QWEG
1360 YQWPM = 100 * QWPM / QWT
1370 YQWTM = 100 * QWTM / QWT
1380 YQWS = 100 * QWS / QWT
1390 YQWY = 100 * QWY / QWT
1400 YQWG = 100 * QWG / QWT
1410 YQWEM = 100 * ABS(QWEM) / QWT
1420 YQWEG = 100 * QWEG / QWT
1430 YQWZ = 100 * QWY / QZY
1320 PMI = EPS * LTH * 10 ^ (-3) / (VAM * (EPS - 1))
1440 ETAI = PMI * LOM * LAMDA * 10 ^ 3 / (HU * R0 * ETAV)
1450 IF ID = 1 THEN PMM = .089 + .0118 * WMP
1460 IF ID = 2 THEN PMM = .089 + .0135 * WMP
1470 IF ID = 3 THEN PMM = .103 + .0153 * WMP
1480 PME = PMI - PMM: ETAM = PME / PMI: ETAE = ETAI * ETAM
1490 NE = PME * VL * N / 120: ME = 3 * 10 ^ 4 * NE / (3.1416 * N)
1500 GI = 3.6 * 10 ^ 6 / (ETAI * HU): GE = 3.6 * 10 ^ 6 / (ETAE * HU): GT = GE *
      NE / 10 ^ 3
1510 GCEV1 = GE * NE * 4 * 10 ^ (-3) / (120 * N * NC)
1520 DGCEV = (GCEV1 - GCEV) / GCEV: GCEV = (GCEV1 + GCEV) / 2
1530 IF ABS(DGCEV) > .0001 GOTO 550
1540 TRF = TM(I) / (PM(I) / PR) ^ .333
1550 IF ABS(TRF - TR) / TR > .001 THEN TR = .5 * (TRF + TR): GOTO 440
1560 IF IGCEV = 0 GOTO 1580
1570 IF DGCEV <= .0001 THEN IGCEV = 0: GOTO 500
1580 PRINT
1590 PRINT SPC(18); "Motorun indike ve efektif parametreleri"
1600 PRINT SPC(18); "-----"

```

```

1610 PRINT USING " Pb =#.### Pi =#.### Etai= #.### gi = ###.## Ne= ###.##
      APmax=##.##"; PM(I); PMI; ETAI; GI; NE; APMAX
1620 PRINT USING " Tb =##### Pm =#.### Etam= #.### ge = ###.## Me= ###.##
      ATmax=##.##"; TM(I); PMM; ETAM; GE; ME; ATMAX
1630 PRINT USING " Tr=##### Pe =#.### Etae= #.### Gt = ##.### Pmax=##.##
      Tmax=#####"; TR; PME; ETAE; GT; PMAX; TMAX
1640 PRINT USING " Qws=###.## Qwy=###.## Qwg= ###.## QwEm=###.##
      QwEg=###.## Qwt= #####"; QWS; QWY; QWG; QWEM; QWEG; QWT
1650 PRINT USING " Qws= %#.## Qwy=%###.## Qwg= %###.## QwEm=%###.##
      QwEg=%###.## Qwz= %###.##"; YQWS; YQWY; YQWG; YQWEM; YQWEG;
      YQWZ
1660 PRINT USING " QwPm=####. QwTm=####. QwPm=%###.## QwTm=%###.##
      Qzy=#####.## WPmax= ##.##"; QWPM; QWTM; YQWPM; YQWTM; QZY;
      WPMAX
1670 PRINT USING " Lths=##### Lthy =### Lthg=#####.## Lth= #####.##
      GCEV=#.###^^^"; LTHS; LTHY; LTHG; LTH; GCEV
1680 END

```