

66915

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BENZİN - ETANOL KARIŞIMLARININ BENZİN MOTORLARINDA
YANMA VE MOTOR ÇEVİRİMİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN
TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

Mak. Yük. Müh. Hakan BAYRAKTAR

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

" Doktor "

Ünvanının Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

66913

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 03.6.1997

Tezin Savunma Tarihi : 23.7.1997

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Orhan DURGUN

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Mehmet Atılğan

Jüri Üyesi : Prof. Dr. Z. Atila Ülkü

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Fazlı ARSLAN

Temmuz 1997

TRABZON

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
TRABZON MERKEZİ

ÖNSÖZ

İçten yanmalı motorlar yakıtın kimyasal enerjisini yararlı mekanik enerjiye dönüştürürler. Motorlarla ilgili olarak yapılan araştırma ve geliştirme çalışmalarının temel amacı bu enerji dönüşümü işleminin en verimli bir şekilde gerçekleşmesini sağlamaktır. Motorlar üzerine gerçekleştirilen araştırma çalışmalarında; yüksek performanslı motorların geliştirilmesi amaçlanmaktadır.

Rafinerilerde üretilen güncel motor yakıtlarının istenilen özellikleri tam olarak sağlayamamaları ve sınırlı petrol kaynaklarına dayanmaları alternatif petrol yakıtlarının araştırılmasını zorunlu duruma getirmiştir. Son yıllarda, üretimi doğal enerji kaynaklarına dayanan etanol ve metanol gibi alkollerin ya da benzin - alkol karışımlarının benzin yerine kullanılması ile ilgili araştırma çalışmalarının sonuçları ümit vericidir. Sunulan çalışmada; benzin-etanol karışımlarının benzin motorlarında kullanılmasını daha ayrıntılı bir şekilde incelemek amacı ile bir matematik çevrim modeli geliştirilmiştir.

Tez çalışmasının bütün aşamalarında, gösterdiği yardım ve katkılardan dolayı hocam, sayın Prof. Dr. Orhan Durgun' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, çalışmamla ilgili konularda bana gönderdiği literatürlerle destek sağlayan sayın Prof. Dr. John B. Heywood' a ve sayın Dr. Sabri Tosunoğlu' na, tezin yazımı için katkılarda bulunan sayın Y. Doç. Dr. Hayati Olgun'a, sayın Arş. Gör. Lütfi Namlı' ya ve sayın Arş. Gör. Zehra Şahin' e teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Trabzon, Haziran 1997

Hakan BAYRAKTAR

İÇİNDEKİLER

Sayfa No.

ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	VI
SUMMARY	VII
ŞEKİL LİSTESİ	VIII
TABLO LİSTESİ	XI
SEMBOL LİSTESİ	XII
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş.	1
1.2. Motor Yakıtları ve Alternatif Yakıtlar	2
1.2.1. Sentetik Yakıtlar.	3
1.2.2. Alkoller	3
1.2.3. Gaz Yakıtlar.	6
1.3. Benzin Motorları Çevrimlerinin Matematiksel Modelleri	7
1.3.1. Boyutlu Modeller	7
1.3.2. Termodinamik (Sıfır Boyutlu) Modeller	8
1.3.2.1. Bir Bölge Modeller	9
1.3.2.2. Çok Bölge Modeller	11
1.3.3. Termodinamik Çevrim Modellerinde Kullanılan Alt Modeller	13
1.3.3.1. Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesabı	13
1.3.3.2. Geometrik Model	14
1.3.3.3. Anlık Yanmış Kütle Miktarının Belirlenmesi	15
1.3.3.4. Isı Transferi Modelleri	19
1.4. Etanolun Benzin Motorlarında Kullanılmasına İlişkin Yapılmış Başlıca Çalışmalar ve ve Sunulan Çalışmanın Amacı	21
2. TEORİK ÇALIŞMA	23
2.1. Giriş.	23

2.2. Termodinamiğin Birinci Kanununun Açık Bir Termodinamik Sisteme Uygulanması	23
2.3. Benzin Motorları Çevrimleri İçin Matematiksel Modelin Kurulması	26
2.3.1. Temel Varsayımlar.	26
2.3.2. Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesaplanması.	27
2.3.2.1. Yanmamış Gaz Karışımının Termodinamik Özelliklerinin Hesaplanması	27
2.3.2.2. Yüksek Sıcaklıklardaki Yanma Ürünlerinin Yapısının ve Termodinamik Özelliklerinin Hesaplanması	39
2.3.2.3. Gazların Transport Özellikleri	54
2.3.3. Anlık Silindir Geometrisinin Belirlenmesi	56
2.3.4. Küresel Alev Geometrisinin Belirlenmesi	58
2.3.5. Isı Transferi Hesabı	63
2.3.6. Motor Çevriminin Hesaplanması.	65
2.3.6.1. Yakıtın Özelliklerinin Hesaplanması	65
2.3.6.2. Emme İşlemi.	67
2.3.6.3. Sıkıştırma İşlemi	69
2.3.6.4. Yanma İşlemi	71
2.3.6.5. Genişleme İşlemi.	78
2.3.6.6. Eksoz İşlemi.	79
2.3.6.7. Motor Performans Parametrelerinin Hesaplanması	79
2.3.6.8. Bilgisayar Programı	81
3. BULGULAR	83
3.1. Giriş.	83
3.2. Sayısal Uygulama	83
3.3. Bilgisayar Programının Güvenilirliğinin Kontrolü	85
3.4. Benzin, Etanol ve Benzin - Etanol Karışımları İçin Yanma Olayı, Motor Çevrimi ve Motor Performans Parametrelerinin Teorik Olarak İncelenmesi	95
3.4.1. Benzin ve Etanol İçin Yanma Olayı ve Motor Çevriminin Teorik İncelenmesi	95
3.4.2. Çeşitli Benzin - Etanol Karışımları İçin Yanma Olayı, Motor Çevrimi ve Motor Performans Parametrelerinin Teorik Olarak İncelenmesi	100

3.4.2.1. Tek Silindirli Bir Deney Motoru İçin Benzin - Etanol Karışımlarının Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi	100
3.4.2.2. Bir Taşıt Motoru İçin Benzin - Etanol Karışımlarının Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi.	112
4. İRDELEME.	123
4.1. Giriş.	123
4.2. Bilgisayar Programının Doğruluk Düzeyi	123
4.3. Benzin ve Etanol Yakıtlı Buji Ateşlemeli Motorların Motor Çevrimleri	126
4.4. Çeşitli Oranlarda Etanol İçeren Benzin - Etanol Karışımlarının Buji Ateşlemeli Motor Yakıtı Olarak Kullanılması	127
5. SONUÇLAR	129
6. ÖNERİLER.	131
7. KAYNAKLAR	133
8. ÖZGEÇMİŞ.	140

ÖZET

Motor tasarımı ve motor çalışma koşullarının yanı sıra, yakıtların özellikleri de motorlardaki yanma olayı ve performans parametreleri üzerinde etkilidir. Buji ateşlemeli motor yakıtları üzerine yapılan araştırma çalışmalarında amaç; yakıtın oktan düzeyini yükseltmek, motor performansını iyileştirmek ve zararlı eksoz emisyonlarını azaltmaktır. Bunlara ek olarak ham petrol kaynaklarının sınırlı olması nedeniyle araştırmacılar, son yıllarda alternatif yakıtlara ilgi duymuşlardır. Benzin motorları için en ilgi çekici alternatif yakıtlar etanol ve metanol gibi alkollerdir. Alkollerin üretimleri yenilenebilir enerji kaynaklarına dayanmaktadır ve alkoller motorlarda kullanım açısından bazı elverişli özelliklere sahiptirler. Etanol, ısı değeri daha yüksek olması ve buharlaşma ısısının daha düşük olması nedeniyle metanole göre daha iyi özelliklere sahiptir. Çeşitli araştırmacılar, benzine belirli oranlarda etanol katılmasının motor tasarımında herhangi bir değişikliği gerektirmediğini vurgulamaktadırlar.

Bu çalışmada, çeşitli benzin - etanol karışımlarının buji ateşlemeli motorlardaki yanma olayı ve motor çevrimi karakteristikleri üzerindeki etkilerinin teorik olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, termodinamiğin birinci kanununa dayanan ve sanki-boyutlu bir matematik yanma modelini içeren bir buji ateşlemeli motor çevrim modeli geliştirilmiştir. Sunulan matematik çevrim modelinde, emme ve eksoz işlemleri basit bir yöntemle hesaplanmıştır.

Benzin, etanol ve çeşitli benzin - etanol karışımlarının yakıt olarak kullanıldığı tek silindirli bir deney motoru ve dört silindirli bir otomobil benzin motorunun yanma ve çevrim parametreleri teorik olarak incelenmiştir. Belirli oranlarda etanol içeren benzin - etanol karışımlarının motor performansını iyileştirdiği belirlenmiştir. Her iki motor için de en iyi motor performansı hacimsel olarak %25 etanol içeren karışımla elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Benzin Motorları, Buji Ateşlemeli Motorlar, Alternatif Yakıtlar, Küresel Alev Yayılması, Yanma Modellemesi, Buji Ateşlemeli Motor Çevrimlerinin Modellenmesi, Benzin Motorları Çevrimlerinin Modellenmesi, Benzin - Etanol Karışımları.

SUMMARY

Theoretical Investigation of The Effects of Gasoline - Ethanol Blends on Spark - Ignition Engine Combustion and Cycles

In the research studies on the spark ignition (SI) engine fuels, the aim is to improve the fuel octane level, to decrease the engine fuel consumption and to reduce the obnoxious exhaust emissions. Additionally, in recent years researchers have interested to alternative fuels due to limited crude oil reserves. The most attractive alternative fuels for SI engines are alcohols such as ethanol and methanol. Their productions are based on renewable natural energy sources and they have some relevant properties for using in engines. Properties of ethanol generally appear more favorable than those of methanol since its calorific value is higher and its latent heat is lower than methanol. The use of ethanol as a pure fuel in SI engines require some engine design modifications. It was pointed out by several researchers that blending of the certain amounts of ethanol with gasoline do not require any engine design modification.

In the presented study, it was aimed that the theoretical investigation of the effects of different gasoline - ethanol blends on SI engine combustion and cycle characteristics. For this purpose a mathematical SI engine cycle model based on the first law of thermodynamics and includes a quasi-dimensional combustion model has been developed. In the presented mathematical cycle model, intake and exhaust processes have been calculated by use of a simple method.

Theoretical investigation of combustion and cycle parameters of a single cylinder experimental SI engine and a four cylinder automobile SI engine fuelled with pure gasoline, pure ethanol and several gasoline - ethanol blends, have been performed. It is determined that the blends including the certain amounts of ethanol improved the engine combustion and performance. The best engine performance has been obtained with the blend including 25 per cent ethanol (by volume).

Key Words: Gasoline Engines, Spark Ignition Engines, Alternative Fuels, Spherical Flame Propagation, Combustion Modelling, SI Engine Cycle Modelling, Gasoline - Ethanol Blends.

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No.

Şekil 1. Bir bölgeci termodinamik sistemin şematik gösterimi	10
Şekil 2. Yanma işlemi sırasında motor silindirinin şematik gösterimi	12
Şekil 3. Küresel ve silindirik alev cephelerinin şematik olarak gösterilmesi	15
Şekil 4. Namazian ve arkadaşları [43] tarafından elde edilen yanma fotoğraflarının şematik biçimde yorumlanması	16
Şekil 5. Silindir, piston, biyel ve krank milinin şematik olarak gösterilmesi	56
Şekil 6. Küresel alev geometrisi	58
Şekil 7. Oluşabilecek farklı alev geometrileri	59
Şekil 8. Alev yüzey alanının alev yarıçapına göre değişimi	87
Şekil 9. Alev yüzey alanının alev yarıçapına göre değişimi	88
Şekil 10. Teorik kütleli yanma oranı değerlerinin krank mili açısına göre değişimi	88
Şekil 11. Teorik ve deneysel kütleli yanma oranı değerlerinin krank mili açısına göre değişimi	89
Şekil 12. Silindir basıncının krank açısına göre değişimi	89
Şekil 13. Silindir basıncının krank açısına göre değişimi	90
Şekil 14. Silindir basıncının krank açısına göre değişimi	90
Şekil 15. Yanmamış gaz sıcaklıklarının krank açısına göre değişimi	91
Şekil 16. Yanmış gaz sıcaklıklarının krank açısına göre değişimi	91
Şekil 17. İki farklı yöntemle hesaplanan teorik yanmış kütle oranı değerlerinin karşılaştırılması	92
Şekil 18. Deneysel ve teorik efektif güç değerlerinin devir sayısına göre değişimleri	92
Şekil 19. Deneysel ve teorik efektif verim değerlerinin devir sayısına göre değişimleri	93
Şekil 20. Deneysel ve teorik özgül yakıt tüketimi değerlerinin devir sayısına göre değişimleri	93
Şekil 21. Eksoz gazları içindeki CO oranının devir sayısına göre değişimleri	94
Şekil 22. TEMPRA 1581 motor için efektif gücün devir sayısına göre değişimi	94
Şekil 23. Farklı sıkıştırma oranlarında yanmış kütle miktarının krank açısına göre değişimi	96

Şekil 24. Farklı devir sayıları için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi . . .	97
Şekil 25. Farklı sıkıştırma oranları için silindir basıncının krank açısına göre değişimi. . .	97
Şekil 26. Farklı devir sayıları için silindir basıncının krank açısına göre değişimi	98
Şekil 27. TEMPRA 1581 motor için farklı devir sayılarındaki yanmış kütle oranlarının krank açısına göre değişimleri	98
Şekil 28. TEMPRA 1581 motor için silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	99
Şekil 29. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	101
Şekil 30. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	102
Şekil 31. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	102
Şekil 32. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	103
Şekil 33. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	103
Şekil 34. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi.	104
Şekil 35. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi.	104
Şekil 36. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi.	105
Şekil 37. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi.	105
Şekil 38. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi.	106
Şekil 39. Değişik devir sayılarında efektif gücün karışım oranına göre değişimi	106
Şekil 40. Değişik devir sayılarında özgül yakıt tüketiminin karışım oranına göre değişimi.	107
Şekil 41. Değişik devir sayılarında efektif verimin karışım oranına göre değişimi	107
Şekil 42. Değişik devir sayılarında CO oranının karışım oranına göre değişimi	108
Şekil 43. Değişik sıkıştırma oranlarında efektif gücün karışım oranına göre değişimi . . .	108
Şekil 44. Değişik sıkıştırma oranlarında özgül yakıt tüketiminin karışım oranına göre değişimi	109
Şekil 45. Değişik sıkıştırma oranlarında efektif verimin karışım oranına göre değişimi . .	109
Şekil 46. Değişik sıkıştırma oranlarında CO oranının karışım oranına göre değişimi. . .	110
Şekil 47. Bir taşıt motoru için değişik karışım oranlarında silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	114
Şekil 48. Değişik karışım oranları için silindir basıncının krank açısına göre değişimi . .	114
Şekil 49. Bir taşıt motoru için değişik karışım oranlarında silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	115

Şekil 50. Farklı karışım oranları için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi .	115
Şekil 51. Farklı karışım oranları için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi .	116
Şekil 52. Farklı karışım oranları için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi .	116
Şekil 53. Değişik devir sayılarında efektif gücün karışım oranına göre değişimi	117
Şekil 54. Değişik devir sayılarında özgül yakıt tüketiminin karışım oranına göre değişimi	117
Şekil 55. Değişik devir sayılarında efektif verimin karışım oranına göre değişimi	118
Şekil 56. Değişik devir sayılarında CO oranının karışım oranına göre değişimi	118
Şekil 57. Sabit ekivalans oranı durumunda çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi.	120
Şekil 58. Sabit ekivalans oranı durumunda çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi.	121
Şekil 59. Sabit ekivalans oranı durumunda efektif güç ve özgül yakıt tüketiminin etanol oranına göre değişimi	121
Şekil 60. Sabit ekivalans oranı durumunda efektif verim ve CO oranının karışımdaki etanol oranına göre değişimi	122

TABLO LİSTESİ

Sayfa No.

Tablo 1. Etanol ve metanolun bazı özelliklerinin benzin ile karşılaştırılması	4
Tablo 2. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin mol sayıları	31
Tablo 3. Çeşitli yakıtların termodinamik özelliklerinin hesabı için kullanılan polinom fonksiyonlarındaki katsayılar	37
Tablo 4. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli katsayılar	37
Tablo 5. Denge katsayıları için gerekli sabitler	41
Tablo 6. Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesaplandığı polinom fonksiyonlarının katsayıları	51
Tablo 7. Laminer alev hızının hesabı için gerekli katsayılar	75
Tablo 8. Teorik çalışmalarda kullanılan motorların özellikleri	84
Tablo 9. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının deney motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri . .	110
Tablo 10. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının deney motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri. .	111
Tablo 11. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının deney motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri . .	111
Tablo 12. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının taşıt motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri. .	119
Tablo 13. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının taşıt motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri. .	119
Tablo 14. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının taşıt motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri. .	120

SEMBOL LİSTESİ

a	: Buji yerinin en yakın silindir kenarına olan uzaklığı [m]
A_{ID}	: Alt ısıtıcı değeri [MJ/kg]
A_f	: Küresel alevin serbest yüzey alanı [m ²]
$A_{ÖN}$: Alt ölü nokta
A_D	: Alevin silindir yüzeylerine değen yüzeylerinin toplam alanı [m ²]
A_s	: Anlık toplam silindir iç yüzey alanı [m ²]
A_1, A_2, A_3	: Sırasıyla alev küresinin silindirin üst, yan ve alt yüzeylerine değme alanları [m ²]
A_{ES}	: Emme subabının maksimum açıklık alanı [m ²]
BE	: Benzin - etanol karışımı
b_e	: Özgül yakıt tüketimi [g/kWh]
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı [J/kgK]
c_T	: Sabit sıcaklıktaki özgül ısı [J/kg bar]
c_v	: Sabit hacimdeki özgül ısı
D	: Silindir çapı [m]
D_{ES}	: Emme subabı tabla çapı [m]
e'	: Elemansel bileşim
h	: Entalpi [J/kg]
H	: Piston üst yüzeyinin silindir üst yüzeyine olan uzaklığı [m]
k	: Isıl iletkenlik katsayısı [J/msK]
K	: Kimyasal reaksiyon denge katsayısı
L_b	: Biyel uzunluğu [m]
L_{ES}	: Emme subabı kalkma miktarı [m]
m	: Kütle [kg]
(MK)	: Mol kütlesi [kg/Mol]
M_d	: Döndürme momenti [Nm]
n	: Devir sayısı [dev/dak]
n_e	: Çeşitli elementlerin atom sayıları
N_e	: Efektif güç [kW]

Nu	: Nusselt sayısı
p	: Basınç [bar]
Q	: Isı
\dot{Q}_w	: Gazların değdiği yüzeye gazlar tarafından birim zamanda transfer edilen ısı [J/Rad]
Pr	: Prandtl sayısı
P_{me}	: Ortalama efektif basınç [bar]
R	: Üniversal gaz sabiti [J/MolK]
R_c	: Krank mili yarıçapı [m]
Re	: Reynolds sayısı
R_f	: Küresel alev cephesinin yarıçapı [m]
s	: Entropi [J/kgK]
S	: Strok uzunluğu [m]
S_0	: Ölü hacime karşı gelen yanma odası yüksekliği [m]
S_l	: Laminer alev hızı [m/s]
t	: Zaman [s]
T	: Sıcaklık [K]
T_b	: Genişleme işleminin sonundaki sıcaklık [K]
T_{ij}	: i maddesinin mol oranının j maddesinin mol oranına göre kısmi türevi
u	: İç enerji [J/kg]
U_e	: Türbülanslı çekilme hızı [m/s]
U_T	: Karakteristik türbülans hızı [m/s]
$\dot{U}ÖN$: Üst ölü nokta
v	: Özgöl hacim [m ³ /kg]
V	: Hacim [m ³]
V_0	: Ölü hacim [m ³]
V_f	: Küresel alevin kapladığı hacim [m ³]
V_s	: Strok hacmi [m ³]
V_t	: Toplam silindir hacmi [m ³]
V_{pm}	: Ortalama piston hızı [m/s]

W	: Piston üzerinde yapılan hacim deęiřtirme işi [J]
w_{EO}	: Emme subabı oturma yzeyi genişliği [m]
X_b	: Yanmış gazların ktlesinin silindir içindeki toplam ktleye oranı
Y	: Yanma rznlerinin mol oranları
$(Y/H)_s$: Teorik (stoichiometric) yakıt/hava oranı
(\cdot)	: Krank açısına gze terv [1/Rad]
α	: Hava fazlalık katsayısı
β_{EO}	: Emme subabı oturma açısı
γ	: rzgvl ısılar oranı
γ_r	: Artık gazlar katsayısı
ψ	: Yakıt-hava-artık gaz karışımı içindeki artık gazların ktlesel oranı
θ	: krank açısı
θ_s	: Ateşleme açısı
θ_F	: Alevin btvn silindir hacmini kapladığı andaki krank açısı [Rad]
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
τ	: Karakteristik yanma zamamı
ν	: Kinematik viskozite [m ² /s]
μ	: Dinamik viskozite [kg/ms]
ϵ	: Sıkıştırma oranı
ϕ	: Yakıt/hava ekivalans (equivalence) oranı
ϕ_{ed}	: Ek doldurma verimi
Φ	: Herhangi bir değişken
η_e	: Efektif verim [%]
η_i	: İndike verim [%]

İndisler:

φ	: evrim
ES	: Emme subabı
s	: Ateşleme
so	: soğutucu

- T** : Toplam
TD : Taze dolgu
V : Hacimle ilgili büyüklük
W : Gazların değdiği yüzey
YG : Yanmış gazlar
1,2 : Sırasıyla benzin ve etanol



1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

İçten yanmalı motorlar yakıtın kimyasal enerjisini yararlı mekanik enerjiye dönüştürürler. Motorlar üzerine yapılan araştırmaların temel amaçlarından biri: yanma sırasında meydana gelen bu enerji dönüşümü olayının olabildiğince yüksek verimde gerçekleşmesidir. Motorların yapısal özelliklerinin yanısıra, kullanılan yakıtların özellikleri de motor performansı ve eksoz emisyonları üzerinde son derece etkilidir. Bu nedenle motorları üstün performanslı duruma getirmek için; motor tasarımı ile ilgili araştırmalarla birlikte yakıtlarla ilgili çalışmalar da yaygın bir şekilde yapılmaktadır.

İstatistiklere göre benzin motorları günlük olarak 4.55 milyar litre (bir milyar galon) benzin tüketmektedirler. Bu miktar, dünya petrol üretiminin yaklaşık üçte biridir [1]. Petrol kaynaklarının sınırlı olması ve alışılmış motor yakıtlarının da sınırlı kaynaklara dayanması, gelecekte doğal petrol kaynaklarına alternatif olacak diğer yakıtların bulunması zorunluluğunu ortaya çıkarmıştır. Özellikle 1970' li yılların başında OPEC' in petrol fiyatlarını artırması, alternatif yakıtlar üzerine çalışmaların hızlanmasına neden olmuştur [2], [3].

Petrol kaynaklarının yetersizliği ve petrol üretiminin gittikçe zor ve pahalı hale gelmesinin yanısıra, çevresel nedenlerle motorlardan yayılan eksoz emisyonlarının azaltılması istekleri de çevreyi daha az kirleten alternatif yakıt araştırmalarının diğer bir nedenini oluşturmaktadır. İlk olarak 1923 yılında ABD' de, vurutuyu önleyici katkı maddesi olarak kullanılmasına başlanan kurşun tetraetil [4], eksoz emisyonlarında zehirleyici etkisi olan kurşun parçacıklarının (veya bileşiklerinin) bulunmasına neden olmaktadır. Bu nedenle benzinin vurutuya dayanıklılığını arttıracak diğer katkı maddelerinin araştırılması gerekmiştir [5].

Alternatif motor yakıtlarının motor performansına ve eksoz emisyonlarına etkilerinin deneysel yöntemlerle araştırılmasında; özellikle alternatif yakıtların konvansiyonel motor yakıtları ile karıştırılmadan tek başına kullanılmasının motor tasarımında da bazı değişiklikleri gerektirmesi, bu çalışmaların süresini ve maliyetini arttırmaktadır. Son yıllarda geliştirilen yüksek hızlı ve yüksek kapasiteli bilgisayarlarla; motor tasarımındaki ve motor yakıtlarındaki değişikliklerin motor performansına ve eksoz emisyonlarına etkilerinin teorik olarak daha hızlı ve daha ekonomik bir şekilde incelenmesi olanağı doğmuştur.

İçten yanmalı motor çevrimleri çok karmaşık kimyasal ve termodinamik olayların yer aldığı farklı işlemlerden (proseslerden) oluşmaktadır. Motor çevrimini doğru bir şekilde

hesaplayabilmek için bu işlemlerin matematik modellerinin mantıklı yaklaşımlarla kurulması gerekmektedir. Özellikle benzin motorları çevrim modellerinin gerçekçi sonuçlar verebilmesi; silindir dolgusunun (şarjının) durum değiştirmesinin gerçekçi bir şekilde belirlenmesine ve yanma işleminin matematik modelinin doğruluk derecesine bağlıdır [6]. Bu nedenle benzin motorları üzerinde yapılan teorik araştırmalar özellikle yanma işleminin matematiksel modelinin geliştirilmesi konusunda yoğunlaşmıştır.

Bu çalışmada; benzin motorlarında benzin-etanol karışımlarının alternatif motor yakıtı olarak kullanılmasının motor çevrimi, çevrim parametreleri ve çevre üzerindeki etkilerinin teorik olarak ayrıntılı bir şekilde incelenmesi amaçlanmıştır. Motor çevriminin teorik yolla incelenmesi amacı ile yanma işleminin "sanki-boyutlu" olarak da adlandırılan türbülanslı alev yayılması modeli ile modellendiği bir termodinamik çevrim modeli geliştirilmiştir.

1.2. Motor Yakıtları ve Alternatif Yakıtlar

İçten yanmalı motorlar, yakıtın içerdiği kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürürler. Bu dönüşümde en önemli aşama kuşkusuz motorun devir sayısına bağlı olarak (0.01-0.001) s gibi çok kısa bir süre ayrılan [7], [8] yanma işlemidir. Yakıtın bu süre içinde etkin bir şekilde yanması gerekir. Ayrıca karbüratörlü motorlar için ideal bir yakıt, başlıcaları aşağıda sıralanan birçok özelliği sağlamalıdır. Uygun bir karbüratörlü motor yakıtı; basit tanklarda depolanabilmesi için normal ortam basınç ve sıcaklıklarında sıvı durumunda olmalı, buhar tıkaçı ve karbüratör buzlanmasına neden olmamak için yeterli uçuculuk özelliklerine sahip olmalı, soğukta çalışmaya uygun olması için düşük sıcaklıklarda kolayca buharlaşabilmeli, yüksek enerji yoğunluğuna yani birim kütle başına yüksek ısı değere sahip olmalı, düşük düzeylerde eksoz emisyonları verebilmesi ve yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaya uygun olabilmesi için yüksek oktana sayısına sahip olmalıdır [9].

Gelecekte petrol esaslı motor yakıtlarının yerini alabilecek; mevcut yakıtlardan daha iyi ve temiz yanabilen, vuruş dayanıklılığı yüksek olan ve yukarıda anlatılan ideal motor yakıtı özelliklerine sahip, ham petrol kaynaklarına dayanmayan değişik alternatif motor yakıtları bilinmektedir. Başlıca alternatif motor yakıtları; sentetik sıvı yakıtlar, alkoller ve gaz yakıtlardır [7], [9]. Alternatif motor yakıtlarının özelliklerine, üretimlerine ve kullanılabilirliklerine ilişkin bilgiler aşağıda verilmiştir.

1.2.1. Sentetik Yakıtlar

Doğal petrol kaynaklarından üretilmeyen fakat konvansiyonel benzine benzer özelliklere sahip olan benzin; sentetik yakıt olarak tanımlanmaktadır. Hidrokarbonların karbonmonoksit (CO) ve hidrojen (H_2) sentezi ile üretilmesi 1925 yılında Franz Fischer ve Hans Tropsch tarafından gerçekleştirilmiştir. Fischer-Tropsch işleminde, CO ve H_2 içeren sentez gazını elde etmek için doğal gaz ve kömür gibi değişik hammaddeler kullanılmaktadır. Örneğin, kömürden sentetik benzin üretmek için kömür önce gazlaştırılır, sonra da gazdan sıvı yakıt elde edilir [9]. Bu şekilde sentez yolu ile sıvı yakıt üretmek pahalı bir yöntem olduğu için fazla ilgi çekici değildir [10].

1.2.2. Alkoller

Oksijenli hidrokarbonlar olarak da adlandırılan alkoller genel olarak birbirine benzer özelliklere sahiptirler. Alkolleri diğer hidrokarbon yakıtlardan ayıran başlıca özellikleri; moleküler yapılarının bir hidroksil (OH) kökü içermeleri, yüksek polariteye sahip olduklarından yüksek kaynama noktasına, donma noktasına ve gizli buharlaşma ısısına sahip olmaları ve polaritelerinden dolayı suda çözünürlüklerinin yüksek olmaları şeklinde özetlenebilir [11], [12]. Alkoller içinde alternatif yakıt olarak ilgi duyulanlar: etanol (etil alkol) ve metanoldur (metil alkol). Etanol (C_2H_5OH), metanol (CH_3OH) ve 91 oktanlı benzinin başlıca temel özellikleri Tablo 1' de verilmektedir.

Alkoller benzine göre daha yüksek oktan sayısına sahiptirler. Bu özellikleri nedeniyle, saf olarak ya da benzine karıştırılarak daha yüksek sıkıştırma oranlı benzin motorlarında kullanılabilirler [2], [9]. Alkollerin benzine katılarak kullanılması durumunda, alkollü benzin; alkol-su-benzin üçlü sistemi halinde bulunur ve bu karışımda; ortam sıcaklığına, bileşenlerin kimyasal yapısına ve miktarına bağlı olarak faz ayrışması problemi ile karşılaşılabilir [13]. Faz ayrışmasının sonucu olarak; çevrimler arası farklılıklar, tutuşma zorlukları ve ilk hareket problemleri gibi sorunlar oluşabilir [14]. Bu sorun, karışıma izopropanol, tertiar butil alkol, sikloheksanol ve toluen gibi daha yüksek alifatik alkollerin katılması ile önenebilir [11], [14]. Alkollerin su içermesi nedeniyle korozif olmaları yüzünden bazı motor elemanlarında ve donanımlarında aşınma ve paslanmalar meydana gelebilir.

Alkollerin motor yakıtı olarak kullanılmaları durumunda eksoz gazları içinde aldehid emisyonları oluşur. En önemli aldehid emisyonu formaldehiddir ve is oluşumu doğurmasının yanısıra gözlere de zarar verir.

Tablo 1. Etanol ve metanolun bazı özelliklerinin benzin ile karşılaştırılması [9].

	Etanol	Metanol	Benzin
oktan sayısı	106 ÷ 110	106 ÷ 135	91
alt ısııl değer [MJ/kg]	27	19.7	44
gizli buh. ısıısı [MJ/kg]	0.85	1	0.33
teorik(stoichiometric) hava/yakıt or.	9	6.46	14.6
kilomol kütleisi [kg/kmol]	46.07	32.04	100 ÷ 105 (ortalama)
yoğunluk [g/cm ³]	0.785	0.792	0.72 ÷ 0.78

Metanol ve etanol benzinden daha düşük ısııl değere, daha düşük teorik (stoichiometric) hava/yakıt oranına sahiptir. Böylece, belirli bir hacimdeki hava ile daha fazla miktarda yakıt yakılabilir. Etanol ve metanol ayrıca benzinden daha yüksek gizli buharlaşma ısıısına sahiptir. Bu iki özelliklerinden dolayı, alkollerin emilen taze dolgu üzerindeki soğutma etkisi benzininkinden daha yüksektir. Sonuç olarak, taze dolgunun sıcaklığının düşük olması volumetrik verimi artırır ve bu nedenle de motorun momenti ve gücü artar. Öte yandan, ısııl değerlerinin düşük olması; benzinle elde edilene eşdeğer ısııl değeri sağlamak için kütleisel olarak daha fazla miktarda alkol kullanılmasını gerektirmektedir [9].

Metanolun ve etanolun taze dolgu üzerinde benzine göre daha fazla soğutucu etkisinin olması ve azot oksitlerin (NO_x) oluşumunun da silindir dolgusunun sıcaklığına bağlı olması nedeniyle, metanol ve etanol azot oksit emisyonlarını azaltır. Ayrıca motorlarda alkol kullanılması, yanmamış hidrokarbon (HC) emisyonlarını ve CO oranını da düşürmektedir [9].

Alkollerin en üstün özellikleri; üretimlerinin petrol esash kaynaklara dayanmamasıdır. Metanol orijinal olarak, odunun distilasyonundan elde edilmektedir. Ayrıca metanol kömür ve doğal gaz kaynaklarından da yaygın olarak üretilmektedir [3], [9]. Metanol üretiminde,

hammadde önce CO ve H₂' den oluşan sentez gazına dönüştürülür ve sonra sıkıştırılmış sentetik gazdan katalitik işlemle (bakır esaslı katalizör altında) metanol üretilir [3], [9], [12], [16].

Metanol, yüksek gücün istendiği, yakıt tüketiminin önemli olmadığı özel olarak tasarlanmış motorlara sahip yarış arabalarında yakıt olarak kullanılmaktadır. Ayrıca yapılan deneysel çalışmalarda metanolün, motor üzerinde hiç bir değişiklik yapmadan, hacimsal olarak %20 oranına kadar benzine katılarak kullanılabilceği belirlenmiştir. Kowalewicz [3] tarafından; faz ayrışmasını önlemek için katkı maddeleri de kullanılarak, %15 metanol içeren benzin-metanol karışımları ile yapılan deneylerde motor performansının iyileştiği gözlenmiştir [3]. Karaosmanoğlu ve arkadaşları [17], %20 metanol içeren benzin-metanol karışımlarına, faz ayrışmasını önlemek için füzel yağı katarak yaptıkları deneylerde, motor performansının benzin ile sağlananla benzerlik gösterdiğini ve eksoz gazlarındaki kirletici emisyonların azaldığını gözlemişlerdir.

Etanol; şeker, şekerle dönüştürülebilir selüloz ve nişasta gibi organik maddelerden fermentasyon yolu ile elde edilebilmektedir. Etanol üretimine uygun başlıca tarımsal hammaddeler; sorghum, şeker kamışı, şeker pancarı, patates ve diğer hububatlardır [7], [12]. Fermentasyonla üretilen etil alkol %95 saflıkta olur ve daha da saflaştırmak için ayrıca bir kimyasal işlemin yapılması gerekmektedir. Saflaştırma işlemi üretim maliyetini %35 daha arttırmaktadır. Bu nedenle, motorun %4'ten daha fazla su içeren etanolla çalışmaya uygun olması gerekmektedir [18].

Etil alkol motorlarda tek başına ya da benzine karıştırılarak kullanılabilir. Karışımdaki etanol oranının %20'yi geçmesi durumunda; güçte düşüş ve özgül yakıt tüketiminde artış olacağı belirtilmektedir. Etanolün yaratacağı bu olumsuz etkiler sıkıştırma oranının yüksek seçilmesi ile dengelenebilir [18]. Durgun ve Kızıltan [7] tarafından yapılan deneysel çalışmada, benzine % 4.6-20 oranlarında etanol katılmış ve güçte % 0-2' lik bir düşüş olmasına karşılık verimde, özgül yakıt tüketiminde ve CO emisyonlarında iyileşmeler gözlenmiştir. Durgun [19], Durgun ve Bayraktar [20] tarafından yapılan çalışmalarda faz ayrışmasını önlemek için %(2-6) etanol içeren benzin-etanol karışımlarına %(1-2) oranlarında izopropanol katılmış ve motor performansının iyileştiği ve CO oranlarının düştüğü gözlenmiştir. Karaosmanoğlu, Işığür ve Aksoy [13], %(1-3) füzel yağı katkılı %(5-20) oranlarında etanol içeren alkollü benzinlerin yakıt özelliklerinin benzin ile uyum gösterdiğini ve bu gibi karışımların kurşunsuz benzin kullanımına olarak sağlayabileceğini belirlemişlerdir. Karaosmanoğlu, Işığür ve Aksoy [14] diğer çalışmalarında, hacimsal olarak %10 oranında, %95.4 saflıkta etanol içeren etanol-benzin

karışımlarına %(1-3) oranlarında füzeli yağ katarak yaptıkları deneylerde; karışımlarla elde edilen motor performans karakteristiklerinin benzininkine benzer olduğunu ve CO emisyonlarının azaldığını gözlemişlerdir.

1.2.3. Gaz Yakıtlar

Karbüratörlü motorlarda yakıt olarak kullanılacak gazlar; metan, hidrojen, sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) ve sıvılaştırılmış petrol gazıdır (LPG) [9], [10]. Metan esaslı yakıtlar; doğal gaz ve biogazdır. Doğal gaz, doğal gaz kaynaklarından, biogaz ise hayvan artıklarından ve sebzelerin çürütülmesi ile elde edilmektedir. Metan, oktan sayısının yüksek olması, soğukta ilk hareket açısından iyi olması ve düşük eksoz emisyonları oluşturması nedenleriyle karbüratörlü motorlar için iyi bir yakıttır. Metanın, volumetrik verimi düşürmesi ve elemansel bileşimdeki kükürtün korozyona neden olan hidrojen sülfid oluşturması, doğal gazın olumsuz özellikleridir. Yeterince ısı değerini sağlanması için metan içeren gaz yakıtın sıvılaştırılması veya sıkıştırılması gerekmektedir.

Hidrojen, suyun hidrolizi ile ya da kömürden üretilebilir. Çok yüksek alev hızına ve iyi tutuşma özelliklerine sahiptir. Bu nedenlerden dolayı hidrojen motorun aşırı derecede fakir karışımlarla çalışabilmesine olanak sağlar. Hidrojen hiç karbon (C) içermediği için yanmamış hidrokarbon ve CO emisyonu oluşturmaz [9]. Hidrojenin motorlarda kullanım açısından; üretiminin pahalı olması ve metaller üzerinde diffuzif özelliği yüzünden depolanmasında ve kullanımında zorluklar doğurması gibi olumsuz özellikleri vardır [9], [10].

Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), esas olarak propan (C_3H_8), bütan (C_4H_{10}) ve az miktarda da propilenden oluşmaktadır. LPG'nin başlıca; yüksek oktan sayısı, soğukta iyi ilk hareket ve düşük eksoz emisyonu gibi özellikleri vardır. Üretiminin petrole dayalı olması ve basınç altında depolanmasınının gerekmesi, LPG'nin başlıca yetersizlikleridir [9], [10].

1.3. Benzin Motorları Çevrimlerinin Matematiksel Modelleri

1.3.1. Boyutlu Modeller

Motorlardaki akış alanlarının ve bu akış alanlarına bağlı olarak ısı transferi ve yanma işlemlerinin ayrıntılı bir şekilde incelenmesi, silindir dolgusu için oluşturulmuş korunum denklemlerinin sayısal çözümüyle gerçekleştirilebilir. Silindir içindeki ve emme ve eksoz kanallarındaki akışlar genellikle süreksiz ve üç boyutludur [4]. Bu nedenle motor çevrimi süresince oluşan olayları doğru bir şekilde hesaplayabilmek ve motorları geliştirme çalışmalarında özellikle motor geometrisindeki değişikliklerin çevrim parametreleri ve performans özellikleri üzerindeki etkilerini inceleyebilmek için matematik motor modellerinin zamana ve uzaysal konuma göre hesap yapabilme özelliklerinde olması gerekmektedir. Motor çevriminde herhangi bir zamanda ve konumda meydana gelen kimyasal olayları ve akışkan hareketlerini ve özelliklerini ayrıntılı bir biçimde tanımlayabilmek amacıyla boyutlu modeller geliştirilmiştir. Boyutlu modeller, akış denklemlerinin çözümüne dayalı olarak akış alanına ilişkin ayrıntılı geometrik bilgi verdikleri için "akışkanlar mekaniği esaslı modeller" olarak da adlandırılmaktadırlar [4].

Boyutlu çevrim modellerinin temel denklemleri; kütle, momentum, enerji ve kimyasal maddelerin bir, iki veya üç boyutlu uzay ve zaman bağımlı korunum denklemlerinden oluşmaktadır [4], [21-25]. Korunum denklemleri üzerinde zaman ve uzaysal boyutlar etkili olduğu için bu denklemler kısmi diferansiyel denklemlerdir. Çok bileşenli bir gaz karışımı için bu denklem takımı kartezyen koordinatlarda, tensör notasyonu kullanılarak, Heywood [21], Ramos [22] ve Fenton [25] tarafından verilmiştir. Söz konusu denklemleri çözmek için; anlık akış değişkenleri, ortalama ve çalkantı değişkenlerinin toplamı olarak gösterilmektedir ve korunum denklemlerindeki değişkenlerin yerine bu toplamlar yazılmaktadır. Yani Φ herhangi bir akış değişkeni ise ; Φ' herhangi bir akış değişkeninin çalkantılı değeri ve $\bar{\Phi}$ bu akış değişkeninin ortalama değeri olmak üzere, korunum denklemlerindeki değişkenler yerine

$$\Phi = \Phi' + \bar{\Phi} \quad (1)$$

yazılır ve daha sonra korunum denklemlerinin zaman ortalaması alınır. Bütün akış büyüklüklerinin çözümü olanaksız olduğu için modelleme yapmak gerekmektedir. Motorlardaki akış modellemelerinde gerçek akış özelliklerine tam olarak uymayan bir çok varsayımın (örneğin sıkıştırılmazlık varsayımı gibi) yapılması zorunludur [22].

Boyutlu modellerde, oluşturulan denklem takımlarının çözümü için böyle basitleştirici varsayımlar yapılırsa bile yine de oldukça fazla zorluklarla karşılaşılacağı açıktır [21]. Ayrıca tüm motor çevrimini modelleyebilmek ve çözebilmek için çok zaman gerektiğinden bu tip modeller motor performans parametrelerinin hesaplanmasında pek kullanılmamaktadır [23], [26], [27]. Çok boyutlu modeller bazı olumsuzlukları içermelerine karşın, düşük devirlerde çalışan pistonlu motorlarda yanmasız durumdaki akış alanlarının hesabında kullanılmaktadır [22].

1.3.2. Termodinamik (Sıfır Boyutlu) Modeller

Termodinamik modeller; motor silindir ve manifoldlarındaki yakıt, hava ve artık gazlardan meydana gelen açık bir sisteme, Termodinamiğin Birinci Kanununun uygulanması esasına dayanmaktadır [23]. Termodinamik modeller; matematiksel formülasyonlarının uzaysal yapıda olmaması, yani herhangi bir uzaysal koordinattan bağımsız olması ve tek bağımsız değişkenin zaman veya krank mili açısı olması nedenleriyle "sıfır boyutlu" modeller olarak da adlandırılmaktadır [23], [25], [28], [29]. Bağımsız değişken sadece zaman olduğu için bu tür matematiksel modellerde oluşturulan denklem sistemi, boyutlu modellerdeki gibi kısmi diferansiyel denklemlerden değil, adi diferansiyel denklemlerden oluşmaktadır. Bu diferansiyel denklemler ya sayısal integrasyon teknikleri ya da iteratif çözüm yöntemleri kullanılarak çözülmektedir.

Termodinamik çevrim modelleri, yanma işleminin modellenmesinde yapılan varsayımlara göre değişik araştırmacılar tarafından farklı şekillerde sınıflandırılmışlardır. Ramos [22], [30], termodinamik modelleri bir bölgeli ve çok bölgeli modeller olarak ikiye ayırmaktadır. Bir bölgeli modellerde karışımın yapısının, basıncının ve sıcaklığının yanma odası içinde üniform olduğu varsayılmaktadır. Çok bölgeli ya da bölgeli modellerde; silindir içindeki gaz karışımının, ya yanmış ve yanmamış gazlardan oluşan iki bölgeden ya da yanmış gaz, yanmamış gaz ve sınır tabaka bölgeleri şeklinde üç bölgeden oluştuğu varsayılmaktadır. Heywood [21] tarafından yapılan diğer sınıflandırmada; yanmış kütle oranını belirleme ilkesi temel alınmıştır. Yanmış kütle oranının ampirik bağıntılarla hesaplandığı termodinamik modeller "sıfır boyutlu" modeller olarak, yanmış kütle oranının yanma sırasındaki fiziksel büyüklüklere, motor geometrisine ve çalışma koşullarına bağlı olarak hesaplandığı termodinamik modeller de "sanki boyutlu" modeller olarak adlandırılmaktadır. Burada termodinamik modeller; temelde bir bölgeli ve çok bölgeli modeller olarak iki grupta incelenecektir. Sanki boyutlu modeller çok bölgeli yanma modelinde yanmış kütle oranının daha gerçekçi varsayımlar altında hesaplanması ilkesine

dayanmaktadır. Bu nedenle sanki boyutlu modellere ilişkin ayrıntılı bilgiler de çok bölgeli modeller bölümünde verilecektir.

1.3.2.1. Bir Bölgeli Modeller

Bir bölgeli termodinamik çevrim modelleri; yanma işleminin en basit şekilde hesaplandığı modellerdir. Bir bölgeli modellerde silindir içindeki gaz karışımının termodinamik durumu; özelliklerinin ortalama değerleri ile gösterilir ve yanmış ve yanmamış gazların anlık olarak karıştığı, bu nedenle de karışımın basıncının, sıcaklığının ve yapısının yanma odası içinde üniform olduğu varsayılmaktadır [22], [30-33]. Bu modellerde alev yayılması işlemi ve yanma odası geometrisinin etkileri gözönüne alınmaz. Bir bölgeli modeller basit oldukları için; deneysel yolla ölçülmüş basınç değerlerinden yararlanarak ısı oluşumu analizini yapmak ve silindirdeki boşlukların içine veya dışına doğru oluşan kütle akışlarını hesaplamak için kullanılabilirler.

Zamana bağlı olarak ölçülmüş silindir basınçlarının değişiminin; ısı transferine, boşluklardan (piston ve sekmanlar arasındaki boşluklar v.b.) olan akışa ve kütle kayıplarına etkisinin incelenmesi "ısı oluşumu analizi" olarak adlandırılmaktadır [31], [32]. Bir başka deyişle ısı oluşumu analizi; ölçülmüş basınç değerlerini kullanarak yanma işleminin, Termodinamiğin Birinci Kanunu ile incelenmesidir [33]. Diğer termodinamik modeller gibi bir bölgeli termodinamik modeller de, Termodinamiğin Birinci Kanununun silindir içindeki karışıma uygulanmasına dayanmaktadır. Açık bir sistem için Termodinamiğin Birinci Kanunu aşağıdaki biçimde yazılabilir:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - \frac{dW}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} h_i \quad (2)$$

Burada; U sistemin iç enerjisini, Q ısı transferini, W sistem tarafından yapılan işi, $\Sigma(dm_i/d\theta)h_i$ sistem sınırından olan entalpi alışverişinin toplamını göstermektedir. (2) denklemindeki ısı transferi; yanmadan dolayı açığa çıkan ısı ya da kimyasal enerji ile, silindir duvarlarına transfer edilen ısıнын farkı olarak düşünülmektedir [30-34]. Gatowski ve arkadaşları [31], Chun ve Heywood [32], Roberts ve arkadaşları [33] ve Puzinauskas [34] yaptıkları ısı oluşumu analizi çalışmalarında; sistemin iç enerjisini sadece sıcaklığın fonksiyonu olarak hesaplamışlar ve $\gamma = c_p/c_v$ özgül ısılar oranını belirli yakıtlar için değişik basınçlarda, değişik ekivalans (equivalence) oranları için sıcaklığın fonksiyonu olarak verilmiş eğrilere lineer eğri uydurarak

Q_{yan} yanma sırasında açığa çıkan ısıdır. Böylece ısı oluşumu analizi ile, ölçülmüş basınç değerlerinden yararlanarak yanmış kütle miktarı zamana bağlı olarak hesaplanabilir.

Bir bölgeyi yanma modelinde, ısı oluşumu miktarı ya da yanmış kütle oranı krank açısının fonksiyonu olarak belirlenebilirse, bu model yanma süresince silindir içindeki gaz karışımının termodinamik özelliklerini hesaplamak için kullanılabilir. Isı oluşum oranı veya yanmış kütle oranı genellikle "Wiebe fonksiyonu" ya da "kosinüs yanma oranı" formülüyle ampirik olarak belirlenmektedir. Kosinüs yanma bağıntısı ve Wiebe fonksiyonu sırası ile aşağıdaki gibi yazılabilir:

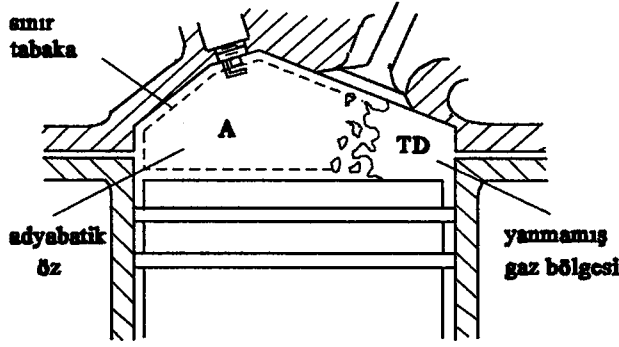
$$x_b(\theta) = \frac{m_{YG}(\theta)}{m_T} = \frac{1}{2} \left\{ 1 - \text{Cos} \left[\pi(\theta - \theta_s) / \Delta\theta_b \right] \right\} \quad (4)$$

$$x_b(\theta) = \frac{m_{YG}(\theta)}{m_T} = 1 - \exp \left\{ -a \left[(\theta - \theta_s) / \Delta\theta_b \right]^{m+1} \right\} \quad (5)$$

(4) ve (5) bağıntılarında ; θ krank açısı, θ_s ateşleme açısı, $\Delta\theta_b$ yanma süresi, a verim faktörü (genellikle $a = 5$ civarında değerler almaktadır), m şekil faktörü (genellikle $m = 2$ civarında değerler almaktadır) ve m_T yanma odasındaki gaz karışımının toplam kütesidir.

1.3.2.2. Çok Bölgeyi Modeller

Benzin motorlarında yanma işlemi; silindir içindeki yakıt - hava karışımının bir buji tarafından ateşlenmesi ile başlar. Bu ateşlemeden sonra buji etrafında oluşan alev, yanma odasının en uzak noktasına ulaşmaya kadar yanma işlemi sürer. Silindir dolgusunun aşama aşama yanması sırasında silindir içinde, Şekil 2' deki gibi yanmış gaz, yanmamış gaz ve sınır tabaka bölgeleri oluşmaktadır [21], [22], [36]. Modelleme çalışmalarının gerçekçi olabilmesi için Şekil 2' deki gibi bir yanma işleminin gözönüne alınması gerekir. Önceki bölümde tanıtilen, üniform sıcaklık ve yanmış gazların anlık olarak karışması gibi oldukça basitleştirici varsayımların yapıldığı bir bölgeyi yanma modellerinin motordaki yanma işlemine ilişkin ayrıntılı ve doğru bilgiler verecek düzeyde olmadığı açıktır.



Şekil 2. Yanma işlemi sırasında motor silindirin şematik gösterimi [4], [36].

Çok bölgeli termodinamik yanma modelleri iki ya da üç bölgeli modeller olarak ikiye ayrılmaktadır. İki bölgeli modellerde; yanma odası içerisindeki gaz karışımının bir alev cephesi ile ayrılan yanmış ve yanmamış gazlardan oluştuğu varsayılmaktadır. Üç bölgeli modellerde; yanmış gaz bölgesi bir adyabatik öze (kora) ve termal sınır tabakaya ayrılmaktadır. Yanma işlemi bu şekilde bir yaklaşımla modellenmede, yanmış bölgedeki sıcaklık dağılımını daha gerçekçi bir şekilde belirleyerek azot oksit emisyonlarının ve ısı transferinin daha doğru olarak hesaplanması amaçlanmaktadır [36-38].

Heywood [4], Heywood ve arkadaşları [36] ve Poulos ve Heywood [37], yaptıkları çalışmalarda yanma işlemi çok bölgeli düşünerek benzin motoru çevriminin tüm aşamaları için bir termodinamik model geliştirmişlerdir. Bu modellerin ana ilkeleri aşağıdaki gibi özetlenebilir: (2) eşitliği ile verilen enerji denklemini, bütün çevrim strokları boyunca geçerli olan ve silindir dolgusunun sıcaklığının zamana göre türevini veren bir diferansiyel denklem şeklinde düzenlemişlerdir. Emme ve sıkıştırma işlemlerinde; silindir dolgusunun hava, yakıt ve artık gazların reaktif olmayan homojen bir karışımı olduğu, bu nedenle de tek bir ortalama sıcaklığın geçerli olduğu varsayılmıştır. Heywood ve arkadaşları [36], çalışmalarında azot oksit emisyonlarını da hesaplamayı amaçladıkları için yanma işlemi modellerken termal sınır tabakayı da gözönüne almışlardır. Poulos ve Heywood [37] ise yanma işleminde sadece yanmış ve yanmamış bölgeleri gözönüne almışlardır. Yanma işlemi sırasında yanmamış gazlar, emme ve sıkıştırma işlemindeki gibi düşünülmüş, yanmış gazların ise kimyasal dengede bulunan reaktif gazların bir karışımı olduğu varsayılmıştır. Genişleme işlemi, yanma işleminin devamı şeklinde düşünülmektedir. (2) eşitliği ile verilen enerji denklemi; herhangi bir anda herhangi bir sıcaklık

ve basınç koşulları altındaki gazların; termodinamik özellikleri ve bu özelliklerin zamana göre türevleri, ısı transferi hızı, sistem sınırından olan entalpi alış verişi gözönüne alınarak düzenlenmiştir. Böylece açık bir termodinamik sistemin sıcaklık ve basıncının $dT/d\theta$, $dp/d\theta$ değişim hızları için adi bir diferansiyel denklem takımı elde etmişlerdir. Bu denklem takımı sayısal integrasyon yöntemleri uygulanarak çözülebilir.

Bölgeli yanma modellerinde yanma odası birden fazla termodinamik sisteme ayrıldığı için enerji denklemini her bir bölgeye ayrı ayrı uygulamak gerekmektedir. Bu durumda her bir bölgenin ısı transferi hızının, entalpi alış verişi hızının, hacim ve kütlelerin değişim hızlarının hesaplanması gerekir. Bu nedenle çok bölgeli modellerde yanmış ve yanmamış bölgelerin hacim ve kütle değişim hızlarının hesaplandığı alt modeller de gereklidir. Ayrıca ileride de açıklanacağı gibi yanmış kütlenin değişim hızını hesaplamak için gerekli olan; alev cephesinin yüzey alanını ve ısı transferi hesabında gazların değmekte olduğu yüzey alanlarını belirlemek için uygun bir geometrik modelin de kurulması gerekmektedir. Aşağıdaki bölümlerde, yukarıda sözü edilen alt modellere ilişkin genel bilgiler ve burada uygulanan temel varsayımlar verilecektir. Sunulan çalışmada da bu tür bir matematiksel modelin kullanılması düşünülmüştür. Sözkonusu çevrim modelinin formülasyonu ile ilgili ayrıntılar teorik çalışma bölümünde verilecektir.

1.3.3. Termodinamik Çevrim Modellerinde Kullanılan Alt Modeller

1.3.3.1. Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesabı

Bütün çevrim boyunca yanmış ve yanmamış gazların özelliklerinin hesaplanması gerekir. Emme ve sıkıştırma işlemleri süresince ve yanma işlemi alev cephesinin önündeki yanmamış gaz karışımının; reaktif olmayan yakıt buharı, hava ve yanmış artık gazların bir karışımı olduğu varsayılmaktadır [36], [39], [40]. Yanmamış karışım içindeki artık gazlar, yanma sırasında yanmış bölgede oluşan gazlardan ayrı olarak gözönüne alınmalıdır. Çünkü bu iki yanmış gaz türü farklı sıcaklıklarda bulunmaktadır [36], [39]. Artık gazların yapısı ya da artık gazları oluşturan her bir maddenin mol sayıları, Heywood ve arkadaşları [36], Hires ve arkadaşları [39], Komiyama ve Heywood [40] ve Ferguson [41] tarafından verilen, düşük sıcaklıklardaki hidrokarbon-hava yanma reaksiyonu formülasyonu kullanılarak hesaplanabilir. Yanmamış gaz karışımının termodinamik özellikleri ise bütün bileşiklerin özellikleri ve hacimsel oranları gözönüne alınarak hesaplanmaktadır [36], [39-41].

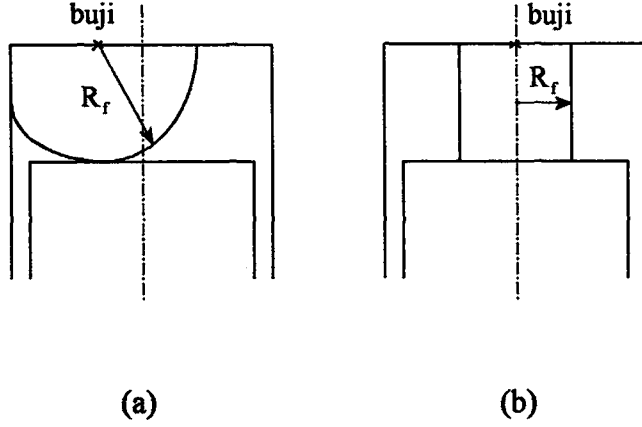
Yüksek sıcaklıklardaki yanmış gazların yapısı ve termodinamik özellikleri kimyasal parçalanma (bozunum) reaksiyonları gözönüne alınarak hesaplanmaktadır. Olikara ve Borman [42], içten yanmalı motorlarda yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin mol oranlarının, termodinamik özelliklerinin ve bunların sıcaklık, basınç ve ekivalans oranına göre kısmi türevlerinin hesabıyla ilgili bir yöntemi çalışmalarında vermişlerdir.

1.3.3.2. Geometrik Model

Matematik çevrim modellerinde; her krank mili açısında, yanma odası geometrisinin uygun bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Eğer bölgesel modelleme çalışması yapılacaksa, bu geometrik modelde gaz bölgelerinin geometrileri (yanmış ve yanmamış gazların toplam hacimleri, yanma odası duvarlarına değen yüzey alanları, alev cephesinin yüzey alanı); ısı transferi, alev yayılması işlemi ve enerji denklemindeki hacimlerle ilgili büyüklükler hesaplanabilmelidir.

Herhangi bir krank açısındaki $V(\theta)$ anlık silindir hacmi, anlık toplam silindir iç yüzey alanı ve anlık yanma odası yüksekliği; motor ana boyutları (strok uzunluğu, silindir çapı), biyel uzunluğu ve krank mili yarı çapı biliniyorsa, geometrik hesaplarla kolayca belirlenebilir. Bölgesel yanma modellerinde; termodinamik alt modellerden hesaplanan bölge hacimlerine karşı gelen ısı transferi yüzey alanlarının ve alev geometrisinin uygun şekilde belirlendiği bir geometrik alev yayılması modelinin de kurulması zorunludur. Teorik yanma modellemesi çalışmalarında, motorlardaki yanma işleminin deneysel olarak incelendiği çalışmalardan elde edilen sonuçlardan; yayılan alevin yaklaşık olarak küresel bir şekilde olduğu varsayılmaktadır. Namazian ve arkadaşları [43], şeffaf yanma odalı, kuvars pistonlu, tek silindirli bir deney motorunda, yanma işlemini incelemiş ve bujiden yayılan alevin her ne kadar düzgün olmayan bir yüzeye sahip olsa da yaklaşık olarak küresel bir şekilde yayıldığını gözlemişlerdir. Gatowski ve Deleplace [8], Heywood ve Vilchis [44] ve Beratta, Rashidi ve Keck [45] Namazian ve arkadaşlarının [43] kullandığı deney motorunda yaptıkları deneylerden elde ettikleri alev fotoğraflarından, alevin yaklaşık olarak küresel şekilde yayıldığını belirlemişlerdir. Yukarıda sözü edilen deneysel sonuçlar; teorik modelleme çalışmalarında küresel şekilli alev varsayımının uygun olacağını göstermektedir. Bu nedenle türbülanslı alev yayılması işleminin modellendiği çalışmalarda genellikle Şekil 3a' daki gibi bir küresel alev cephesi varsayımı yapılmaktadır [37], [46], [47]. McCuiston, Lavoie ve Kauffman [48], çalışmalarında basitlik olsun diye Şekil 3b' deki gibi bir silindirik alev varsayımı yapmışlar ve elde edilen sonuçların küresel alev varsayımının

sonuçlarından önemli bir farklılığının olmadığını belirlemişlerdir. Sunulan çalışmada da küresel alev cephesi yaklaşımı uygulanmıştır.



Şekil 3. Küresel ve silindirik alev cephelerinin şematik olarak gösterilmesi

1.3.3.3. Anlık Yanmış Kütle Miktarının Belirlenmesi

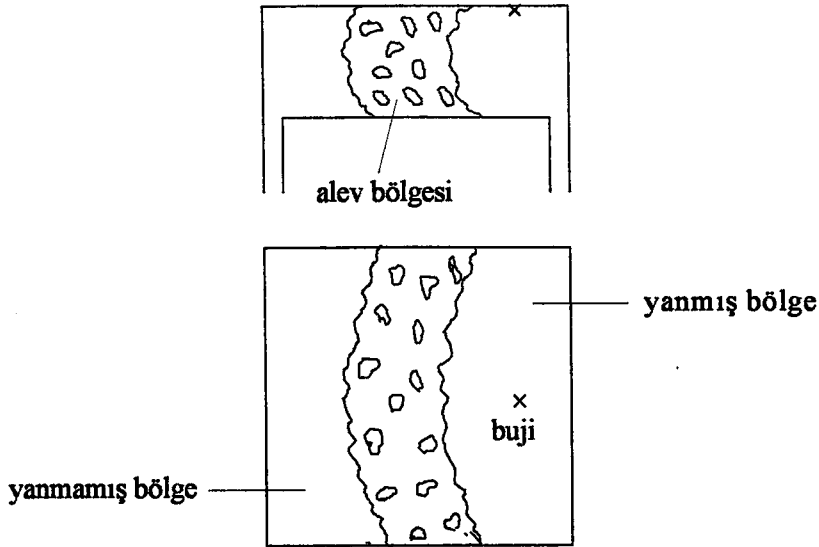
Bir benzin motorunun çevrim hesabında, yanma işlemi süresince her krank mili açısı adımı, yanan yakıtın kütle miktarı genellikle iki yolla hesaplanmaktadır. Birinci yöntemde: yanmış kütle oranı, deneysel yolla elde edilmiş, kosinüs yanma oranı formülü ((4) eşitliği) ve Wiebe fonksiyonu ((5) eşitliği) gibi ampirik fonksiyonlarla hesaplanmaktadır [28], [32], [33], [36], [39], [41], [49-51]. Bu tür yanma modellerinde; birim zamanda yanan yakıtın kütlesi ya da kütle oranı, sadece krank açısına, ateşleme açısına ve toplam yanma süresine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Yukarıda da belirtildiği gibi; yanma işlemi, ateşlemeden hemen sonra buji etrafında çok küçük bir alev özünün oluşması ile başlar ve alev bütün silindir hacmini kapladığında silindir dolgununun tümünün yanması ile son bulur. Alev yayılması işlemi, çok karmaşık fiziksel ve kimyasal olaylardan oluşmaktadır. Bu nedenle gerçekçi bir matematiksel yanma modelinin bir alev yayılması formülasyonuna dayalı biçimde kurulması gerekmektedir. İkinci yaklaşımda; ampirik yanma formüllerinin kullanıldığı modellerdekinden farklı olarak birim zamanda yanan yakıtın kütle miktarının hesabında; yakıtın özellikleri, taze dolgunun yapısı, yanma odasının geometrisi, alev geometrisi ve silindir içindeki akış özellikleri de gözönüne alınmaktadır. Bu amaçla yanma işlemi; türbülanslı bir alev cephesinin yanmamış taze dolgu içinde ilerlemesi düşüncesine dayalı olarak modellenmektedir. Yukarıda bu tür yanma modelleri, sanki-boyutlu modeller olarak adlandırılmıştı. Sanki-boyutlu modeller ilke olarak iki gruba

ayrılabilir. Bu modellerin birinci türünde yanma işlemi; A_f yüzey alanına sahip, genellikle küresel olduğu kabul edilen bir alev cephesinin, ρ_{TD} yoğunluğundaki yanmamış gaz karışımı içinde S_T türbülanslı alev hızında yayıldığı varsayılarak modellenmektedir. Burada ayrıca yanma süresince oldukça ince bir reaksiyon bölgesinin yanmış ve yanmamış bölgeleri ayırdığı düşünülmektedir [21], [22], [28], [30], [52], [53]. Bu varsayımlar altında birim zamanda yanan kütle

$$\frac{dm_{YG}}{d\theta} = \rho_{TD} A_f S_T \quad (6)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. (6) eşitliğindeki S_T türbülanslı alev hızı; ampirik bağıntılarla laminer alev hızına bağlı olarak hesaplanmaktadır [21], [22], [28], [30], [53-56].

Benzin motorlarında alev yayılması işlemini gözlemek amacıyla yapılan deneysel çalışmalarda [8], [43], [44], [57], elde edilen alev fotoğraflarından, gözardı edilemeyecek kadar bir hacime sahip alev ya da reaksiyon bölgesinin yanma sırasında oluştuğu belirlenmiştir. Namazian ve arkadaşları [43] tarafından sunulan yanma fotoğraflarında; silindir hacminin yanmış ve yanmamış bölgelerden oluştuğu ve ayrıca yanmakta olan bir alev bölgesinin bu yanmış ve yanmamış gaz bölgelerini ayırdığı belirlenmiştir. Bu durum Şekil 4' te şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 4. Namazian ve arkadaşları [43] tarafından elde edilen yanma fotoğraflarının şematik biçimde yorumlanması

Teorik yanma modellerinin daha gerçekçi sonuç verebilmesi için, alev bölgesinin ya da reaksiyon bölgesinin deneysel gözlemlere uygun olacak şekilde matematiksel modelde gözönüne alınması gerekmektedir. Sanki-boyutlu modellerin ikinci türünde; bir alev bölgesi veya reaksiyon bölgesi hesaba katılarak yanma işlemi modellenmektedir.

Yanmış kütle oranının, türbülanslı alev yayılması işleminin modellenmesine dayalı olarak hesaplanması ile ilgili son yıllardaki çalışmalar, genellikle Blizard ve Keck [46] tarafından geliştirilmiş olan türbülanslı alev yayılması modeline dayanmaktadır. Blizard ve Keck [46], l_T karakteristik yarıçapına sahip girdapların U_e türbülanslı çekilme hızında ilerleyen alev cephesi tarafından çekildiklerini ve daha sonra alev cephesi içine çekilen bu girdapların bir τ karakteristik reaksiyon zamanı içinde laminer alev hızında yandıklarını varsayımlardır. Blizard ve Keck [46] yaptıkları varsayımlara dayalı olarak türbülanslı alev yayılması için aşağıda verilen (7,8) denklemlerinden oluşan bir matematiksel model ortaya koymuşlardır. Birinci denklem ((7) eşitliği) alev cephesi içine birim zamanda çekilen yanmamış gazların ($dm_e/d\theta$) türevini, ikinci denklem ise alev cephesi içinde birim zamanda yanan kütle için ($dm_{YG}/d\theta$) türevini göstermektedir.

$$\frac{dm_e}{d\theta} = \rho_{TD} A_r U_e \quad (7)$$

$$\frac{dm_{YG}}{d\theta} = \frac{m_e - m_{YG}}{\tau} \quad (8)$$

$$\tau = \frac{l_T}{S_1} \quad (9)$$

Yukarıdaki denklemler, termodinamik modelle ve geometrik modelle bağlantılı olarak yanma işlemi süresince her θ krank mili açısı adımında, yanan $m_{YG}(\theta)$ kütle hesaplamak amacıyla çözülebilirler. Blizard-Keck modelinin esas alındığı diğer bazı yanma modelleri; (7) ve (8) denklemlerinin yanma işlemine uygulanışında ve sözü edilen l_T , U_e karakteristik büyüklüklerinin hesaplanmasında farklı varsayımlar yapılarak geliştirilmişlerdir.

Blizard ve Keck [46]; U_e türbülanslı çekilme hızını ateşleme anındaki u' türbülans şiddetine, l_T karakteristik girdap yarıçapını da emme subabı kalkma miktarına bağlı olarak ampirik bir şekilde hesaplamışlar ve bu büyüklüklerin yanma süresince değişmediğini varsayımlardır. McCuiston, Lavoie ve Kauffman [48], türbülanslı alev yayılması işlemini

Blizard ve Keck' in varsayımlarına dayalı olarak modellemiş ve deneysel sonuçlarla daha iyi uyum sağlanabilmesi için karakteristik büyüklüklerin motor çalışma koşullarına bağlı olarak hesaplanması gerektiği sonucuna varmışlardır.

Gatowski ve Deleplace [8] ve Namazian ve arkadaşlarının [43] sundukları yanma foroğraflarından, yanma işleminin; alevin oluşması ve gelişmesi, tamamen gelişmiş alevin yayılması ve alev silindirin en uzak noktasına ulaştıktan sonra alev cephesinin arkasında kalmış yanmamış gazların yanmaya devam ettiği bir "son yanma fazı" şeklinde farklı aşamalardan oluştuğu açık olarak anlaşılmaktadır. Tabaczynski, Ferguson ve Radhakrishnan [47], Tabaczynski, Trinker ve Shannon [58] ve Hires, Tabaczynski ve Novak [59], alev yayılması işlemini; çapı L integral uzunluk skalası olan tek bir girdapın yanması olarak kabul edilen bir alev gelişme (tutuşma gecikmesi) fazına ve tam olarak gelişmiş alevin yayılması (bir çok girdapın alev bölgesinin içine çekilmesi ve yanması) fazına ayırmışlardır. Tabaczynski, Ferguson ve Radhakrishnan [47] tarafından geliştirilen yanma modelinde aşağıdaki varsayımlar yapılmaktadır: U_c türbülanslı çekilme hızı, u' türbülans şiddeti ve laminer alev hızı S_1 'nin toplamına eşittir. Ateşleme anındaki türbülans şiddetinin ortalama piston hızı ile, integral uzunluk skalasının da anlık yanma odası yüksekliği ile orantılı olduğu düşünülmüştür. Diğer benzer çalışmalarda [58-61] da yapılan bu varsayımlar, karakteristik türbülans büyüklükleri üzerine yapılmış deneysel çalışmalardan [62-68] elde edilen sonuçlara uygundur. Tutuşma gecikmesinden sonra (genellikle silindir dolgusunun %1'i yandıktan sonra), alev cephesinin önündeki yanmamış karışımın sıkıştırıldığı gerçeğinden hareketle; yanmamış gazların türbülans şiddetinin ve integral uzunluk skalasının açılal momentumun korunumu ilkesine göre [69] değiştiği varsayılmaktadır. Karakteristik zaman, aralarında λ Taylor mikroskalası kadar mesafe bulunan vortex tüplerinden meydana gelen L -boyutundaki girdapların yanma süresi olarak hesaplanmıştır. Tabaczynski, Trinker ve Shannon [58], yukarıda anlatılanlardan farklı olarak karakteristik yanma zamanını; λ Taylor mikroskalasından ve S_1 laminer alev hızından yararlanarak hesaplamışlardır ($\tau = \lambda/S_1$).

Deneysel çalışmalar [8], [43], [70], ateşlemeden sonra alevin belirli bir süre laminer bir şekilde yayıldığını ve daha sonra silindir içindeki akış alanının etkisiyle türbülanslı alev şekline dönüştüğünü ortaya koymaktadır. Beratta, Rashidi ve Keck [45] bu düşünceden hareketle; (8) eşitliğine $\rho_{TD} A_f S_1$ terimini eklemişlerdir. Böylece, alev bölgesinin oluşmadığı süre boyunca (tutuşma gecikmesi süresince); $dm_{YG}/d\theta = \rho_{TD} A_f S_1$ olacaktır, yani yanma laminer bir şekilde gerçekleşecektir. Keck [1] ve Beratta, Rashidi ve Keck [45], silindir dolgusunun tümü alevin

içine çekildikten sonra (son yanma fazında) yanmış kütle miktarının üstel (exponansiyel) olarak değiştiğini kabul etmişlerdir. Keck [1], karakteristik hız (türbülans şiddeti) ve alev bölgesi içindeki yanmamış karışım adacıkları veya ceplerinin l_T karakteristik uzunluk skalası için; motor geometrisi ve çalışma koşullarına bağlı olarak ampirik bağıntılar geliştirmiştir.

Yukarıda özetlendiği gibi basit bir şekilde belirlenen karakteristik büyüklükler, türbülans modelleme yöntemleri [24], [26], [34], [71], [72] kullanılarak, yanma işlemi süresince daha gerçekçi bir şekilde hesaplanabilir.

Sözkonusu türbülanslı alev yayılması modellerinde belirlenmesi gereken önemli bir parametre de S_l laminar alev hızıdır. Yanma süresince laminar alev hızını hesaplayabilmek için, değişik yakıtlarla yapılmış deneysel çalışmalardan elde edilen verilerden yararlanarak; basınç, sıcaklık, yakıt-hava ekivalans oranı ve artık gazların kütleli oranının fonksiyonu olan bazı ampirik bağıntılar geliştirilmiştir [73,74].

1.3.3.4. Isı Transferi Modelleri

Isı kayıpları, içten yanmalı motorların ısı dengesinde önemli bir yer tutar. Yanma odası içinde oluşan enerjinin yaklaşık olarak %30'unun soğutma sistemine transfer edildiği bilinmektedir [75]. Motorlardaki ısı transferi; konveksiyon ve radyasyon olmak üzere iki şekilde gerçekleşmektedir. Konveksiyonla ısı transferi, toplam ısı transferinin en önemli bölümünü oluşturmaktadır. Diesel motorlarında yapılan deneysel çalışmalarda radyasyonla ısı transferinin, toplam ısı transferinin %15-30' unu oluşturduğu belirtilmektedir [76]. Yanma odası duvarlarına konveksiyon yolu ile olan ısı transferi genel olarak

$$\dot{Q}_w = hA_w(T_g - T_w) \quad (10)$$

şeklinde gösterilmektedir. Burada; h ısı transfer katsayısı, A_w ısı transfer yüzey alanı, T_g gaz sıcaklığı ve T_w duvar sıcaklığıdır. (10) eşitliğindeki ısı transfer katsayısı; ya basit ampirik bağıntılarla ya da zamana ve konuma bağlı olarak hesaplanmaktadır. Isı transfer katsayısının ampirik bağıntılarla hesaplandığı yöntemler; düz plakalar ve borulardaki sürekli akış için geliştirilmiş olan

$$Nu = a Re^d Pr^e \quad (11)$$

eşitliği ile verilen $Nu - Re$ sayısı ya da $Nu - Re - Pr$ sayısı korrelasyonlarına dayanmaktadır [77-78]. Burada Nu Nusselt sayısı; Re Reynolds sayısı; Pr Prandtl sayısı; a , d ve e sabit sayılardır. Bu tür modeller arasındaki farklılıklar, Nu , Re ve Pr sayılarının tanımlarında kullanılan karakteristik hız ve karakteristik uzunluk skalalarının hesaplanma tarzından kaynaklanmaktadır. Annand [77], karakteristik hızı ortalama piston hızı, karakteristik uzunluk skalasını da silindir çapı olarak seçmiştir. Davis ve Borgnakke [24], karakteristik hızı $k - e$ türbülans modelinden hesapladıkları türbülans şiddeti olarak ve karakteristik uzunluğu da integral uzunluk skalası olarak almışlardır. Poulos ve Heywood [37], Mansouri, Heywood ve Radhakrishan [79] ve Assanis ve Heywood [80] karakteristik büyükleri sıfır boyutlu türbülans modelinden hesaplamışlardır.

Yukarıda anlatılan modellerde hesaplanan ısı transferi katsayısı konuma bağlı olarak değişmemektedir, yani bütün ısı transferi yüzey alanı için tek bir ısı transferi katsayısı hesaplanmaktadır. Isı transferi katsayısını konuma bağlı olarak hesaplamak amacıyla yapılmış çalışmalarda; ısı transferi modeli, yerel türbülans alanına bağlı olacak şekilde geliştirilmiştir [71], [81], [82].

Benzin motoru çevrim modellemesi çalışmalarında; ısı transferi, yukarıda sözü edilen yöntemlerden biri kullanılarak hesaplanabilir. Sunulan çalışmada ısı transferinin ayrıntılı bir şekilde hesaplanması amaçlanmamaktadır. Bu nedenle; matematik çevrim modelinde, ampirik bağıntılara dayanan ve Annand [77] tarafından geliştirilen ısı transferi modeli kullanılmıştır. Karakteristik türbülans büyüklüklerinin yanısıra her adımda gazların transport özelliklerinin (dinamik viskozite, kinematik viskozite, ısı iletkenlik katsayısı) de hesaplanması gerekmektedir. Bölgeyi yanma modellerinde ayrıca yanma odası içindeki her bölgenin ısı transfer katsayıları, gazların transport özellikleri ve gazların bulunduğu yanma odası duvarlarının yüzey alanları da ayrı ayrı hesaplanmalıdır.

1.4. Etanolun Benzin Motorlarında Kullanılmasına İlişkin Yapılmış Başlıca Çalışmalar ve Sunulan Çalışmanın Amacı

Etanol ya da benzin - etanol karışımlarının benzin motorlarında kullanılması ile ilgili yapılan ve literatürde yer alan araştırmalar genellikle deneysel çalışmalardan oluşmaktadır. Çeşitli araştırmacılar tarafından yapılmış bu tür başlıca deneysel çalışmaların içerikleri aşağıda verilmektedir.

Durgun ve Kızıltan [7], tek silindirli, değişken sıkıştırma oranlı bir deney motorunda; benzine ve diesel yakıtına %20 oranına kadar değişik oranlarda etanol katılmasının motor performansına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyle, sabit devir sayısında ve farklı sıkıştırma oranlarında yapmışlardır. Karaosmanoğlu ve Aksoy [14], dört silindirli bir taşıt motorunda; 8.5 sıkıştırma oranında, çeşitli devir sayılarında, %10 etanol, %1 ve %3 füzöl yağlı içeren karışımların kullanılmasının motor performansına etkilerini incelemişlerdir. Clancy ve arkadaşları [18] tarafından, tek silindirli bir deney motorunda, farklı oranlarda su içeren etanol kullanılmasının motorun termik verimi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Durgun [19] tarafından, tek silindirli bir deney motorunda çeşitli sıkıştırma oranlarında ve farklı devir sayılarında, %2 - 10 etanol ve %0 - 2 oranlarında izopropanol içeren benzin - etanol karışımlarının motor performans parametreleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Durgun ve Bayraktar [20] tarafından, Durgun' un [19] çalışmasına ek olarak deneyler, farklı gaz durumlarında da yapılmıştır.

Yukarıda; etanolun benzin ya da buji ateşlemeli motorlarda tek yakıt olarak ya da benzine belirli oranlarda katılarak kullanılmasının, motor performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesi yönünde yapılmış deneysel çalışmalardan bazıları özetlenmiştir. Bilindiği üzere deneysel çalışmaların kapsamı, kullanılan deney sisteminin özellikleriyle sınırlıdır. Yani deneysel çalışmalarda kullanılan motorların yapısal özelliklerinin (motor ana boyutları, buji yeri, yanma odası geometrisi gibi) tamamını değiştirmek ve deneyleri çok çeşitli çalışma koşullarında (farklı yakıt/hava oranları, çeşitli ateşleme avansları gibi) yapmak çok pahalı ve uzun süreli olacaktır. Ayrıca deneysel çalışmalarda genellikle yalnızca motorun performans parametreleri üzerindeki etkiler incelenebilmektedir. Etanolun motordaki yanma işlemi ve motor çevrimi üzerindeki etkilerinin ayrıntılı bir şekilde deneysel olarak incelenmesi oldukça güçtür. Bu nedenle bu çalışmada; etanolun ya da benzin - etanol karışımlarının çeşitli motorlarda, çeşitli çalışma

koşullarında kullanılmasının motor çevrimi, motor performansı üzerindeki etkilerini, çok kısa süreli çalışmalarla teorik olarak belirleyebilmek için bir matematik çevrim modelinin geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Çeşitli matematik çevrim modelleri içinde, termodinamik çevrim modellerinin; formülasyonlarının basit olduğu, bu modellerde motor çevrimi için oluşturulan denklem takımının adi diferansiyel denklemlerden oluştuğu ve bu nedenle de çözümlerinin kolay olduğu önceki bölümlerde belirtilmişti. Bu özellikleri nedeniyle termodinamik çevrim modelleri için oluşturulacak bilgisayar programının çalışma süresinin de az olacağı açıktır. Söz edilen bütün bu nedenlerden dolayı; sunulan çalışmada, yanma işleminin sanki - boyutlu bir matematik modelle hesaplandığı, bir termodinamik çevrim modeli geliştirilmiş ve bu model benzin, etanol, ve benzin - etanol karışımları için uygulanmıştır.



2. TEORİK ÇALIŞMA

2.1. Giriş

Bu bölümde benzin - etanol karışımları için geliştirilmiş olan bir teorik çevrim modeli sunulacaktır. Bu amaçla; önce tek yakıt için çevrim modeli geliştirilmiş, daha sonra bu model yakıt karışımlarına uyarlanmıştır. Benzin motorları çevrimleri birbirini izleyen dört farklı işlemde (emme, sıkıştırma, yanma - genişleme ve eksoz işlemleri) meydana gelmektedir. Her işlem süresince silindir içindeki gaz karışımının termodinamik durumunu belirleyebilmek gerekir. Bu bölümde öncelikle; silindir dolgununun basınç ve sıcaklıklarının zamana ya da krank mili açısına göre değişimlerini gösteren diferansiyel denklemlerin düzenlenip, bütün motor çevrimi boyunca çözülmesi amaçlanmıştır.

Motor silindiri, çevrim süresince; kütle, entalpi ve enerji (iş ve ısı şeklinde) transferine açıktır. Bu nedenle çözülecek olan denklem sistemi gazların termodinamik özelliklerinin yanı sıra kütle, entalpi ve enerji transferi ile ilgili terimleri de içerecektir. Çevrim hesabında; her krank açısı adımımda yukarıda sözü edilen değerlerin uygun bir şekilde hesaplanması gerekmektedir.

Aşağıdaki bölümlerde: ilk olarak açık bir termodinamik sistemin durum değişimi için diferansiyel denklem sistemi oluşturulacak, daha sonra da bu denklem sistemi kullanılarak motor çevriminin hesaplanması ile ilgili ayrıntılar verilecektir.

2.2. Termodinamiğin Birinci Kanununun Açık Bir Termodinamik Sisteme Uygulanması

İçten yanmalı motorlar; silindir, eksoz ve emme manifoldları gibi çeşitli açık termodinamik sistemlerden oluşmaktadır. Motor çevrimi süresince, bu sistemlerin termodinamik durumlarındaki değişimleri inceleyebilmek için; genel bir açık termodinamik sistemin sıcaklık ve basıncındaki değişimler için bir diferansiyel denklem takımının elde edilmesi gerekmektedir. Benzin motorlarının çevrimlerini modellerken, motorun tek bir silindiri içindeki ortam açık bir termodinamik sistem olarak gözönüne alınmaktadır. Genel olarak bu sistem; kütle, entalpi ve iş ve ısı şeklindeki enerji transferine açıktır [4], [37], [80], [83].

Açık bir termodinamik sistem için termodinamiğin birinci kanunu ya da enerji denklemi (2) eşitliği ile verilmektedir. Özgül iç enerji

$$u = h - pv$$

(12)

ve birim zamanda yapılan iş

$$\dot{W} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (13)$$

şeklinde alınarak (2) denkleminde yerlerine yazılır, denklem yeniden düzenlenirse;

$$m\dot{h} = -\dot{Q}_w + \dot{p}V + \sum \dot{m}_i h_i \quad (14)$$

bağıntısı elde edilir. Burada nokta (*) ile zamana (t' ye) ya da krank açısına (θ' ya) göre türevler yani d/dt ya da $d/d\theta$, gösterilmektedir. u, h veya ρ gibi her hangi bir termodinamik özellik $\alpha_t(T, P)$ şeklinde gösterilecek olursa, bu özelliklerin zamana göre türevleri

$$\dot{\alpha}_t = \left(\frac{\partial \alpha_t}{\partial T} \right) \dot{T} + \left(\frac{\partial \alpha_t}{\partial p} \right) \dot{p} \quad (15)$$

şeklinde yazılabilir. Böylece, h entalpisinin ve ρ yoğunluğunun zamana göre türevleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{h} = c_p \dot{T} + c_T \dot{p} \quad (16)$$

Burada

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p, c_T = \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \quad (17)$$

$$\dot{\rho} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \dot{T} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right) \dot{p} \quad (18)$$

dır. (20) eşitliği ile verilen ideal gaz denkleminin zamana göre türevi alınır; basıncın zamana göre türevi için (21) eşitliğindeki gibi bir diferansiyel denklem elde edilebilir.

$$pV = mRT \quad (19)$$

$$p = \rho RT \quad (20)$$

$$\dot{p} = \dot{\rho}RT + \dot{R}\rho T + R\rho\dot{T} \quad (21)$$

(19) eşitliğinin zamana göre türevi alınarak \dot{R} için aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$\dot{R} = R \left(\frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{V}}{V} - \frac{\dot{m}}{m} - \frac{\dot{T}}{T} \right) \quad (22)$$

(18) ve (22) eşitlikleri ile verilen \dot{p} ve \dot{R} değerleri (21) de yerlerine yazılıp uygun düzenlemeler yapıldıktan sonra \dot{p} için aşağıdaki denklem bulunur.

$$\dot{p} = \frac{\rho}{\partial\rho/\partial p} \left[-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial\rho}{\partial T} \dot{T} + \frac{\dot{m}}{m} \right] \quad (23)$$

Basıncın zamana göre türevini yukarıdaki gibi düzenledikten sonra, sıcaklık için bir diferansiyel denklem elde etmek amacıyla (14) eşitliği ile verilen enerji denklemi tekrar kullanılacaktır. \dot{h} , kısmi türevleri cinsinden aşağıdaki şekilde yazılabilir

$$\dot{h} = \frac{\partial h}{\partial T} \dot{T} + \frac{\partial h}{\partial p} \dot{p} \quad (24)$$

(23) eşitliği ile verilen \dot{p} , (24) ile verilen \dot{h} eşitliğinde yazılarak, \dot{h} için elde edilen yeni denklem (14) eşitliği ile verilen enerji denkleminde yerine yazıldıktan sonra, sıcaklık için aşağıdaki gibi birinci mertebeden adi bir diferansiyel denklem elde edilir.

$$\dot{T} = \frac{B}{A} \left[\frac{\dot{m}}{m} \left(1 - \frac{h}{B} \right) - \frac{\dot{V}}{V} + \frac{1}{Bm} \left(-\dot{Q}_w + \sum \dot{m}_i h_i \right) \right] \quad (25)$$

Burada

$$A = \frac{\partial\rho/\partial T}{\partial\rho/\partial p} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{\partial h}{\partial p} \right) + \frac{\partial h}{\partial T} \quad (26)$$

$$B = \left(1 - \rho \frac{\partial h}{\partial p} \right) / \left(\partial\rho/\partial p \right) \quad (27)$$

dır. Böylece, açık bir termodinamik sistemin termodinamik durumu, yukarıda elde edilen (23) ve (25) denklemlerinin bir arada çözülmesiyle anlık olarak belirlenebilir.

2.3. Benzin Motorları Çevrimleri İçin Matematiksel Modelin Kurulması

2.3.1. Temel Varsayımlar

Bölüm 2.2' de açık bir sistem için elde edilen ve (23), (25 - 27) eşitlikleri ile verilen temel denklemleri, benzin motorları çevrimlerini hesaplamak için çözerken; bazı basitleştirici varsayımların yapılması zorunludur. Bu çalışmada yapılan varsayımların çoğu, daha önceki çevrim simülasyonu çalışmalarında değişik araştırmacılar tarafından [36-41], [45], [54], [55] da kullanılmıştır. Matematiksel model aşağıdaki varsayımlara dayalı olarak kurulmuştur.

1- Termodinamik sistem: motorun tek bir silindiri içindeki ortamdır. Çevrim süresince motor silindiri değişken hacimli bir ortam olarak gözönüne alınmaktadır. Silindir basıncı sadece zamanın fonksiyonudur ve yanma odası içinde üniformdur.

2- Emme ve sıkıştırma işlemleri süresince silindir dolgusu; hava, yakıt buharı ve artık gazların reaktif olmayan homojen bir karışımıdır. Bu nedenle bu işlemler süresince silindir dolgusu; silindirin her noktasında tek bir ortalama sıcaklıkla karakterize edilmektedir.

3- Yanma süresince sistemin termodinamik durumunu belirlerken; silindirin her biri homojen sıcaklıkta ve yapıda olan yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinden oluştuğu varsayılmaktadır. Toplam silindir hacmi yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinin hacimlerinin toplamına eşittir yani

$$V = V_{TD} + V_{YG}$$

dir.

4- Yanma işleminin başlangıcında; yanmış gazların sıcaklığının adyabatik alev sıcaklığı olduğu kabul edilmiştir. Yanma süresince; alevin yanma odası içinde küresel bir şekilde yayıldığı varsayılmıştır, bu durumda; anlık yanmış kütle miktarı, Beratta, Rashidi ve Keck [45] ve Keck [1] tarafından geliştirilen türbülanslı alev yayılması modeline göre hesaplanacaktır. Bu modelde yanmış ve yanmamış gazların belirli bir kalınlıktaki alev bölgesi ile birbirinden ayrıldığı varsayılmaktadır.

5- Gaz karışımındaki her bir maddenin ideal gaz gibi davrandığı varsayılmaktadır. Emme, sıkıştırma ve yanma işlemleri süresince yanmamış gazların; hava, yakıt ve artık gazların reaktif olmayan bir karışımı olduğu düşünülmektedir. Yanmış gazların, reaktif gazların kimyasal dengedeki bir karışımı olduğu varsayılmaktadır.

6- Isı transferi Annand [77] tarafından geliştirilen ampirik bağıntıyla hesaplanmıştır.

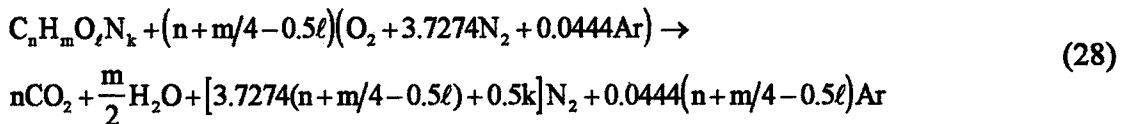
7- Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri süresince silindir içindeki gazların toplam kütesinin sabit olduğu varsayılmakta, yani kütle kayıpları gözardı edilmektedir.

Çevrimin matematiksel modelini oluştururken; herhangi bir krank açısı adımımda sistemin termodinamik durumunu belirleyebilmek için; temel denklemlerin integre edilebilecek duruma getirilmesi gerekmektedir. Bunun için basıncın ve sıcaklığın krank açısına göre kısmi türevlerinin sayısal değerleri anlık olarak hesaplanmalıdır. Yukarıdaki varsayımlara dayalı olarak; (23), (25-27) denklemlerindeki terimlerin her adımda uygun bir şekilde hesaplanması, aşağıdaki bölümlerde ayrıntılı biçimde verilen hesap yöntemleriyle gerçekleştirilmiştir.

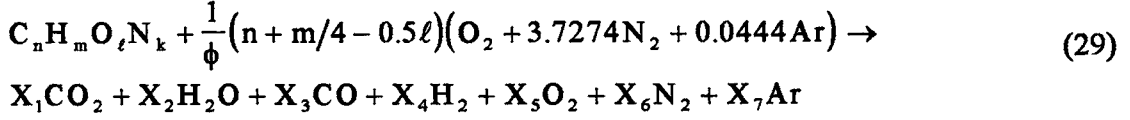
2.3.2. Gazların Termodinamik Özelliklerinin Hesaplanması

2.3.2.1. Yanmamış Gaz Karışımının Termodinamik Özelliklerinin Hesaplanması

Benzin motorları çevrimleri hesaplanırken, yanmamış gaz karışımının yapısı ve termodinamik özellikleri her adımda belirlenmelidir. Yanmamış karışımın; hava, yakıt buharı ve yanmış artık gazlardan oluştuğu varsayılmaktadır [4], [36], [39-41]. Yanmamış karışım içindeki yanmış gazlarla, yanma sırasında oluşan yanmış gazlar farklı sıcaklık koşullarında bulunmaktadır. Bu nedenle bu iki yanmış gaz karışımının yapısının belirlenmesi farklı yaklaşımlarla gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada; taze dolgu içindeki yanmış gaz karışımının yapısı ve termodinamik özellikleri, Komiya ve Heywood [40] tarafından geliştirilen hesap yöntemi kullanılarak bütün çevrim boyunca belirlenmiştir. Bir gaz karışımının herhangi bir termodinamik özelliğini hesaplayabilmek için önce karışımındaki maddelerin mol oranlarının belirlenmesi gerekmektedir. Kapalı formülü $C_nH_mO_tN_k$ olan bir hidrokarbon yakıtın kuru hava ile yanması durumunda tam yanma ($\phi = 1$) denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:



Burada; kuru havanın hacimsal olarak %78.1113 N₂, %20.9565 O₂ ve %0.93 Ar gazlarından oluştuğu kabul edilmiştir [42]. Bir hidrokarbon yakıtın herhangi bir ϕ karışım ekivalans (equivalence) oranı altında yanması durumunda ise yanma denklemi aşağıdaki gibi olur:



Burada X_i : i = 1,.....,7 : her bir yanma ürününün mol sayısıdır. X_i değerleri ϕ' ye bağlı olarak değişik varsayımlar yapılarak belirlenmektedir. Bütün durumlarda;

$$X_6 = (n + m/4 - 0.5\ell) \frac{3.7274}{\phi} + \frac{k}{2} \quad (30)$$

$$X_7 = \frac{0.0444}{\phi} (n + m/4 - 0.5\ell) \quad (31)$$

dir.

1- Fakir Karışım ($\phi < 1$) Durumu ($X_3 = 0, X_4 = 0$)

Karbon, hidrojen ve oksijenin kütle dengelerinden aşağıdaki bağıntılar sırası ile kolayca yazılabilir:

$$X_1 = n \quad (32)$$

$$X_2 = \frac{m}{2} \quad (33)$$

$$X_1 + \frac{X_2}{2} + X_5 = \frac{1}{\phi}(n + m/4 - 0.5\ell) + 0.5\ell \quad (34)$$

Böylece (32) ve (33), (34)' te yazılıp X₅ çekilirse,

$$X_5 = \left(\frac{1}{\phi} - 1\right)(n + m/4 - 0.5\ell) \quad (35)$$

elde edilir.

2- Stoichiometric Karışım ($\phi = 1$) Durumu

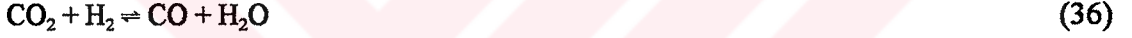
Bu durumda yanma ürünleri (28) denklemindeki gibi CO_2 , H_2O , N_2 ve Ar' dan oluşmaktadır yani

$$X_3 = 0; X_4 = 0; X_5 = 0$$

alnabilir. X_1 ve X_2 , (32) ve (33) eşitlikleri ile verilen değerlerde olur.

3- Zengin Karışım ($\phi > 1$) Durumu

Bu durumda; ürünler içinde hiç oksijen bulunmadığı varsayılmaktadır ($X_5 = 0$) ve yanma ürünlerinin mol oranlarını hesaplamak için su gazı denge reaksiyonundan yararlanılmaktadır.



Su gazı denge reaksiyonunun bir $K(T)$ denge katsayısına bağlı olarak dengede olduğu varsayılmaktadır. $K(T)$ için, sıcaklığa bağlı olarak verilmiş konsantrasyon değerlerine eğri uydurarak elde edilmiş aşağıdaki gibi bir fonksiyon önerilmektedir [36], [39], [40].

$$\ln(K(T)) = 2.743 - 1.761/t - 1.611/t^2 + 0.2803/t^3 \quad (37)$$

Burada $t = T/1000$ ve T (K) cinsinden sıcaklıktır. (36) ile verilen denge reaksiyonundan $K(T)$ için ayrıca aşağıdaki gibi bir eşitlik yazılabilir.

$$K(T) = \frac{X_2 X_3}{X_1 X_4} \quad (38)$$

Karbon ve hidrojen dengelerinden (39) ve (40) bağıntıları

$$X_1 = n - X_3 \quad (39)$$

$$X_2 = m/2 - X_4 \quad (40)$$

yazılır. (38) eşitliğinden:

$$X_2 = \frac{X_1}{X_3} X_4 K(T) \quad (41)$$

bulunur. Böylece (40) ve (41) eşitlikleri kullanılarak

$$X_4 = \frac{m}{2} \left[1 + \frac{X_1}{X_3} K(T) \right]^{-1} \quad (42)$$

elde edilir. Oksijen dengesinden de

$$X_1 + X_2/2 + X_3/2 = \ell/2 + (n+m/4 - \ell/2) \frac{1}{\phi} \quad (43)$$

bağıntısına ulaşılır. (39), (42)' de yerine konarak X_4 ; $K(T)$, X_3 , n , m cinsinden bulunur. Bu X_4 değeri, (40)' de yerine yazılıp, X_2 yeniden düzenlenerek; X_1 , X_2 ve X_4 için bulunan son ifadeler (43)' te yerleştirilip gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra X_3 için aşağıdaki gibi ikinci dereceden bir denklem elde edilir.

$$(1 - K(T))X_3^2 + \left\{ K(T) \left[3n + 0.5m - \ell - \frac{2}{\phi}(n + 0.25m - 0.5\ell) \right] + \ell - 2n + \frac{2}{\phi}(n + 0.25m - 0.5\ell) \right\} X_3 + 2K(T)n \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) (n + 0.25m - 0.5\ell) = 0 \quad (44)$$

$$A = 1 - K(T) \quad (45)$$

$$B = K(T) \left[3n + 0.5m - \ell - \frac{2}{\phi}(n + 0.25m - 0.5\ell) \right] + \ell - 2n + \frac{2}{\phi}(n + 0.25m - 0.5\ell) \quad (46)$$

$$C = 2K(T)n \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) (n + 0.25m - 0.5\ell) \quad (47)$$

(44) denkleminin pozitif kökü yani,

$$X_3 = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (48)$$

X_3 değerini verir. Böylece sırası ile X_3 (39)' da yazılarak X_1 ; X_1 ve X_3 (42)' de yazılarak X_4 ; X_4 (40)' da yazılarak X_2 hesaplanabilir.

Yukarıdaki hesaplar yapıldıktan sonra belirli basınç ve sıcaklıklarda, ϕ ekivalans oranına bağlı olarak yanma ürünlerinin yapısı Tablo 2' deki gibi olacaktır.

Tablo 2. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin mol sayıları

		$\phi < 1$	$\phi = 1$	$\phi > 1$
i	madde	X_i	X_i	X_i
1	CO ₂	n	n	n-X ₃
2	H ₂ O	m/2	m/2	m/2-X ₄
3	CO	0	0	X ₃
4	H ₂	0	0	$0.5m \left[1 + \frac{X_1}{X_3} K(T) \right]^{-1}$
5	O ₂	$\left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) (n + 0.25m - 0.5\ell)$	0	0
6	N ₂	$\frac{3.7274}{\phi} (n + 0.25m - 0.5\ell) + 0.5k$		
7	Ar	$\frac{0.0444}{\phi} (n + 0.25m - 0.5\ell)$		

Yanma ürünlerinin mol oranlarının $\phi < 1$ ve $\phi = 1$ durumlarında sadece ϕ ' ye bağlı olarak hesaplandığı, dolayısıyla basınç ve sıcaklığın artık gazların yapısı üzerinde etkili olmadığı Tablo 2' de açık bir şekilde görülmektedir. $\phi > 1$ durmunda ise sıcaklık artık gazların yapısı üzerinde etkilidir. Bütün durumlarda basınç, yanmış gazların yapısı üzerinde pek fazla etkili değildir. Yani basınca bağlı olarak etkin bir bozunum (dissociation) olayı meydana gelmemektedir. Bu nedenle, temel denklemlerdeki sıcaklık ve basınca göre kısmi türevlerin hesabında; sadece $\phi > 1$ durumunda mol oranlarının sıcaklığa göre kısmi türevlerinin gözönüne alınması gerekmektedir. (39) eşitliğinden yararlanarak elde edilen

$$\frac{\partial X_1}{\partial T} = -\frac{\partial X_3}{\partial T} \quad (49)$$

kısmi türevi (43)' te yerine yazılıp T' ye göre kısmi türevi alınırsa;

$$\frac{\partial X_2}{\partial T} = \frac{\partial X_3}{\partial T} \quad (50)$$

bulunur. (40) eşitliğinin kısmi türevinden de

$$\frac{\partial X_4}{\partial T} = -\frac{\partial X_3}{\partial T} \quad (51)$$

elde edilir. $\partial X_5/\partial T$, $\partial X_6/\partial T$, $\partial X_7/\partial T = 0$ olduğu Tablo 2' den açık olarak görülmektedir. $\partial X_3/\partial T$ değerini hesaplayabilmek için; (44) eşitliğinin T' ye göre kısmi türevini almak yeterlidir. Bu işlem yapılırsa;

$$\frac{\partial X_3}{\partial T} = \frac{\partial K(T)}{\partial T} \frac{\left\{ X_3^2 - X_3 \left[3n + 0.5m - \ell - \frac{2}{\phi} (n + 0.25m - 0.5\ell) \right] - 2n \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) (n + 0.25m - 0.5\ell) \right\}}{(2AX_3 + B)} \quad (52)$$

bulunur. (52)' deki $\partial K(T)/\partial T$ değeri ise (37)' nin türevinden

$$\frac{\partial K(T)}{\partial T} = K(T) \left[\frac{1761}{t^2} + \frac{3.222}{t^3} - \frac{0.8409}{t^4} \right] \frac{1}{1000} \quad (53)$$

şeklinde bulunabilir.

Böylece 1 Mol yakıtın, kuru hava ile düşük sıcaklıklarda yakılması durumunda yanma ürünlerinin mol sayıları hesaplanmış olur. yukarıda da belirtildiği gibi taze dolgu; yakıt ve havanın yanısıra belirli miktarda artık gaz içermektedir. Taze dolgu içerisindeki artık gazlar, γ_r artık gazlar katsayısı ile dikkate alınmaktadır. Artık gazlar katsayısı: taze dolgu içindeki artık gazların kilomol sayısının taze gazların kilomol sayısına oranı olarak tanımlanmaktadır. Yani, M_r artık gazların kilomol sayısı ve M_1 taze gazların kilomol sayısı olmak üzere

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (54)$$

şeklinde hesaplanabilir. Yakıt-hava-artık gaz karışımının termodinamik özelliklerini hesaplayabilmek için bu karışımdaki her bir gaz bileşeninin mol oranının bilinmesi gerekmektedir. Tablo 2' de verilen mol sayıları kullanılarak 1 Mol artık gaz karışımının kütlesi bulunabilir. Herhangi bir ekivalans oranı için 1mol artık gaz karışımının içindeki her bir maddenin mol oranı

$$Y_i = \frac{X_i}{\sum X_i} \quad i = 1, \dots, 7 \quad (55)$$

şeklinde hesaplanabilir. 1 mol artık gazın kütlesi; karbon, hidrojen, oksijen, azot ve argonun bilinen molekül kütleleri ve her bir maddenin mol oranlarından (hacimsal oranlarından) hesaplanabilir. Yani

$$(MK)_r = \sum Y_i (MK)_i; i = 1, \dots, 7 \quad (56)$$

yazılabilir. Burada $(MK)_r$ artık gazların molekül kütlesidir. C, H, O, N ve Ar' nun molekül kütleleri sırasıyla; 12.011, 1.008, 15.999, 14.08 ve 39.944 g/mol' dür. Yakıt - hava karışımının X_T toplam mol sayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$X_T = 1 + \frac{4.7718}{\phi} (n + 0.25m - 0.5\ell) \quad (57)$$

Böylece yakıtın, oksijenin, azotun ve argonun mol oranları;

$$Y_Y = \frac{1}{X_T}; Y_{O_2} = \frac{(n + 0.25m - 0.5\ell)}{\phi X_T} \quad (58)$$

$$Y_{N_2} = \frac{3.7274}{\phi X_T} (n + 0.25m - 0.5\ell); Y_{Ar} = \frac{0.0444(n + 0.25m - 0.5\ell)}{\phi X_T}$$

bağıntılarından hesaplanabilir. Böylece 1 mol yakıt-hava karışımının kütlesi

$$(\text{MK})_{\text{YH}} = Y_{\text{Y}}(\text{MK})_{\text{Y}} + Y_{\text{O}_2}(\text{MK})_{\text{O}_2} + Y_{\text{N}_2}(\text{MK})_{\text{N}_2} + Y_{\text{Ar}}(\text{MK})_{\text{Ar}}$$

şeklinde belirlenebilir. Burada $(\text{MK})_{\text{Y}}$ yakıtın mol kütleleridir. Taze karışım içindeki artık gazların mol sayısı

$$M_r = \gamma_r M_1 \quad (59)$$

olarak hesaplanabilir. 1 mol yakıt-hava-artık gaz karışımının içindeki artık gazların ψ kütleli oranı

$$\psi = \frac{\gamma_r M_1 (\text{MK})_r}{M_1 (\text{MK})_{\text{YH}} + \gamma_r M_1 (\text{MK})_r} \quad (60)$$

$$\psi = \frac{\gamma_r (\text{MK})_r}{(\text{MK})_{\text{YH}} + \gamma_r (\text{MK})_r}$$

şeklinde belirlenebilir. Böylece ψ değeri kullanılarak 1 mol yakıt-hava-artık gaz karışımındaki artık gazların mol oranı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$Y_r = \frac{\frac{\psi (\text{MK})_{\text{YH}}}{(\text{MK})_r}}{\psi \frac{(\text{MK})_{\text{YH}}}{(\text{MK})_r} + (1 - \psi) \frac{(\text{MK})_{\text{YH}}}{(\text{MK})_{\text{YH}}}} \quad (61)$$

Bundan sonra 1 mol yakıt-hava-artık gaz karışımının yapısı kolayca belirlenebilir. Burada daha önce hesaplanan artık gazların, yakıtın, oksijenin, azotun ve argonun mol oranlarının aşağıdaki gibi yeniden hesaplanması gerekmektedir.

$$Y_i = Y_i Y_r, i = 1, \dots, 7 \quad (62)$$

$$Y_Y = Y_Y (1 - Y_r) \quad (63)$$

$$Y_5 = Y_5 + Y_{\text{O}_2} (1 - Y_r) \quad (64)$$

$$Y_6 = Y_6 + Y_{\text{N}_2} (1 - Y_r) \quad (65)$$

$$Y_7 = Y_7 + Y_{\text{Ar}} (1 - Y_r) \quad (66)$$

Yukarıda açıklandığı gibi taze dolgunun yapısı belirlendikten sonra herhangi bir basınç ve sıcaklıkta verilen ϕ ve γ_r değerleri için taze dolgunun termodinamik özellikleri hesaplanabilir. Yanmamış gaz karışımındaki her madde ideal gaz olarak alındığı için, karışımın termodinamik özellikleri; bir ideal gaz karışımının termodinamik özellikleri şeklinde belirlenecektir. Bir ideal gaz karışımının h entalpisi, u iç enerjisi ve s entropisi

$$h_{TD} = Y_Y h_Y + \sum_{i=1}^7 Y_i h_i \quad (67)$$

$$u_{TD} = Y_Y u_Y + \sum_{i=1}^7 Y_i u_i \quad (68)$$

$$s_{TD} = Y_Y s_Y + \sum_{i=1}^7 Y_i s_i \quad (69)$$

şeklinde yazılabilir. Sabit basınçtaki özgül ısı:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (70)$$

olarak tanımlanmaktadır. Karışımın mol kütlesi

$$(MK)_{TD} = Y_Y (MK)_Y + \sum_{i=1}^7 Y_i (MK)_i \quad (71)$$

ve karışımın gaz sabiti ise R üniversal gaz sabiti olmak üzere

$$R_{TD} = \frac{R}{(MK)_{TD}} \quad (72)$$

şeklinde hesaplanabilir. Termodinamik özellikleri pratik olarak hesaplayabilmek amacıyla; literatürde termokimyasal tablolara eğri uydurularak elde edilmiş fonksiyonlar kullanılmaktadır [4], [27], [36], [39-41]. Bu fonksiyonların bazıları

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (73)$$

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (74)$$

$$\frac{s}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7 \quad (75)$$

formunda verilmektedir. Yukarıdaki fonksiyonlardaki a_i katsayıları çeşitli yakıtlar için Tablo 3' te, değişik kimyasal bileşikler için Tablo 4' te verilmektedir.

Verilen p , T ve ϕ için karışımdaki her bir bileşenin yukarıdaki gibi hesaplanan mol oranları ve (74) fonksiyonundan her bir bileşen için h/RT değerleri kullanılarak karışımın entalpisi

$$h_{TD} = R_{TD} T \left[Y_Y \left(\frac{h}{RT} \right)_Y + \sum_{i=1}^7 Y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right] \quad (76)$$

bağıntısından belirlenebilir. Karışımın sabit basınçtaki özgül ısı ise (67) bağıntısının T ' ye göre kısmi türevi alınarak ve hesaplanan mol oranları ve (73) fonksiyonundan hesaplanan c_p/R değerleri kullanılarak elde edilen

$$c_{pTD} = \frac{\partial h_{TD}}{\partial T} = Y_Y c_{pY} + \sum_{i=1}^7 \left(Y_i \frac{\partial h_i}{\partial T} + h_i \frac{\partial Y_i}{\partial T} \right) \quad (77)$$

bağıntısından hesaplanabilir. Burada;

$$\frac{\partial Y_i}{\partial T} = \frac{Y_r}{\sum X_i} \frac{\partial X_i}{\partial T}$$

dir. Böylece c_{pTD} bağıntısı düzenlenerek;

$$c_{pTD} = R_{TD} \left\{ Y_Y \left(\frac{c_p}{R} \right)_Y + \sum_{i=1}^7 \left[Y_i \left(\frac{c_p}{R} \right)_i + \frac{\partial Y_i}{\partial T} T \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right] \right\} \quad (78)$$

Tablo 3. Çeşitli yakıtların termodinamik özelliklerinin hesabı için kullanılan polinom fonksiyonlardaki katsayılar [27], [41].

	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
C_7H_{17}	4.0652	6.09770000 10^{-2}	-1.88010000 10^{-3}	0.	0.	-3.588 10^4	1.545 10^1
C_8H_{18}	0.63569411	0.74596626 10^{-1}	0.26469502 10^{-4}	-0.93697583 10^{-7}	0.450941890 10^{-10}	-0.30531814 10^5	0.24598523 10^2
C_3H_8	0.8969208	0.26689861 10^{-1}	0.54314251 10^{-3}	-0.21260007 10^{-7}	0.924333010 10^{-11}	-0.13954918 10^5	0.19355331 10^2
C_2H_5OH	0.20453261 10^1	0.18097289 10^{-1}	0.11356807 10^{-4}	-0.25318665 10^{-7}	0.108434930 10^{-10}	-0.29665177 10^5	0.16637635 10^2
CH_4	0.38261932 10^1	-0.39794581 10^{-2}	0.24558340 10^{-4}	-0.22732926 10^{-7}	0.69626957 10^{-11}	-0.1014495 10^5	0.86690073

Tablo 4. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli katsayılar [41].

	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
CO_2	0.24007797 10^1	0.87350957 10^{-2}	-0.66070878 10^{-5}	0.20021861 10^{-8}	0.63274039 10^{-15}	-0.48377527 10^5	0.96951457 10^1
H_2O	0.40701275 10^1	-0.11084499 10^{-2}	0.41521180 10^{-5}	-0.29637404 10^{-8}	0.80702103 10^{-12}	-0.30279722 10^5	-0.32270046
CO	0.37100928 10^1	-0.16190964 10^{-2}	0.36923594 10^{-5}	-0.20319674 10^{-8}	0.23953344 10^{-12}	-0.14356310 10^5	0.29555351 10^1
H_2	0.30574451 10^1	0.26765200 10^{-2}	-0.58099162 10^{-5}	0.55210391 10^{-8}	-0.18122739 10^{-11}	-0.98890474 10^3	-0.22997056 10^1
O_2	0.36255985 10^1	-0.18782184 10^{-2}	0.70554544 10^{-5}	-0.67635137 10^{-8}	0.21555993 10^{-11}	-0.10475226 10^4	0.43052778 10^1
N_2	0.36748261 10^1	-0.120815 10^{-2}	0.23240102 10^{-5}	-0.63217559 10^{-9}	-0.22577253 10^{-12}	-0.10611588 10^4	0.2358424 10^1
Ar	0.25000 10^1	0.	0.	0.	0.	-0.74537498 10^3	0.43660006 10^1

şeklini alır. Karışımın yoğunluğu ideal gaz denkleminde

$$\rho_{TD} = \frac{p}{R_{TD}T} 10^5 \quad (79)$$

şeklinde bulunabilir. Yoğunluğun sıcaklık ve basınca göre kısmi türevleri ideal gaz denkleminin p ve T' ye göre kısmi türevleri alınarak

$$\frac{\partial \rho_{TD}}{\partial T} = -\frac{p}{R_{TD}T^2} 10^5 \quad (80)$$

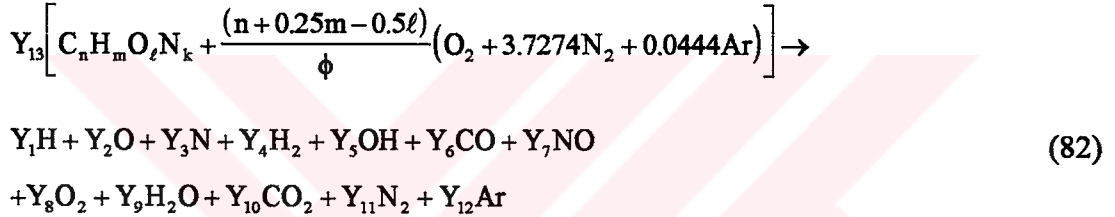
$$\frac{\partial \rho_{TD}}{\partial p} = \frac{1}{R_{TD}T} \quad (81)$$

bağıntılarından belirlenebilir. Yukarıdaki formüllerde: p bar, T K, ρ_{TD} kg/m³, h J/kg, c_p J/kgK, $\partial \rho_{TD} / \partial T$ kg/m³ K, $\partial \rho_{TD} / \partial p$ kg/J, R J/kg K, $(MK)_{TD}$ kg/mol birimlerindedir.

2.3.2.2. Yüksek Sıcaklıklardaki Yanma Ürünlerinin Yapısının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Bu çalışmada yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin yapısı, termodinamik özellikleri ve bu özelliklerin sıcaklık ve basınca göre kısmi türevleri, Olikara ve Borman [42] tarafından geliştirilen yöntem kullanılarak belirlenmektedir. Verilen basınç, sıcaklık ve ekivalans oranı değerleri için önce yanma ürünlerinin mol oranları hesaplanmakta, daha sonra da mol oranlarının sıcaklık ve basınca göre kısmi türevleri, termodinamik özellikler ve bunların sıcaklık ve basınca göre kısmi türevleri belirlenmektedir.

Kapalı formülü $C_nH_mO_\ell N_k$ olan bir yakıtın bir ϕ yakıt/hava ekivalans oranı altında yanması durumunda yanma denklemi şu şekilde yazılabilir:



Burada Y_1, \dots, Y_{12} yanma ürünlerinin mol oranlarıdır, Y_{13} ise 1 mol ürün veren yakıtın mol sayısıdır. Denklemin sol tarafı aşağıdaki şekilde düzenlenebilir.

$$Y_{13} [nC + mH + rO_2 + r'N_2 + r''Ar] \quad (83)$$

Burada $r = 0.5\ell + r_0$

$$r' = 0.5k + 3.7274 r_0$$

$$r'' = 0.0444r_0$$

$$r_0 = \frac{(n + 0.25m - 0.5\ell)}{\phi}$$

dır. Karbon, hidrojen, oksijen, azot ve argon elementleri için atom dengeleri yazılırsa sırası ile;

$$Y_6 + Y_{10} = nY_{13} \quad (84)$$

$$Y_1 + 2Y_4 + Y_5 + 2Y_9 = mY_{13} \quad (85)$$

$$Y_2 + Y_5 + Y_6 + Y_7 + 2Y_8 + Y_9 + 2Y_{10} = 2rY_{13} \quad (86)$$

$$Y_3 + Y_7 + 2Y_{11} = 2r'Y_{13} \quad (87)$$

$$Y_{12} = r''Y_{13} \quad (88)$$

Bağıntıları elde edilir. Ayrıca yanma ürünlerinin mol oranlarının toplamı "1" olmalıdır, yani

$$\sum_{i=1}^{12} Y_i = 1 \quad (89)$$

sağlanmalıdır. Yukarıda, atom dengelerinden 13 tane bilinmeyen mol sayısı (oranı) için 6 tane denklem yazılmıştır. Bilinmeyen mol oranlarının hesaplanması için gerekli olan diğer 7 denklem, parçalanma reaksiyonlarının denge katsayıları gözönüne alınarak elde edilebilir. Parçalanma reaksiyonları ve bu reaksiyonlar için denge katsayısı bağıntıları aşağıda verilmektedir.

$$1/2H_2 \rightleftharpoons H \quad K_1 = \frac{Y_1 P^{1/2}}{Y_4^{1/2}} \quad (90)$$

$$1/2O_2 \rightleftharpoons O \quad K_2 = \frac{Y_2 P^{1/2}}{Y_8^{1/2}} \quad (91)$$

$$1/2N_2 \rightleftharpoons N \quad K_3 = \frac{Y_3 P^{1/2}}{Y_{11}^{1/2}} \quad (92)$$

$$1/2H_2 + 1/2O_2 \rightleftharpoons OH \quad K_5 = \frac{Y_5}{Y_4^{1/2} Y_8^{1/2}} \quad (93)$$

$$1/2O_2 + 1/2N_2 \rightleftharpoons NO \quad K_7 = \frac{Y_7}{Y_8^{1/2} Y_{11}^{1/2}} \quad (94)$$

$$H_2 + 1/2O_2 \rightleftharpoons H_2O \quad K_9 = \frac{Y_9}{Y_4 Y_8^{1/2} P^{1/2}} \quad (95)$$

$$CO + 1/2O_2 \rightleftharpoons CO_2 \quad K_{10} = \frac{Y_{10}}{Y_6 Y_8^{1/2} P^{1/2}} \quad (96)$$

Burada p basıncının birimi atm dir. Denge katsayıları, termokimyasal tablolara eğri uydurularak elde edilmiş fonksiyonlardan hesaplanmaktadır. Denge katsayıları için literatürde verilen fonksiyon aşağıdaki yapıdadır:

$$\log_{10} K = A \ln T_A + \frac{B}{T_A} + C + DT_A + ET_A^2 \quad (97)$$

Burada $T_A = T/1000$ dir ve T (K) birimindedir. (97) eşitliğindeki katsayılar Tablo 5' te verilmektedir.

Tablo 5. Denge katsayıları için gerekli sabitler [42].

	A	B	C	D	E
$1/2H_2 \rightleftharpoons H$	0.432168	-11.2464	2.67269	-0.0745744	$0.242484 \cdot 10^{-2}$
$1/2O_2 \rightleftharpoons O$	0.310805	-12.9540	3.21779	-0.0738336	$0.344645 \cdot 10^{-2}$
$1/2N_2 \rightleftharpoons N$	0.389716	-24.5828	3.14505	-0.0963730	$0.585643 \cdot 10^{-2}$
$1/2H_2 + 1/2O_2 \rightleftharpoons OH$	-0.141784	-2.13308	0.853461	0.0355015	$-0.310227 \cdot 10^{-2}$
$1/2O_2 + 1/2N_2 \rightleftharpoons NO$	0.0150879	-4.70959	0.646096	0.00272805	$-0.154444 \cdot 10^{-2}$
$H_2 + 1/2O_2 \rightleftharpoons H_2O$	-0.752364	12.4210	-2.60286	0.259556	$-0.162687 \cdot 10^{-1}$
$CO + 1/2O_2 \rightleftharpoons CO_2$	-0.00415302	14.8627	-4.75746	0.124699	$-0.900227 \cdot 10^{-2}$

Denge katsayıları için yazılan bağıntılar (90 ÷ 96 eşitlikleri) H_2 , O_2 , CO ve N_2 ' nin mol oranları (Y_4 , Y_6 , Y_8 , Y_{11} değerleri) cinsinden yeniden düzenlenirse, aşağıdaki eşitlikler elde edilir:

$$Y_1 = C_1 Y_4^{1/2} \quad \text{burada} \quad C_1 = \frac{K_1}{p^{1/2}} \quad (98)$$

$$Y_2 = C_2 Y_8^{1/2} \quad C_2 = \frac{K_2}{p^{1/2}} \quad (99)$$

$$Y_3 = C_3 Y_{11}^{1/2} \quad C_3 = \frac{K_3}{p^{1/2}} \quad (100)$$

$$Y_5 = C_5 Y_4^{1/2} Y_8^{1/2} \quad C_5 = K_5 \quad (101)$$

$$Y_7 = C_7 Y_8^{1/2} Y_{11}^{1/2} \quad C_7 = K_7 \quad (102)$$

$$Y_9 = C_9 Y_4 Y_8^{1/2} \quad C_9 = K_9 p^{1/2} \quad (103)$$

$$Y_{10} = C_{10} Y_6 Y_8^{1/2} \quad C_{10} = K_{10} p^{1/2} \quad (104)$$

(84)' ten Y_{13} çekilirse ve (88)' de yerleştirilirse

$$Y_{13} = \frac{1}{n}(Y_6 + Y_{10})$$

$$Y_{12} = \frac{r''}{n}(Y_6 + Y_{10}) \quad (105)$$

bağıntıları elde edilir. Bu değerler (85), (86), (87) ve (89)' da yazılırsa

$$Y_1 + 2Y_4 + Y_5 + 2Y_9 - \frac{m}{n}(Y_6 + Y_{10}) = 0 \quad (106)$$

$$Y_2 + Y_5 + Y_6 + Y_7 + 2Y_8 + Y_9 + 2Y_{10} - \frac{2r}{n}(Y_6 + Y_{10}) = 0 \quad (107)$$

$$Y_3 + Y_7 + 2Y_{11} - \frac{2r'}{n}(Y_6 + Y_{10}) = 0 \quad (108)$$

$$\sum_{i=1}^{11} Y_i + \frac{r''}{n}(Y_6 + Y_{10}) - 1 = 0 \quad (109)$$

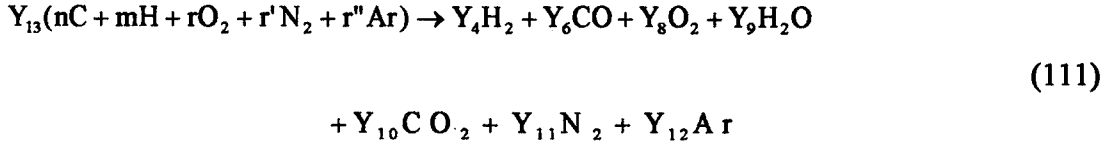
bulunur. Ardından (98 - 104) eşitlikleri ile verilen $Y_1, Y_2, Y_3, Y_5, Y_7, Y_9$ ve Y_{10} oranları (106 - 109) denklemlerinde yerlerine yazılıp denklemler yeniden düzenlenirse; Y_4, Y_6, Y_8, Y_{11} mol oranları için dört bilinmeyenli dört denklem elde edilir. Aşağıdaki işlemlerde

$$\frac{m}{n} = d_1, \frac{2r}{n} = d_2, \frac{2r'}{n} = d_3, \frac{r''}{n} = d_4$$

olarak gösterilecektir. Sonuç olarak elde edilen dört bilinmeyenli dört tane lineer olmayan denklemden oluşan denklem takımı sembolik olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$f_j(Y_4, Y_6, Y_8, Y_{11}) = 0 \quad , \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (110)$$

Eğer mol oranları için mantıklı birer ilk tahmin yapılabilirse, elde edilen bu denklem takımı iteratif bir yöntemle çözülebilir. Y_4, Y_6, Y_8 ve Y_{11} için başlangıç değerleri; başlangıçta yanma ürünlerinin yalnızca $H_2, CO, O_2, H_2O, CO_2, N_2$ ve Ar' dan oluştuğu varsayılarak aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır. Böyle bir varsayım yapıldığında (82) denklemi



şeklinde olur. Karbon dengesinden ve (104) eşitliğinden

$$Y_6 + Y_{10} = nY_{13} \quad (112)$$

$$Y_6 = \frac{nY_{13}}{1 + C_{10}Y_8^{1/2}} \quad (113)$$

bulunur. Hidrojen dengesinden ve (103) eşitliğinden

$$Y_4 = \frac{0.5mY_{13}}{1 + C_9Y_8^{1/2}} \quad (114)$$

elde edilir. Azot, argon ve oksijen dengesinden

$$Y_{11} = r'Y_{13} \quad (115)$$

$$Y_{12} = r''Y_{13} \quad (116)$$

$$Y_6 + 2Y_8 + Y_9 + 2Y_{10} = 2rY_{13} \quad (117)$$

yazılabilir. (114), (103)' te yazılarak

$$Y_9 = \frac{0.5C_9mY_{13}Y_8^{1/2}}{1 + C_9Y_8^{1/2}} \quad (118)$$

(113), (104)' te yazılarak

$$Y_{10} = \frac{C_{10}nY_{13}Y_8^{1/2}}{1 + C_{10}Y_8^{1/2}} \quad (119)$$

elde edildikten sonra (117) denklemini yeniden düzenlenirse

$$\frac{2C_{10}nY_8^{1/2} + n}{1 + C_{10}Y_8^{1/2}} + \frac{0.5C_9mY_8^{1/2}}{1 + C_9Y_8^{1/2}} + \frac{2Y_8}{Y_{13}} - 2r = 0 \quad (120)$$

bulunur. Yanma ürünlerinin mol oranlarının toplamının "1" olması gerektiğine göre, (111) denklemi gözönüne alınarak Y_{13} aşağıdaki bağıntılardan hesaplanabilir.

$$Y_4 + Y_6 + \sum_{i=8}^{12} y_i = 1 \quad (121)$$

$\phi \leq 1$ için $Y_4, Y_6 = 0$ olduğu varsayılmaktadır. Bu durumda da

$$Y_{13} = \frac{1}{(0.25m + r + r' + r'')} \quad (122)$$

olur. $\phi > 1$ için ise $Y_8 = 0$ olduğu varsayılmaktadır. Bu durumda da

$$Y_{13} = \frac{1}{(0.5m + n + r' + r'')} \quad (123)$$

olarak elde edilir. Hesaplanan Y_{13} değeri (120)' de yazılarak Y_8 için bir bilinmeyenli bir denklem elde edilir. Bu denklem Newton-Raphson iterasyonu ile çözüldükten sonra elde edilen Y_8 değeri (113) ve (114) denklemlerinde yazılarak Y_4 ve Y_6 başlangıç değerleri hesaplanmış olur. Böylece; (110) eşitliği ile verilen denklem takımının iteratif çözümü için başlangıç değerleri elde edilmektedir. Yukarıdaki gibi belirlenen başlangıç değerleri;

$$Y_4^{(1)}, Y_6^{(1)}, Y_8^{(1)}, Y_{11}^{(1)}$$

şeklinde gösterilecektir. (110) ile verilen denklemlerin sol taraflarındaki fonksiyonlar Taylor serisine açılırsa ve ikinci ve daha yüksek mertebeden türevlerle, kısmi türevler gözardı edilirse aşağıdaki gibi bir denklem takımı elde edilebilir.

$$f_j + \frac{\partial f_j}{\partial Y_4} \Delta Y_4 + \frac{\partial f_j}{\partial Y_6} \Delta Y_6 + \frac{\partial f_j}{\partial Y_8} \Delta Y_8 + \frac{\partial f_j}{\partial Y_{11}} \Delta Y_{11} = 0, \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (124)$$

Burada $\Delta Y_i = Y_i^{(2)} - Y_i^{(1)}$, $i = 4, 6, 8, 11$: hesaplanan son değerin bir önceki adımda hesaplanan değerden farkını göstermektedir. (124) denklem takımındaki f_j ler ve bunların mol oranlarına göre kısmi türevleri önceki iterasyon adımında elde edilen değerlere bağlı olarak hesaplanmaktadır. Aşağıda; katsayılar matrisinin elemanlarını belirlerken mol oranlarının herhangi bir mol oranına göre kısmi türevi

$$T_{ij} = \frac{\partial Y_i}{\partial Y_j}, \quad i = 1, 2, 3, 5, 7, 9, 10; \quad j = 4, 6, 8, 11$$

şeklinde gösterilecektir. (98 ÷ 104) eşitliklerinden aşağıdaki kısmi türevler elde edilmiştir.

$$T_{14} = 0.5C_1 / Y_4^{1/2}$$

$$T_{28} = 0.5C_2 / Y_8^{1/2}$$

$$T_{311} = 0.5C_3 / Y_{11}^{1/2}$$

$$T_{54} = 0.5C_5 Y_8^{1/2} / Y_4^{1/2}$$

$$T_{711} = 0.5C_7 Y_8^{1/2} / Y_{11}^{1/2}$$

$$T_{94} = C_9 Y_8^{1/2}$$

$$T_{98} = 0.5C_9 Y_4 / Y_8^{1/2}$$

$$T_{106} = C_{10} Y_8^{1/2}$$

$$T_{108} = 0.5C_{10} Y_6 / Y_8^{1/2}$$

Katsayılar matrisi [A] ile gösterilirse, bu matrisin elemanları A_{ij} , $i = 1, \dots, 4$; $j = 1, \dots, 4$ şeklinde olacaktır. Sözkonusu A_{ij} elemanları aşağıdaki gibi yazılmıştır:

$$A_{11} = \frac{\partial f_1}{\partial Y_4} = T_{14} + 2 + T_{54} + 2T_{94}$$

$$A_{12} = \frac{\partial f_1}{\partial Y_6} = -d_1(1 + T_{106})$$

$$A_{13} = \frac{\partial f_1}{\partial Y_8} = T_{58} + 2T_{98} - d_1 T_{108}$$

$$A_{14} = \frac{\partial f_1}{\partial Y_{11}} = 0$$

$$A_{21} = \frac{\partial f_2}{\partial Y_4} = T_{54} + T_{94}$$

$$A_{22} = \frac{\partial f_2}{\partial Y_6} = 1 + 2T_{106} - d_2(1 + T_{106})$$

$$A_{23} = \frac{\partial f_2}{\partial Y_8} = T_{28} + T_{58} + T_{78} + 2 + T_{98} + 2T_{108} - d_2 T_{108}$$

$$A_{24} = \frac{\partial f_2}{\partial Y_{11}} = T_{711}$$

$$A_{31} = \frac{\partial f_3}{\partial Y_4} = 0$$

$$A_{32} = \frac{\partial f_3}{\partial Y_6} = -d_3(1 + T_{106})$$

$$A_{33} = \frac{\partial f_3}{\partial Y_8} = T_{78} - d_3 T_{108}$$

$$A_{34} = \frac{\partial f_3}{\partial Y_{11}} = T_{311} + T_{711} + 2$$

$$A_{41} = \frac{\partial f_4}{\partial Y_4} = T_{14} + 1 + T_{54} + T_{94}$$

$$A_{42} = \frac{\partial f_4}{\partial Y_6} = 1 + T_{106} + d_4(1 + T_{106})$$

$$A_{43} = \frac{\partial f_4}{\partial Y_8} = T_{28} + T_{58} + T_{78} + 1 + T_{98} + T_{108} + d_4 T_{108}$$

$$A_{44} = \frac{\partial f_4}{\partial Y_{11}} = T_{311} + T_{711} + 1$$

Sonuç matrisi (sağ taraf matrisi) [B] ile gösterilecek olursa, bu matrisin elemanları (B_i , $i=1, \dots, 4$) aşağıdaki bağıntılardan belirlenebilir:

$$\begin{aligned}
B_1 &= -f_1 = -(Y_1 + 2Y_4 + Y_5 + 2Y_9) + d_1(Y_6 + Y_{10}) \\
B_2 &= -f_2 = -(Y_2 + Y_5 + Y_6 + Y_7 + 2Y_8 + Y_9 + 2Y_{10}) + d_2(Y_6 + Y_{10}) \\
B_3 &= -f_3 = -(Y_3 + Y_7 + 2Y_{11}) + d_3(Y_6 + Y_{10}) \\
B_4 &= -f_4 = 1 - d_4(Y_6 + Y_{10}) - \sum_{i=1}^{11} Y_i
\end{aligned}$$

Böylece, $[A] [\Delta Y] = [B]$ şeklinde bir lineer denklem takımı kurulmuş olur. (124) eşitliği ile verilen lineer denklem takımı; yukarıda elemanları belirlenen matris denklemine dönüştürüldükten sonra Gauss-Eliminasyon yöntemi ile çözülmektedir. Her adımda hesaplanan ΔY_i değerleri kullanılarak yeni mol oranları

$$Y_i^{(2)} = Y_i^{(1)} + \Delta Y_i, \quad i=4, 6, 8, 11$$

şeklinde belirlenebilir. Düzeltilmiş mol oranları değerleri kullanılarak yeni bir matris denklemini oluşturulup çözümlenerek tekrar düzeltilmiş mol oranları hesaplanabilir. İteratif işlem, ΔY_i değerleri belirli bir değerden küçük oluncaya kadar sürdürülür.

Motor çevrimini hesaplamak için oluşturulan diferansiyel denklem takımını çözebilmek için termodinamik özelliklerin ve bunların sıcaklık ve basınca göre kısmi türevlerinin de hesaplanması gerektiği önceki bölümlerde vurgulanmıştır. Bu nedenle yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin ve bu özelliklerin p ve T 'ye göre kısmi türevlerinin hesabı da bu bölümde incelenecektir. Kimyasal denge durumundaki yanma ürünlerinin konsantrasyonları sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle termodinamik özelliklerin basınç ve sıcaklığa göre kısmi türevleri hesaplanırken, mol oranlarının kısmi türevleri de gerekmektedir. Mol oranlarının kısmi türevlerinin hesabı aşağıdaki şekilde gerçekleştirilmektedir.

(110) eşitliğinin p ve T 'ye göre kısmi türevleri alınır;

$$\frac{\partial f_j}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial Y_4} \frac{\partial Y_4}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial Y_6} \frac{\partial Y_6}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial Y_8} \frac{\partial Y_8}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial Y_{11}} \frac{\partial Y_{11}}{\partial T} = 0, \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (125)$$

$$\frac{\partial f_j}{\partial p} + \frac{\partial f_j}{\partial Y_4} \frac{\partial Y_4}{\partial p} + \frac{\partial f_j}{\partial Y_6} \frac{\partial Y_6}{\partial p} + \frac{\partial f_j}{\partial Y_8} \frac{\partial Y_8}{\partial p} + \frac{\partial f_j}{\partial Y_{11}} \frac{\partial Y_{11}}{\partial p} = 0, \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (126)$$

şeklinde dörder tane dört bilinmeyenli denklem elde edilir. Bu denklemlerdeki [A] katsayılar matrisini oluşturan $\partial f/\partial Y_i$ değerleri daha önce hesaplanmıştı. Bilinmeyenler matrisi $\partial Y_i/\partial T$ ya da $\partial Y_i/\partial p$; (i = 4, 6, 8, 11), terimlerinden oluşmaktadır. Sağ taraf matrisi ise; $\partial f_j/\partial T$ ya da $\partial f_j/\partial p$ terimlerinden oluşacaktır. Bu terimler aşağıdaki şekilde belirlendikten sonra p ve T' ye göre kısmi türevlerin hesaplanması için iki tane matris denklemi kurulmuş olacaktır.

$$D_i = \frac{Y_i}{C_i} \quad , \quad i=1, 2, 3, 5, 7, 9, 10 \quad (127)$$

şeklinde tanımlansın. (98 ÷ 104) eşitliklerinden D_i nin sadece Y_4, Y_6, Y_8, Y_{11} ' in fonksiyonu olduğu açık olarak görülmektedir. (127) den Y_i ler çekilip, (106 ÷ 109) denklemlerinde yerlerine konulduktan sonra bu denklemlerin p ve T' ye göre kısmi türevleri alınırsa f_j fonksiyonlarının kısmi türevleri aşağıdaki biçimde elde edilir:

$$\frac{\partial f_1}{\partial T} = \frac{\partial C_1}{\partial T} D_1 + \frac{\partial C_5}{\partial T} D_5 + 2 \frac{\partial C_9}{\partial T} D_9 - d_1 \frac{\partial C_{10}}{\partial T} D_{10} \quad (128-1)$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial T} = \frac{\partial C_2}{\partial T} D_2 + \frac{\partial C_5}{\partial T} D_5 + \frac{\partial C_7}{\partial T} D_7 + \frac{\partial C_9}{\partial T} D_9 + 2 \frac{\partial C_{10}}{\partial T} D_{10} - d_2 \frac{\partial C_{10}}{\partial T} D_{10} \quad (128-2)$$

$$\frac{\partial f_3}{\partial T} = \frac{\partial C_3}{\partial T} D_3 + \frac{\partial C_7}{\partial T} D_7 - d_3 \frac{\partial C_{10}}{\partial T} D_{10} \quad (128-3)$$

$$\frac{\partial f_4}{\partial T} = \frac{\partial C_1}{\partial T} D_1 + \frac{\partial C_2}{\partial T} D_2 + \frac{\partial C_3}{\partial T} D_3 + \frac{\partial C_5}{\partial T} D_5 + \frac{\partial C_7}{\partial T} D_7 + \frac{\partial C_9}{\partial T} D_9 + \frac{\partial C_{10}}{\partial T} D_{10} + d_4 \frac{\partial C_{10}}{\partial T} D_{10} \quad (128-4)$$

p' ye göre kısmi türevler (128) denklem sisteminde $(\partial/\partial T)$ yerine $(\partial/\partial p)$ yazılarak elde edilebilir. C_i lerin p ve T' ye göre kısmi türevleri aşağıdaki gibi olur:

$$\frac{\partial C_1}{\partial T} = \frac{dK_1}{dT} / p^{1/2} \quad , \quad \frac{\partial C_2}{\partial T} = \frac{dK_2}{dT} / p^{1/2}$$

$$\frac{\partial C_3}{\partial T} = \frac{dK_3}{dT} / p^{1/2} \quad , \quad \frac{\partial C_5}{\partial T} = \frac{dK_5}{dT}$$

$$\frac{\partial C_7}{\partial T} = \frac{dK_7}{dT} \quad , \quad \frac{\partial C_9}{\partial T} = \frac{dK_9}{dT} p^{1/2}$$

$$\frac{\partial C_{10}}{\partial T} = \frac{dK_{10}}{dT} p^{1/2}, \quad \frac{\partial C_1}{\partial p} = -\frac{1}{2} \frac{C_1}{p}$$

$$\frac{\partial C_2}{\partial p} = -\frac{1}{2} \frac{C_2}{p}, \quad \frac{\partial C_3}{\partial p} = -\frac{1}{2} \frac{C_3}{p}$$

$$\frac{\partial C_5}{\partial p} = 0, \quad \frac{\partial C_7}{\partial p} = 0$$

$$\frac{\partial C_9}{\partial p} = \frac{1}{2} \frac{C_9}{p}, \quad \frac{\partial C_{10}}{\partial p} = \frac{1}{2} \frac{C_{10}}{p}$$

Yukarıdaki eşitliklerde dK_i/dT değerleri (97) eşitliğinin sıcaklığa göre türevi alınarak

$$\frac{dK_i}{dT} = \frac{1}{1000} K_i \ln(10) \left[\frac{A_i}{T_A} - \frac{B_i}{T_A^2} + D_i + 2E_i T_A \right], \quad i = 1, 2, 3, 5, 7, 9, 10 \quad (129)$$

$$T_A = \frac{T}{1000} \quad (130)$$

şeklinde elde edilir. Böylece, verilen herhangi bir p basınç, T sıcaklık ve ϕ ekivalans oranı için $\partial f_i/\partial T$ ve $\partial f_i/\partial p$ ' lerin sayısal değerleri; yukarıda açıklanan büyüklükler, (128-1,..,128-4) denklemlerinde yerlerine yazılarak hesaplanabilir. Bu şekilde, katsayılar matrisi ve sonuç matrisi (sağ taraf matrisi) belirlenmiş olur. Böylece bilinmeyenler matrisi $\partial Y_i/\partial T$ ya da $\partial Y_i/\partial p$ değerlerinden oluşacaktır. Bu matris denklemi, Gauss-Eliminasyon yöntemi kullanılarak çözülebilir ve $\partial Y_4/\partial T$, $\partial Y_6/\partial T$, $\partial Y_8/\partial T$, $\partial Y_{11}/\partial T$, $\partial Y_4/\partial p$, $\partial Y_6/\partial p$, $\partial Y_8/\partial p$, $\partial Y_{11}/\partial p$ değerleri hesaplanabilir. Diğer mol oranlarının ($Y_1, Y_2, Y_3, Y_5, Y_7, Y_9, Y_{10}, Y_{12}$) kısmi türevleri, hesaplanan kısmi türev değerlerine bağlı olarak aşağıdaki bağıntılardan belirlenebilir:

$$\frac{\partial Y_1}{\partial T} = \frac{1}{2} C_1 Y_4^{-1/2} \frac{\partial Y_4}{\partial T} + \frac{\partial C_1}{\partial T} Y_4^{1/2}$$

$$\frac{\partial Y_2}{\partial T} = \frac{1}{2} C_2 Y_8^{-1/2} \frac{\partial Y_8}{\partial T} + \frac{\partial C_2}{\partial T} Y_8^{1/2}$$

$$\frac{\partial Y_3}{\partial T} = \frac{1}{2} C_3 Y_{11}^{-1/2} \frac{\partial Y_{11}}{\partial T} + \frac{\partial C_3}{\partial T} Y_{11}^{1/2}$$

$$\frac{\partial Y_5}{\partial T} = \frac{1}{2} C_5 \left[Y_4^{-1/2} Y_8^{1/2} \frac{\partial Y_4}{\partial T} + Y_4^{1/2} Y_8^{-1/2} \frac{\partial Y_8}{\partial T} \right] + \frac{\partial C_5}{\partial T} Y_4^{1/2} Y_8^{1/2}$$

$$\frac{\partial Y_7}{\partial T} = \frac{1}{2} C_7 \left[Y_8^{-1/2} Y_{11}^{1/2} \frac{\partial Y_8}{\partial T} + Y_8^{1/2} Y_{11}^{-1/2} \frac{\partial Y_{11}}{\partial T} \right] + \frac{\partial C_7}{\partial T} Y_8^{1/2} Y_{11}^{1/2}$$

$$\frac{\partial Y_9}{\partial T} = C_9 \left[Y_8^{1/2} \frac{\partial Y_4}{\partial T} + \frac{1}{2} Y_4 Y_8^{-1/2} \frac{\partial Y_8}{\partial T} \right] + \frac{\partial C_9}{\partial T} Y_4 Y_8^{1/2}$$

$$\frac{\partial Y_{10}}{\partial T} = C_{10} \left[Y_8^{1/2} \frac{\partial Y_6}{\partial T} + \frac{1}{2} Y_6 Y_8^{-1/2} \frac{\partial Y_8}{\partial T} \right] + \frac{\partial C_{10}}{\partial T} Y_6 Y_8^{1/2}$$

$$\frac{\partial Y_{12}}{\partial T} = d_4 \left(\frac{\partial Y_6}{\partial T} + \frac{\partial Y_{10}}{\partial T} \right)$$

Mol oranlarının p' ye göre kısmi türev bağıntıları, sıcaklığa göre kısmi türevler alınarak elde edilmiş eşitliklerde $\partial/\partial T$ yerine $\partial/\partial p$ yazılarak belirlenebilir.

Yukarıda; belirli basınç, sıcaklık ve yakıt/hava ekivalans oranı değerleri için yanmış gaz karışımının yapısı ve karışımdaki her bir gaz elemanın mol oranları ve mol oranlarının sıcaklık ve basınca göre kısmi türevlerinin nasıl hesaplandığı açıklandı. Bundan sonra yanmış gaz karışımının termodinamik özellikleri ve bunların p ve T' ye göre kısmi türevleri aşağıdaki gibi kolayca belirlenebilir. $(MK)_{YG}$ yanmış gaz karışımının ortalama molekül kütlesi, R_{YG} gaz sabiti, h_{YG} yanmış gaz karışımının entalpisi ve ρ_{YG} gaz karışımının yoğunluğu aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$(MK)_{YG} = \sum_{i=1}^{12} Y_i (MK)_i \quad (131)$$

$$R_{YG} = \frac{R}{(MK)_{YG}} \quad (132)$$

$$h_{YG} = \sum_{i=1}^{12} \frac{Y_i h_i}{(MK)_{YG}} \quad (133)$$

$$\rho_{YG} = \frac{P}{R_{YG} T} 10^5 \quad (134)$$

Burada; $R = 8.31434$ J/mol K, p bar, $(MK)_{YG}$ kg/mol, ρ_{YG} kg/m³ dür. Karışımdaki her bir bileşenin entalpi, entropi, sabit basınçtaki özgül ısı gibi termodinamik özellikleri, termokimyasal tablolara eğri uydurularak elde edilmiş fonksiyonlardan hesaplanmaktadır [4], [27], [36], [39-41]. Bu fonksiyonlar (73 ÷ 75) eşitlikleriyle verilmektedir. Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünleri için bu fonksiyonlarda kullanılan katsayılar Tablo 6' da verilmiştir. Kısmi türevler aşağıdaki gibi belirlenebilir:

Tablo 6. Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesaplandığı polinom fonksiyonlarının katsayıları [4], [27].

	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
H	0.25000000 10 ¹	0	0	0	0	0.25471627 10 ⁵	-0.46011763
O	0.25420596 10 ¹	-0.27550619 10 ⁻⁴	-0.31028033 10 ⁻⁸	0.45510674 10 ⁻¹¹	-0.43680515 10 ⁻¹⁵	0.29230803 10 ⁵	0.49203080 10 ¹
H ₂	0.31001901 10 ¹	0.51119464 10 ⁻³	0.52644210 10 ⁻⁷	-0.34909973 10 ⁻¹⁰	0.36945345 10 ⁻¹⁴	-0.87738042 10 ³	-0.19629421 10 ¹
OH	0.28897814 10 ¹	0.10005879 10 ⁻²	-0.22048807 10 ⁻⁶	0.20191288 10 ⁻¹⁰	-0.39409831 10 ⁻¹⁵	0.38857042 10 ⁴	0.55566427 10 ¹
CO	0.29840696 10 ¹	0.1489139 10 ⁻²	-0.57899684 10 ⁻⁶	0.10364577 10 ⁻⁹	-0.6935355 10 ⁻¹⁴	-0.14245228 10 ⁵	0.63479156 10 ¹
NO	0.31890000 10 ¹	0.13382281 10 ⁻²	-0.52899318 10 ⁻⁶	0.95919332 10 ⁻¹⁰	-0.64847932 10 ⁻¹⁴	0.9828329 10 ⁴	0.67458126 10 ¹
O ₂	0.36219535 10 ¹	0.73618264 10 ⁻³	-0.19652228 10 ⁻⁶	0.36201558 10 ⁻¹⁰	-0.28945627 10 ⁻¹⁴	-0.12019825 10 ⁴	0.3615096 10 ¹
H ₂ O	0.27167633 10 ¹	0.29451374 10 ⁻²	-0.80224374 10 ⁻⁶	0.10226682 10 ⁻⁹	-0.48472145 10 ⁻¹⁴	-0.29905826 10 ⁵	0.66305671 10 ¹
CO ₂	0.44608041 10 ¹	0.30981719 10 ⁻²	-0.12392571 10 ⁻⁵	0.22741325 10 ⁻⁹	-0.15525954 10 ⁻¹³	-0.48961442 10 ⁵	-0.98635982
N ₂	0.28963194 10 ¹	0.15154866 10 ⁻²	-0.57235277 10 ⁻⁶	0.99807393 10 ⁻¹⁰	-0.65223555 10 ⁻¹⁴	-0.90586184 10 ³	0.61615148 10 ¹
Ar	0.25000000 10 ¹	0	0	0	0	-0.74537502 10 ³	0.43660006 10 ¹

$$\frac{\partial(\text{MK})_{\text{YG}}}{\partial T} = \sum_{i=1}^{12} (\text{MK})_i \frac{\partial Y_i}{\partial T} \quad (135)$$

$$\frac{\partial(\text{MK})_{\text{YG}}}{\partial p} = \sum_{i=1}^{12} (\text{MK})_i \frac{\partial Y_i}{\partial p} \quad (136)$$

Entalpi, (133) eşitliği ve (74) fonksiyonu kullanılarak aşağıdaki şekilde belirlenebilir.

$$h_{\text{YG}} = R_{\text{YG}} T \sum Y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \quad (137)$$

Entalpinin p ve T' ye göre kısmi türev bağıntıları (133) eşitliğinden aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\frac{\partial h_{\text{YG}}}{\partial T} = c_{p\text{YG}} = \frac{1}{(\text{MK})_{\text{YG}}} \left[\sum \left(Y_i \frac{\partial h_i}{\partial T} + h_i \frac{\partial Y_i}{\partial T} - h_i Y_i \frac{\partial(\text{MK})_{\text{YG}}}{\partial T} \right) \right] \quad (138)$$

$$\frac{\partial h_{\text{YG}}}{\partial p} = c_{T\text{YG}} = \frac{1}{(\text{MK})_{\text{YG}}} \left[\sum \left(h_i \frac{\partial Y_i}{\partial p} - \frac{h_i Y_i}{(\text{MK})_{\text{YG}}} \frac{\partial(\text{MK})_{\text{YG}}}{\partial p} \right) \right] \quad (139)$$

(138) ve (139) denklemleri (73), (74) fonksiyonları kullanılarak yeniden düzenlenirse aşağıdaki bağıntılar elde edilir.

$$c_{p\text{YG}} = R_{\text{YG}} \left\{ \sum_{i=1}^{12} \left[Y_i \left(\frac{c_p}{R} \right)_i + T \left(\frac{h}{RT} \right)_i \frac{\partial Y_i}{\partial T} \right] - T \frac{\partial(\text{MK})_{\text{YG}}}{\partial T} \sum_{i=1}^{12} Y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right\} \quad (140)$$

$$c_{T\text{YG}} = R_{\text{YG}} \left[\sum_{i=1}^{12} \left(\frac{h}{RT} \right)_i T \frac{\partial Y_i}{\partial p} - T \frac{\partial(\text{MK})_{\text{YG}}}{\partial p} \sum_{i=1}^{12} Y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right] \quad (141)$$

Yoğunluğun p ve T' ye göre kısmi türevleri (134) eşitliğinden aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\frac{\partial \rho_{YG}}{\partial T} = \frac{p}{RT} \left[\frac{\partial (MK)_{YG}}{\partial T} - \frac{(MK)_{YG}}{T} \right] 10^5 \quad (142)$$

$$\frac{\partial \rho_{YG}}{\partial p} = \frac{1}{RT} \left[(MK)_{YG} + p \frac{\partial (MK)_{YG}}{\partial p} \right] \quad (143)$$

Yukarıdaki formüllerde; p bar, T K, R_{YG} J/kgK, $(MK)_{YG}$ kg/mol, c_{pYG} J/kgK, c_{TYG} J/kgbar, ρ_{YG} kg/m³, $\partial \rho_{YG}/\partial T$ kg/m³K, $\partial \rho_{YG}/\partial p$ kg/J birimlerindedir.

2.3.2.3. Gazların Transport Özellikleri

İçten yanmalı motorlarda, motorun iş çevrimi süresince; kütle, momentum ve enerji transferi işlemleri gerçekleşmektedir. Bu transfer işlemlerine örnek olarak; sıvı yakıtın buharlaşması ve gazlarla yanma odası duvarları arasındaki ısı transferi verilebilir. Transfer işlemlerinin çoğu türbülanslı işlemlerdir ve akış özelliklerinden etkilenmektedirler. Bu tür işlemler genellikle; Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve Nusselt sayısı gibi boyutsuz sayılar arasında kurulan korrelasyonlarla karakterize edilmektedirler. Bu boyutsuz sayılar; viskozite, ısı iletkenlik ve diffüzyon katsayısı gibi akışkanın transport özelliklerini içermektedir [4]. Viskozite momentumun, diffüzyon maddenin ve ısı iletkenlik de enerjinin transportu ile ilişkilidir [84].

Bu çalışmada, ısı transferi katsayısının hesabı için gereken transport özellikleri ve boyutsuz sayılar; Heywood [4], Lavoie [73] ve Annand [77] tarafından verilen ampirik formüllerle hesaplanmıştır. Re Reynolds sayısı, Nu Nusselt sayısı ve Pr Prandtl sayısı aşağıdaki formüllerle tanımlanmaktadır.

$$Re = \frac{V_{pm} D}{\nu} \quad (144)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (145)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (146)$$

Burada V_{pm} ortalama piston hızı, D silindir çapı, μ dinamik viskozite katsayısı, ν kinematik viskozite katsayısı ($\nu = \mu/\rho$), h konvektif ısı transfer katsayısı, c_p sabit basınçtaki özgül ısı, k ısı iletkenlik katsayısıdır.

Motor çevrimi süresince taze dolgunun (yanmamış gaz karışımının) büyük bir bölümünü hava oluşturmaktadır. Bu nedenle taze karışımın Pr sayısı ve diğer transport özellikleri havanınkine eşit alınmaktadır [73], [77]. Bu çalışmada da Lavoie [73] ve Annand [77] tarafından verilen havanın Pr sayısı, taze karışımın Pr sayısı, yani

$$Pr_{TD} = 0.71$$

olarak alınmıştır. Yanma ürünlerinin Pr sayısı (Pr_{YG}) ise Heywood [4] tarafından verilen aşağıdaki formüllerle hesaplanmıştır.

$$Pr_{YG} = 0.05 + 4.2(\gamma_{YG} - 1) - 6.7(\gamma_{YG} - 1)^2 \quad ; \quad \phi \leq 1 \quad (147)$$

$$Pr_{YG} = \frac{0.05 + 4.2(\gamma_{YG} - 1) - 6.7(\gamma_{YG} - 1)^2}{1 + 0.015 \times 10^{-6} (\phi T)^2} \quad ; \quad 1 < \phi \leq 4 \quad (148)$$

Burada γ özgül ısılar oranıdır ($\gamma = c_p/c_v$). Taze dolgunun dinamik viskozitesi; hava için, sıcaklığa bağlı olarak verilmiş diyagramlara eğri uydurarak elde edilmiş aşağıdaki fonksiyonla hesaplanmaktadır [4], [73], [77].

$$\mu_{TD} = 4.710^{-7} T_{TD}^{0.645} \quad (149)$$

Yanma ürünlerinin dinamik viskozitesi; taze karışımın dinamik viskozitesini ϕ ekivalans oranına göre düzelterek bulunan aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmaktadır [4].

$$\mu_{YG} = \frac{\mu_{TD}}{1 + 0.027\phi} \quad (150)$$

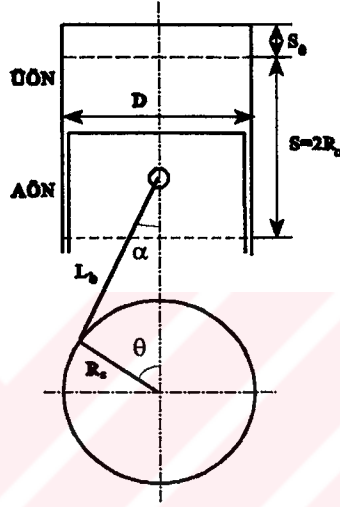
Isıl iletkenlik katsayısı; aşağıdaki formülle, yanmış ve yanmamış karışım için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

$$k_i = \frac{c_{pi} \mu_i}{Pr_i} \quad (151)$$

Burada i : TD (taze dolgu ya da taze karışım) veya YG (yanmış gaz karışımı) olabilir. Yukarıdaki eşitliklerde V_{pm} ortalama piston hızı m/s, h W/m²K, T K, c_p J/kgK, μ kg/ms, k J/msK, D m birimlerindedir. Böylece, yukarıda hesaplanan değerler kullanılarak yanmış ve yanmamış gaz karışımı için Re ve Pr sayıları belirlenmektedir.

2.3.3. Anlık Silindir Geometrisinin Belirlenmesi

Çevrim süresince krank mili açısına bağlı olarak silindir geometrisi de değişmektedir. Herhangi bir θ krank mili açısındaki $V(\theta)$ anlık silindir hacminin ve θ' ya göre türevinin, $H(\theta)$ anlık yanma odası yüksekliğinin ve anlık yanma odası toplam iç yüzey alanının belirlenmesi gerekmektedir. Silindir, piston, biyel ve krank mili Şekil 5' te şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 5. Silindir, piston, biyel ve krank milinin şematik olarak gösterilmesi

Şekil 5' teki geometriye göre herhangi bir krank mili açısında pistonun almış olduğu yol

$$L_p(\theta) = R_c(1 - \cos\theta) + L_b - \sqrt{L_b^2 - (R_c \sin\theta)^2}$$

olur. Böylece, herhangi bir θ açısında pistonun üst yüzeyinin silindirin üst yüzeyine olan uzaklığı aşağıdaki gibi olur.

$$H(\theta) = S_0 + L_b \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R_c \sin\theta}{L_b} \right)^2} \right] + R_c(1 - \cos\theta) \quad (152)$$

Burada; S_0 ölü hacime karşı gelen yanma odası yüksekliğidir ve

$$S_0 = \frac{S}{\varepsilon - 1}$$

dir, S strok uzunluğu, ε sıkıştırma oranı, R_c krank mili yarıçapı, L_b biyel kolu uzunluğudur. Sıkıştırma oranı: toplam silindir hacminin ölü hacime oranı olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca silindir geometrisi ile ilgili aşağıdaki ilişkiler kurulabilir.

$$\varepsilon = \frac{V_t}{V_0}$$

$$V_t = V_0 + V_s$$

$$V_0 = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}$$

$$V_t = \frac{\varepsilon V_s}{\varepsilon - 1}$$

Silindir geometrisi ile ilgili yazılan bu bağıntıları kullanarak anlık silindir hacmi

$$V(\theta) = V_0 + A_p H(\theta) \quad (153)$$

bağıntısından belirlenebilir. Burada A_p pistonun yüzey alanıdır. Buraya kadar yazılan eşitliklerden yararlanarak ve $R_c = S/2$, $V_s = A_p S$ yazılıp (153) eşitliği düzenlenerek

$$V(\theta) = V_t \left\{ \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left[\frac{1}{2} (1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} \frac{L_b}{R_c} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R_c \sin\theta}{L_b} \right)^2} \right) \right] + \frac{1}{\varepsilon} \right\} \quad (154)$$

sonucu elde edilir. (154) denkleminin θ 'ya göre türevi alınırsa $dV(\theta)/d\theta$ ya da \dot{V} için

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = V_t \left\{ \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left[\frac{1}{2} \sin\theta + \frac{1}{2} \frac{L_b}{R_c} \left[\left(1 - \frac{R_c^2 \sin^2\theta}{L_b^2} \right)^{-1/2} \frac{R_c^2}{L_b^2} \sin\theta \cos\theta \right] \right] \right\} \quad (155)$$

bağıntısı elde edilir. Anlık toplam yanma odası iç yüzey alanı yaklaşık olarak

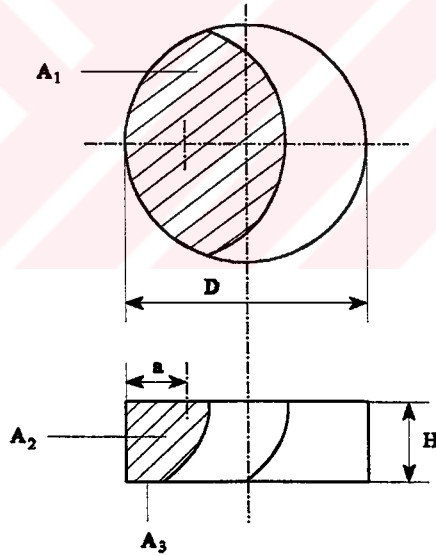
$$A_s(\theta) \cong \pi D H(\theta) + \frac{\pi D^2}{2} \quad (156)$$

olur. Yukarıdaki formüllerde; $H(\theta)$ m, $V(\theta)$ m³, \dot{V} m³/Rad, $A_s(\theta)$ m² ve θ Rad birimlerindedir.

2.3.4. Küresel Alev Geometrisinin Belirlenmesi

Önceki bölümlerde, yanma işleminin; buji etrafında başlayan, yaklaşık olarak küresel şekilde olan alevin yanma odası içinde ilerleyerek silindir dolgusunu aşama aşama yakması ile gerçekleştiği belirtilmişti. Türbülanslı alev yayılması modelinde alevin yüzey alanı ve ısı transferi hesabında gazların geçtiği silindir yüzeyi alanları; ayrıntıları aşağıda verilen küresel alev yayılması geometrik modeliyle hesaplanmıştır. Bu çalışmada Blizard ve Keck [46], Tabaczynski, Ferguson ve Radhakrishnan [47] ve Morel ve arkadaşları [71] tarafından kullanılan alev cephesi modelinin matematiksel formülasyonu kullanılmıştır.

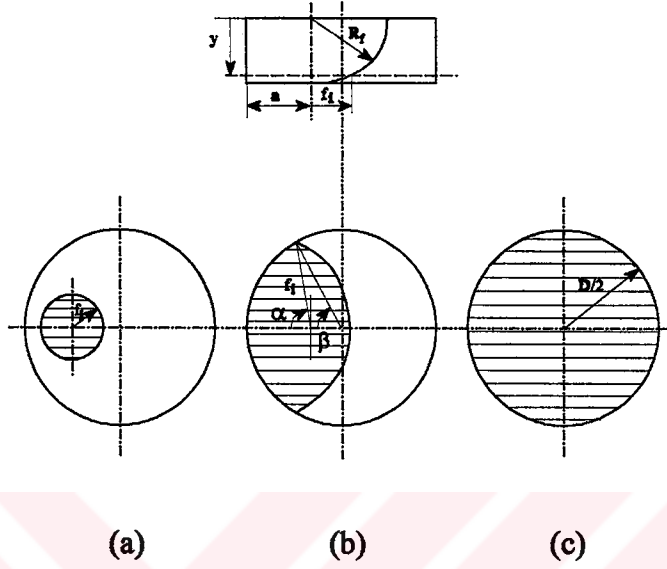
Burada düzenlemeler, disk şeklindeki bir yanma odası için yapılmıştır. Alev yayılma işleminin herhangi bir aşamasındaki geometrik şekli Şekil 6' da gösterilmektedir. Şekil 6' da A_1 , A_2 ve A_3 ; alev küresinin silindir duvarlarına değdiği yüzeylerin alanlarını, a ; bujinin yanma odası kenarına uzaklığını göstermektedir. Yanma süresince alev üç farklı geometride olabilir.



Şekil 6. Küresel alev geometrisi

Birincisi: alev yarıçapının a mesafesinden küçük olduğu durumdur. Bu durumda alev, silindirin sadece üst yüzeyine değer. İkincisi: alev yarıçapının a ' dan büyük olduğu fakat alevin yanma odasının tümünü doldurmadığı durumdur. Bu durumda, alev cephesinin bir bölümü yanma odasının yan duvarlarına değer. Üçüncü durumda; alev bütün yanma odasını doldurur ve bütün alev yüzeyi yanma odası duvarlarına değer. Aşağıda, belirli bir R_f yarıçapı için alev geometrisi;

R_f ' nin büyüklüğüne bağlı olarak yukarıda söz edilen üç durum gözönüne alınarak formüle edilecektir. Üç farklı alev geometrisi Şekil 7' de gösterilmektedir.



Şekil 7. Oluşabilecek farklı alev geometrileri

Yanma süresince alev yarıçapının en büyük değeri

$$R_{f\max} = \sqrt{(D - a)^2 + H(\theta)^2} \quad (157)$$

olacaktır. Alev cephesinin en alt noktasının yanma odasının üst yüzeyine olan uzaklığı x ile gösterilecek olursa;

$$R_f \leq H(\theta) \quad \text{için} \quad x = R_f$$

$$R_f > H(\theta) \quad \text{için} \quad x = H(\theta)$$

yazılabilir. $R_f \leq a$ durumu için bütün geometrik özellikler aşağıdaki bağıntılardan kolayca belirlenebilir.

$$V_f = \pi x \left(R_f^2 - \frac{x^2}{3} \right)$$

$$A_f = 2\pi R_f x$$

$$A_1 = \pi R_f^2$$

$$A_2 = 0$$

$$A_3 = \pi(R_f^2 - x^2)$$

$$A_D = A_1 + A_2 + A_3$$

Burada; V_f alevin kapladığı hacim, A_f alev cephesinin yüzey alanı, A_D alev cephesinin silindir yüzeylerine değen yüzey alanlarının toplamıdır.

İkinci durumda; yani $a < R_f < R_{\text{max}}$ durumunda, alev geometrisi Şekil 7b' deki gibi olur. Bu durum için geometrik özellikler Simpson sayısal integrasyon yöntemiyle belirlenmiştir. Burada R_f nin büyüklüğüne uygun olarak belirlenmiş bir x yüksekliği N tane dilime bölünmekte ve her adımda, başlangıçta $y_0 = 0$ olan y değeri Δy kadar artırılmakta ve her y_i değeri için geometrik özellikler hesaplanmaktadır. Sonunda alevin toplam hacmi, alev cephesinin toplam yüzey alanı ve alev cephesinin silindir yüzeylerine değen yüzeylerinin toplam alanı Simpson formülüyle hesaplanmaktadır. Bu düşüncelerle

$$\Delta y = \frac{x - x_0}{N} ; x_0 = 0$$

$$y_i = y_{i-1} + \Delta y ; i = 1, \dots, N$$

yazılabilir. Herhangi bir y_i yüksekliğinde Şekil 7b' deki gibi bir kesit alınırsa, geometrik özellikler için aşağıdaki integral ifadeleri yazılabilir.

$$V_f = \int_{x_0}^x b_i dy \quad (158)$$

$$A_f = \int_{x_0}^x \left(\frac{R_f P_i}{f_i} \right) dy \quad (159)$$

$$A_2 = \int_{x_0}^x q_i dy \quad (160)$$

Yukarıdaki eşitliklerde: b_i = kesik alev küresinin üst yüzey alanı, q_i = üst yüzeyden y_i uzaklığında silindirik yüzeye değen çevrenin uzunluğu ve P_i = alevin serbest yüzeyinin

çevresidir. Her adımda f_i değeri Şekil 7b' den

$$f_i = \sqrt{R_f^2 - y_i^2} \quad (161)$$

olarak hesaplanabilir. α_i ve β_i açıları ise ilgili şekil gözönüne alınarak aşağıdaki şekilde belirlenmiştir.

$$\alpha_i = \text{Arccos} \left[\frac{\frac{a}{D} - \left(\frac{a}{D}\right)^2 - \left(\frac{f_i}{D}\right)^2}{\left(1 - \frac{2a}{D}\right) \frac{f_i}{D}} \right] \quad (162)$$

$$\beta_i = \text{Arccos} \left\{ 1 + \frac{\left[\left(\frac{a}{D}\right)^2 - \left(\frac{f_i}{D}\right)^2 \right]}{\left(\frac{1}{2} - \frac{a}{D}\right)} \right\} \quad (163)$$

Sayısal integrasyon işleminin her adımında; hesaplanan f_i değerinin büyüklüğü gözönüne alınarak b_i , P_i ve q_i değerleri belirlenebilir. $f_i \leq a$ durumunda Şekil 7a 'dan

$$b_i = \pi f_i^2$$

$$P_i = 2\pi f_i$$

$$q_i = 0$$

$f_i \geq D-a$ durumunda Şekil 7c'den

$$b_i = \pi \frac{D^2}{4}$$

$$P_i = 0$$

$$q_i = \pi D$$

$a < f_i < (D-a)$ durumunda ise Şekil 7b' deki geometri gözönüne alınarak yukarıda sözü edilen büyüklükler aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$b_i = (\pi - \alpha_i) f_i^2 + \beta_i \left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{D}{2} \right) \sin \beta_i \left(\frac{D}{2} - a \right)$$

$$P_i = 2(\pi - \alpha_i) f_i$$

$$q_i = D\beta_i$$

Φ ile integrali alınacak herhangi bir büyüklük gösterilecek olursa, Simpson kuralına göre integrasyon

$$\int_{x_0}^x \Phi dy = \frac{\Delta y}{3} \left[\Phi_0 + \Phi_N + 4 \sum_{i=1}^{N/2} \Phi_{(2i-1)} + 2 \sum_{i=1}^{N/2} \Phi_{2i} \right] \quad (164)$$

bağıntısı ile gerçekleştirilebilir. Burada N, bir çift sayı olarak alınmalıdır. Yukarıda anlatılan integrasyon işlemi gerçekleştirildikten sonra V_f , A_f ve A_2 değerleri hesaplanmış olur. (161)' de $y_i = y_0$ alınarak f_0 , (162) ve (163)' te $f_i = f_0$ alınarak α_0 ve β_0 başlangıç değerleri hesaplanabilir. İntegre edilen büyüklüklerin Φ_0 başlangıç değerleri de f_0 , α_0 ve β_0 ' a bağlı olarak hesaplanabilir.

Böylece $a < R_f < R_{\max}$ durumu için V_f , A_f ve A_2 belirlenmiş olur. A_1 alev küresinin yanma odasının üst yüzeyine değme alanının b_0 olacağı açıktır. A_3 alt yüzeye değme alanı ise b_N 'e eşit olacaktır. Buradan toplam değme alanı: üç değme alanının toplamı şeklinde hesaplanabilir.

Alev geometrisinin üçüncü özel durumu; $R_f > R_{\max}$ olduğu durumdur. Bu durumda geometrik özellikler aşağıdaki gibi kolayca hesaplanabilir.

$$V_f = \pi \frac{D^2}{4} H(\theta)$$

$$A_f = 0$$

$$A_D = \pi \frac{D^2}{2} + \pi D H(\theta)$$

2.3.5. Isı Transferi Hesabı

Benzin motorları çevrimlerinin matematiksel modelleri kurulurken, silindir dolgusu ile yanma odası duvarları arasında transfer olan ısının da hesaplanması gerekmektedir. Bölüm 1.3.3.4' te; ısı transferi hesabı için çeşitli yaklaşımlar özetlenmişti. Bu çalışmada amaç: benzin motorları çevrimlerinin incelenmesi olduğu için pratik bir hesap yönteminin kullanılması düşünülmüştür. Daha önce de belirtildiği gibi motorlarda ısı transferi; konveksiyon ve radyasyonla gerçekleşmektedir. Isı transferi katsayısının hesabı için geliştirilmiş çeşitli ampirik bağıntılar, Borman ve Nishiwaki [78] tarafından verilmektedir. Bu formüllerden yaygın olarak kullanılanlardan biri: Annand' ın [77] geliştirdiği ampirik bağıntıdır. Bu çalışmada da ısı transferi, Annand' ın önerdiği bağıntı kullanılarak hesaplanacaktır. $(dQ_w/d\theta)$ ' nin genel ifadesi olan (10) eşitliği, Annand formülüne göre düzenlenirse;

$$\dot{Q}_{wi} = A_{wi} a \frac{k_i}{D} Re_i^b (T_i - T_w) + c(T_i^4 - T_w^4) \quad (165)$$

elde edilir. Burada a, b, c sabit sayılardır. $a = 0.35 \div 0.8$, $b = 0.7$, yanma ve genişleme işlemlerinde $c = 4.3 \times 10^{-9} \text{ W/m}^2\text{K}^4$, diğer durumlarda $c = 0$ alınabilir [78]. D silindir çapı, T_i yanmış gaz (YG) ya da yanmamış gaz (TD) sıcaklığı ve T_w gazların değdiği yüzey sıcaklığıdır. T_w , Ferguson ve arkadaşları [85] tarafından verilen aşağıdaki ampirik bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$T_w = T_{so} + R_w (\dot{Q}_{wYG} + \dot{Q}_{wTD}) \quad (166)$$

Burada: T_{so} efektif soğutucu sıcaklığı ($T_{so} \approx 350 \text{ K}$), R_w kondüktif resistans ($R_w = 0.01 \text{ K/W}$) dır.

Yukarıdaki formüllerdeki k_i (i ; TD ya da YG olabilir) ve Re_i 'nin hesaplanması ile ilgili ayrıntılar Bölüm 2.3.2.3' de verilmektedir. A_{wi} ısı transferi yüzey alanı ise her çevrim periyodunda farklı şekillerde belirlenmelidir. Sıkıştırma ve genişleme işlemleri süresince; $A_{wi} = A_{wTD}$: yanma odasının toplam iç yüzey alanı olacaktır. Yanma işlemi süresince ısı transferi, yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri için ayrı ayrı hesaplanmalıdır. Bu nedenle A_{wi} ; yanmış gazlar ve taze karışım için ayrı ayrı belirlenmiştir. Yanma işlemi sırasında, hesaplanan $V_{YG}(\theta)$ yanmış gazların hacmine karşı gelen toplam değme yüzeyi alanı; Bölüm 2.3.4' teki hesap

yöntemi kullanılarak Newton - Raphson iterasyonu ile hesaplanacaktır. Belirli bir V_{YG} hacmi için A_{YG} 'nin iteratif olarak belirlenmesi aşağıdaki şekilde özetlenebilir. Bir R_i değeri için iterasyonu yapılacak fonksiyon

$$f(R_i) = V_f(R_i) - V_{YG}(\theta)$$

olur. Burada

$$\frac{\partial f(R_i)}{\partial R_i} = A_f(R_i)$$

dir ve $V_f(R_i)$, $A_f(R_i)$ değerleri; Bölüm 2.3.4' te $R_f = R_i$ alınarak hesaplanan V_f ve A_f değerlerine karşı gelmektedir. Böylece iterasyonun herhangi bir adımında hesaplanan R_i değeri

$$R_{i+1} = R_i - \frac{f(R_i)}{A_f(R_i)}$$

şeklinde bulunur. Bu işlem, istenen yakınsama sağlanıncaya kadar sürdürülür. Sonuçta; V_{YG} 'ye karşı gelen R_{YG} yarıçapı belirlenmiş olur. Bu yarıçap için hesaplanan toplam değme yüzeyi alanı, A_{WYG} yanmış gazlar için ısı transferi yüzey alanıdır. Yanma işleminde, yanmamış bölge için toplam ısı transferi yüzey alanı ise toplam silindir iç yüzey alanı ile A_{WYG} 'nin farkına eşit olacaktır. Genişleme işleminde ise ısı transfer yüzey alanı: yanma odası toplam iç yüzey alanı olacaktır. Böylece, (165) eşitliğinden ısı transferi Watt biriminde hesaplanmış olur. \dot{Q}_w açılma hızına bölünerek [J/Rad] birimine dönüştürülebilir.

2.3.6. Motor Çevriminin Hesaplanması

Bölüm 2.2' de açık bir termodinamik sistemin termodinamik durumunu belirlemek amacıyla elde edilmiş (23) ve (25) denklemleri; Bölüm 2.3.1' de verilen varsayımlara dayalı olarak ve Bölüm 2.3.2 - 2.3.5' te hesaplanan büyüklükler kullanılarak motor çevrimi süresince silindir dolgusunun sıcaklık ve basıncını hesaplamak amacıyla çözülebilirler. Bu bölümde bütün çevrim periyodlarında sözü edilen temel denklemlerin düzenlenişi ve çözümü hakkında ayrıntılı bilgi verilecektir.

2.3.6.1. Yakıtın Özelliklerinin Hesaplanması

Bu çalışmada motor çevriminin matematiksel modeli; benzin motorlarında benzin, etanol ve benzin-etanol karışımlarının kullanılması durumlarında, motor çevriminin hesaplanmasına olanak verecek şekilde kurulmuştur. Bu nedenle çevrim hesabına başlamadan önce çevrim hesabı için gerekli yakıt ve yakıt karışımı özellikleri belirlenmelidir.

Önceki bölümlerde bir hidrokarbon yakıtın kapalı formülü $C_nH_mO_rN_k$ olarak verilmişti. Eğer motor yakıtı farklı iki yakıtın karışımından oluşuyorsa; bu durumda yakıtın kapalı formülü, X_v hacimsel karışım oranları kullanılarak belirlenebilir. n_e karışımındaki değişik elementlerin atom sayılarını göstermek üzere aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$n_e = \sum X_{vi} n_{ei} ; i = 1, 2 ; e = C, H, O, N$$

Burada 1 benzini, 2 etanolü göstermektedir. Diğer yakıt karışımı özellikleri de benzer şekilde aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\rho = \sum X_{vi} \rho_i$$

$$(MK) = \sum X_{vi} (MK)_{vi}$$

Burada ρ_1 kapalı formülü C_7H_{17} olan benzinin yoğunluğu ($\rho_1 = 0.69 \text{ g/cm}^3$), ρ_2 kapalı formülü C_2H_5OH olan etilalkolün yoğunluğu ($\rho_2 = 0.78927 \text{ g/cm}^3$) olarak alınmıştır. $(Y/H)_s$; $\phi = 1$ durumu için teorik (stoichiometric) yakıt/hava oranı, (28) denklemiyle verilen tam yanma

denkleminde; yakıtın mol kütlelerinin, havanın toplam kütlelerine oranı şeklinde her yakıt için ayrı ayrı hesaplanabilir ve

$$(Y/H)_i = \frac{(MK)_{Y_i}}{[(MK)_{O_2} + 3.7274(MK)_{N_2} + 0.0444(MK)_{Ar}](n_i + 0.25m_i - 0.5l_i)} \quad (167)$$

olur. Burada $i = 1, 2$: 1 = benzin, 2 = etanolü göstermektedir. Bundan sonra karışımın $(Y/H)_s$ değeri

$$(Y/H)_s = \sum (Y/H)_i X_{vi}$$

olarak hesaplanabilir.

1 kg yakıt içindeki çeşitli elementlerin ya da maddelerin kütleleri "elemansel bileşim" olarak da tanımlanmaktadır. Bu tanıma göre yakıtların ve karışımların elemansel bileşimleri aşağıdaki gibi belirlenebilir. Her bir yakıtın elemansel bileşimi

$$e'_i = \frac{(MK)_{ei} n_{ei}}{(MK)_{Y_i}} ; i = 1, 2$$

şeklinde yazılır ve karışımın elemansel bileşimi

$$e' = \sum e'_i X_{vi}$$

olur.

Yakıtların elemansel bileşimi hesaplandıktan sonra; her bir yakıtın ve yakıt karışımının alt ısıl değeri bulunmalıdır. Çeşitli yakıtların alt ısıl değerleri elemansel bileşime bağlı ampirik bağıntılardan, oluşum entalpisinden veya bomba kalorimetresi deneylerinden yararlanarak belirlenebilir. Burada alt ısıl değer elemansel bileşime bağlı olarak Mendeleyev formülünden

$$(AID)_i = 3391C'_i + 125.6H'_i - 10.89(O'_i - S'_i) - 2.51(9H'_i + W'_i) \quad [MJ/kg] \quad (168)$$

$$(AID) = \sum (AID)_i X_{vi}$$

şeklinde hesaplanacaktır. Bu çalışmada yakıtın kükürt ve su içermediği varsayıldığı için S' , $W'=0$ olacaktır.

Motorlarda benzin-etanol karışımları kullanıldığında; α hava fazlalık katsayısı ya da ϕ ekivalans oranı benzine göre farklı olmaktadır. benzin-etanol karışımları için hava fazlalık katsayısı, Bayraktar [86] tarafından verilen ve karbüratördeki yakıt ve hava debileri gözönüne alınarak düzenlenen aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$\frac{1}{\phi} = \alpha = \frac{1}{\phi_1} \frac{(Y/H)_b}{(Y/H)_{b1}} \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho}} \quad (169)$$

2.3.6.2. Emme İşlemi

Emme işlemi ve emme işlemine bağlı olarak hesaplanan bazı büyüklükler (volumetrik verim, artık gazlar katsayısı, vb.), Bayraktar [86]' da açıklanan ve Durgun [87] tarafından geliştirilmiş olan yaklaşık hesap yöntemi ile belirlenecektir.

Taze dolgu içindeki artık gazların basıncı aşırı doldurmasız benzin motorları için, p_0 ortam basıncı olmak üzere

$$p_r = (1.05 \div 1.25)p_0$$

şeklinde seçilmektedir. Emilen taze hava, sıcak kanallardan geçerek silindire girene kadar (ΔT) kadar ısınır. Bu değer, benzin motorlarında ($0 \div 20$) °C düzeylerinde olmaktadır. Emilen havanın basıncı, emme sisteminin direncinden dolayı biraz azalır ve silindir içinde;

$$p_a = p_0 - \Delta p_a$$

düzeylerinde bir emme sonu basıncı oluşur. Δp_a basınç düşüşü; $(\beta^2 + \xi)$ toplam direnç katsayısı ve en dar kesitteki V_m hızına bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi) \frac{V_m^2}{2} 10^{-6} \rho_h \quad [\text{MPa}]$$

$$(\beta^2 + \xi) = 2.5 \div 4$$

$$V_m = 50 \div 130 \quad [\text{m/s}]$$

Bölüm 2.3.2.1' de tanımlı genel olarak verilen ve yakıt-hava-artık gaz karışımının yapısını belirlemek için kullanılan artık gazlar katsayısı aşağıdaki formülle hesaplanacaktır.

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon \phi_{ed} p_a - p_a} \quad (170)$$

Burada ϕ_{ed} ek doldurma katsayısıdır ve benzin motorları için $\phi_{ed} = (0.95 \div 1.12)$ olmaktadır. Bu çalışmada ϕ_{ed} , Durgun [87] tarafından verilen ($\phi_{ed} - n$) diyagramına eğri uydurarak elde edilmiş

$$\phi_{ed} = 3.39n10^{-5} + 0.9163$$

formülüyle devir sayısına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Emme sonu sıcaklığı

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (171)$$

bağıntısından hesaplanacaktır.

Emme sonunda emilen taze dolgunun kilomol sayısının, aynı hacmi dış ortam koşullarında doldurabilecek dolgunun kilomol sayısına oranı: volumetrik verim olarak adlandırılmaktadır ve

$$\eta_v = \phi_{ed} \frac{\varepsilon p_a}{\varepsilon - 1 p_0} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r} \quad (172)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir.

2.3.6.3. Sıkıştırma İşlemi

Sıkıştırma işlemi süresince; silindir içindeki kütlenin değişmediği yani herhangi bir kütle kaybının olmadığı ($\dot{m} = 0$) varsayılmıştır. Silindir dolgusu; emme işlemi sonunda silindire dolan yakıt buharı, hava ve bir önceki çevrimden kalan artık gazların karışımından oluşmaktadır. sıkıştırma periyodu; emme işlemi sonundan, ateşlemenin yapıldığı krank açısına kadar silindir dolgusunun yani taze karışımın sıkıştırılması şeklinde gerçekleşmektedir. Bölüm 2.3.2.1' de açıklanan taze karışımın durum değiştirilmesiyle ilgili varsayımlar da gözönüne alınarak (23, 25-27) denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\dot{T}_{TD} = \frac{B_{TD}}{A_{TD}} \left[-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{\dot{Q}_{WTD}}{B_{TD} m_{TD}} \right] \quad [K/Rad] \quad (173)$$

Burada

$$A_{TD} = \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{TD} \frac{1}{\rho_{TD}} + c_{pTD}$$

$$B_{TD} = \frac{1}{\left(\partial p / \partial p \right)_{TD}}$$

dir. Sıkıştırma işlemi süresince silindir içindeki kütlenin sabit kaldığı kabul edilmektedir. Böylece m_{TD} ; emme işlemi sonunda yanma odası içindeki taze dolgunun toplam kütlesi olacaktır ve taze dolgunun emme sonu özelliklerinden (p_b , T_a) ve sıkıştırma başlangıcındaki toplam yanma odası hacminden hesaplanabilir. Yani silindir içindeki toplam kütle aşağıdaki bağıntıdan bulunabilir.

$$m_T = \frac{V}{v_{TD}}$$

Burada v_{TD} emme sonu koşullarındaki taze karışımın özgül hacmidir. Emme ve eksoz stroklarının dışındaki diğer çevrim stroklarında da silindir içindeki kütlenin değişmediği

varsayıldığından, yukarıda hesaplanan m_T değeri yanma ve genişleme periyodlarında da toplam kütle olarak alınacaktır. (173) denklemindeki termodinamik özelliklerle ilgili kısmi türevler Bölüm 2.3.2.1' de , anlık silindir hacmi ve bu hacmin krank açısına göre türevi Bölüm 2.3.3' deki hesap yöntemleri ile belirlenebilir. \dot{Q}_{wTD} ise (165) denkleminin yanmamış taze karışım için düzenlenmesi ile elde edilen

$$\dot{Q}_{wTD} = A_{wTD} a \frac{k_{TD}}{D} Re_{TD}^b (T_{TD} - T_w) \quad [J/Rad]$$

bağıntısından belirlenebilir. Burada A_{wTD} ' nin yanma odası toplam iç yüzey alanına eşit alınacağı açıktır. Silindir basıncı için diferansiyel denklem ise (23) denklemini düzenlenerek aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\dot{p}_{TD} = \frac{10^{-5} \rho_{TD}}{\left(\frac{\partial p}{\partial p}\right)_{TD}} \left[-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho_{TD}} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_{TD} \dot{T}_{TD} \right] \quad [bar/Rad] \quad (174)$$

Böylece; sıkıştırma işleminin herhangi bir anında, bir önceki krank mili açısında hesaplanmış p_{TD} , T_{TD} değerleri kullanılarak basınç ve sıcaklık için birer birinci mertebeden adi diferansiyel denklem elde edilmiş olur. Belirli bir θ krank açısında silindir dolgusunun termodinamik durumunu belirlemek için, (173) ve (174) denklemleri Euler Predictor-Corrector yöntemi ile integre edilebilir.

Euler Predictor-Corrector yöntemi, predictor ve corrector formüllerinden oluşmaktadır. Euler formülü olan predictor formülü ile ilk tahmin değeri hesaplanmaktadır. Yukarıda elde edilen adi diferansiyel denklemler

$$\frac{d\Phi_i}{d\theta} = f_i(X_1(\theta), X_2(\theta), \dots, \theta) \quad ; \quad i = 1, \dots, n$$

yapısındadır. Burada Φ_i : T ya da p gibi herhangi bir değişken olabilir, $X_1(\theta)$, $X_2(\theta)$,... ise p, T ve θ ' ya bağlı olan herhangi bir özelliktir. Predictor formülü ile ilk yaklaşım yapılır. Krank açısı $\Delta\theta$ kadar arttırıldığında ilk yaklaşım Euler formülü kullanılarak

$$\Phi_i^{(0)}(\theta + \Delta\theta) = \Phi_i(\theta) + \Delta\theta [f_i(X_1(\theta), X_2(\theta), \dots, \theta)] \quad (175)$$

şeklinde bulunur. İkinci ve sonraki yaklaşımlar corrector formülü uygulanarak

$$\begin{aligned} \Phi_i^{(k)}(\theta + \Delta\theta) &= \Phi_i(\theta) + 0.5\Delta\theta [f_i(X_1(\theta), X_2(\theta), \dots, \theta) + f_i(X_1^{(k-1)}(\theta + \Delta\theta), X_2^{(k-1)}(\theta + \Delta\theta), \dots, (\theta + \Delta\theta))] ; \\ k &= 1, 2, 3, \dots \end{aligned} \quad (176)$$

bağıntılarından elde edilir. Corrector formülüyle hesaplanan $\Phi_i^{(k)}(\theta + \Delta\theta)$ değeri bir önceki iterasyon adımında hesaplanan $\Phi_i^{(k-1)}(\theta + \Delta\theta)$ değeri ile karşılaştırılır. İstenen yakınsaklık sağlanamamışsa $k = 2$ alınarak iterasyon sürdürülür. Aradaki fark istenen sınırı aşmıyorsa hesaplanan son Φ_i değeri doğru çözüm olarak alınır. Bundan sonra $i = 2$ alınarak bir sonraki krank mili açısı için denklemler benzer yolla çözülür.

2.3.6.4. Yanma İşlemi

Sıkıştırmanın sonlarına doğru ateşlemeden hemen sonra yanma işlemi başlar. Buji etrafında oluşan alevin yanma süresince yanma odası içinde küresel biçimde ilerlediği varsayılmaktadır. Silindir dolgusunun termodinamik durumu; anlık olarak alev cephesinin arkasında, tamamen yanmış gazlardan oluşan bir bölgenin ve alev cephesinin önünde, yanmamış yakıt-hava-artık gaz karışımından oluşan diğer bir bölgenin bulunduğu varsayılarak belirlenmiştir. Bu nedenle yanma periyodunda yanmış ve yanmamış bölgeler için iki ayrı diferansiyel denklem takımı oluşturulmuştur. Yanmamış bölge için (23) ve (25) denklemleri düzenlenirse;

$$\dot{T}_{TD} = \left(\frac{B}{A}\right)_{TD} \left[\left(\frac{\dot{m}}{m}\right)_{TD} \left(1 - \frac{h_{TD}}{B_{TD}}\right) - \left(\frac{\dot{V}}{V}\right)_{TD} + \frac{1}{(Bm)_{TD}} (-\dot{Q}_{wTD} + (\dot{m}h)_{TD}) \right] \quad (177)$$

$$\dot{p}_{TD} = 10^{-5} \left(\frac{\rho}{\partial\rho/\partial p}\right)_{TD} \left[-\left(\frac{\dot{V}}{V}\right)_{TD} - \left(\frac{\partial p/\partial T}{\rho}\right)_{TD} \dot{T}_{TD} + \left(\frac{\dot{m}}{m}\right)_{TD} \right] \quad (178)$$

denklemleri bulunur. Burada da (26) ve (27) eşitlikleri yanmamış gazlar için düzenlenirse;

$$A_{TD} = c_{pTD} + \frac{(\partial p/\partial T)_{TD}}{(\partial\rho/\partial p)_{TD}} \frac{1}{\rho_{TD}}$$

$$B_{TD} = \frac{1}{(\partial p / \partial p)_{TD}}$$

elde edilir. Yanmış bölge için ise benzer şekilde

$$\dot{T}_{YG} = \left(\frac{B}{A} \right)_{YG} \left[\left(\frac{\dot{m}}{m} \right)_{YG} \left(1 - \frac{h_{YG}}{B_{YG}} \right) - \left(\frac{\dot{V}}{V} \right)_{YG} + \frac{1}{(Bm)_{YG}} (-\dot{Q}_{wYG} - (\dot{m}h)_{TD}) \right] \quad (179)$$

$$\dot{p}_{YG} = 10^{-5} \left(\frac{\rho}{\partial \rho / \partial p} \right)_{YG} \left[- \left(\frac{\dot{V}}{V} \right)_{YG} - \left(\frac{\partial \rho / \partial T}{\rho} \right)_{YG} \dot{T}_{YG} + \left(\frac{\dot{m}}{m} \right)_{YG} \right] \quad (180)$$

bağıntıları yazılabilir. Burada ise (26) ve (27) eşitlikleri yanmış gazlar için düzenlenerek;

$$A_{YG} = c_{pYG} + \left(\frac{\partial \rho / \partial T}{\partial \rho / \partial p} \right)_{YG} \left[\frac{1}{\rho_{YG}} - 10^{-5} \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_{YG} \right]$$

$$B_{YG} = \frac{1}{(\partial \rho / \partial p)_{YG}} \left[1 - 10^{-5} \left(\rho \frac{\partial h}{\partial p} \right)_{YG} \right]$$

elde edilebilir.

Yanma işleminin matematiksel modelinde; ateşlemeden sonraki ilk krank mili açısında silindir dolgusunun termodinamik durumu, taze karışımın; başlangıçta sabit basınç altında adyabatik olarak yandığı varsayılarak belirlenmiştir. Bu durumda, yanmış gazların ilk sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığı olarak hesaplanmıştır. Adyabatik yanma durumunda

$$h_{TD}(T_0, p_0, \phi) = h_{YG}(T_{ad}, p_0, \phi)$$

olacaktır. Burada T_{ad} adyabatik alev sıcaklığıdır. Bölüm 2.3.4' te anlatılan Newton - Raphson iterasyon yöntemiyle adyabatik alev sıcaklığı iteratif olarak belirlenebilir. T_1 ilk tahmin değeri olmak üzere

$$T_{i+1} = T_i - \frac{[h_{YG}(T_i, p_0, \phi) - h_{TD}(T_0, p_0, \phi)]}{c_{pYG}} ; \quad i = 1, 2, 3, \dots$$

şeklinde iterasyon yapılabilir. İterasyonun her adımında; yanmış gaz karışımının özellikleri, hesaplanmış yeni sıcaklık için Bölüm 2.3.2.2' deki hesap yöntemiyle bulunur. T_i ile T_{i+1} arasındaki fark, istenilen sınırlar içinde olduğu zaman $T_{ad} = T_{i+1}$ alınabilir.

Yukarıda; yanma işlemi için oluşturulan (177-180) denklemlerinin çözülebilmesi için öncelikle denklemlerdeki bütün terimlerin sayısal değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Gazların termodinamik özellikleri ve bunların p ve T ' ye göre kısmi türevleri bilinen p , T ve ϕ değerleri kullanılarak Bölüm 2.3.2.1 ve Bölüm 2.3.2.2' deki hesap yöntemleriyle hesaplanabilir. Her bir bölge için ısı transferinin θ' ya göre türevi, Bölüm 2.3.5' te anlatıldığı gibi hesaplanabilir.

Belirli bir krank açısında yanmış ve yanmamış gazların kütlelerinin ve bu kütlelerin θ' ya göre türevlerinin hesaplanması gerekir. m_i ve \dot{m}_i ($i = TD, YG$) değerleri bilinirse her bölgenin toplam hacimleri de belirlenebilir. Yanma işlemi süresince yanan kütle miktarının hesaplanması ile ilgili çeşitli yöntemler, Bölüm 1.3.3.3' te ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Bu çalışmada; ateşlemeden sonraki ilk adımda yanan kütle miktarı ve yanan kütlelerin θ' ya göre türevi, (4) eşitliği ile verilen kosinüs yanma oranı formülünden hesaplanacaktır. Sonraki hesap adımlarında yanmış gazların m_{YG} kütlesi ve yanmış gaz kütlelerinin θ' ya göre \dot{m}_{YG} türevi, ilk olarak Blizzard ve Keck [46] tarafından ortaya konulan ve daha sonra Beratta ve arkadaşları [45] ve Keck [1] tarafından geliştirilen türbülanslı alev yayılması modeli kullanılarak hesaplanacaktır.

Her krank açısı adımında hesaplanan ρ_{TD} değeri, aşağıda anlatıldığı şekilde belirlenen alev cephesinin A_f yüzey alanı, U_T , l_T karakteristik türbülans büyüklükleri, S_l laminar alev hızı değerleri kullanılarak yanmış kütle için; Beratta, Rashidi ve Keck [45] ve Keck [1] tarafından verilen diferansiyel denklemler düzenlenmiştir. Böylece; alev içine çekilen kütle ve yanmış kütle için birer adi diferansiyel denklem elde edilmiştir. Karakteristik büyüklükler; Keck' in [1], deneysel sonuçlara dayalı olarak elde ettiği aşağıdaki ampirik formüllerden yararlanarak hesaplanabilir.

$$U_o = U_T + S_l \quad (181)$$

$$U_T = 0.08 \bar{U}_E \left(\frac{\rho_{TD}}{\rho_o} \right)^{1/2} \quad (182)$$

$$l_T = 0.8 L_{ES} \left(\frac{\rho_E}{\rho_{TD}} \right)^{3/4} \quad (183)$$

Burada; ρ_E taze dolgunun emme sonu sıcaklığı, L_{ES} emme subabı kalkma miktarı, \bar{U}_E emilen gazların ortalama hızıdır ve

$$\bar{U}_E = \eta_V (A_p / A_{ES}) \frac{Sn}{30} \quad (184)$$

bağıntısından bulunabilir. Yukarıda; A_p piston alanı, S strok uzunluğu ve A_{ES} emme subabının maximum açıklık alanıdır.

A_f alev cephesi yüzey alanı; alevin kapladığı hacime (V_f' ye) karşı gelen alevin serbest yüzeyinin alanıdır. Bir başka deyişle; yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri arasındaki yüzeydir. Şekil 4' teki gibi alevin kapladığı hacmin: yanmış, yanmamış ve yanmakta olan taze gazları içerdiği varsayımına dayanarak $V_f(\theta)$ hacmi;

$$V_f(\theta) = V_{YG}(\theta) + \frac{(m_e(\theta) - m_{YG}(\theta))}{\rho_{TD}} \quad (185)$$

şeklinde hesaplanabilir. $V_f(\theta)$ hacmine denk gelen serbest yüzey alanı, Bölüm 2.3.5' te açıklandığı gibi; Bölüm 2.3.4' teki hesap yöntemi ile iteratif olarak belirlenebilir.

Türbülanslı alev yayılması matematik modeli için son olarak hesaplanması gereken büyüklük: S_1 laminer alev hızıdır. Bu çalışmada laminer alev hızı; Gülder [74] tarafından, izooktan (C_8H_{18}) ve izooktan-etanol karışımları için deneysel verilerden yararlanarak geliştirilen formüller kullanılarak hesaplanmıştır. $S_{10}(\phi)$: T_0 referans sıcaklığında ve P_0 referans basıncındaki yanma hızı olmak üzere, herhangi bir sıcaklık ve basınçtaki laminer alev hızı için Gülder [74] tarafından geliştirilen formül aşağıdaki gibidir.

$$S_1(\phi, T, p) = S_{10}(\phi) \left[\frac{T_{TD}}{T_0} \right]^\alpha \left[\frac{p}{p_0} \right]^\beta (1 - f\psi) \quad (186)$$

$$S_{10}(\phi) = ZW\phi^\eta \exp[-\xi(\phi - 1.075)^2] \quad (187)$$

Yukarıdaki formüllerde geçen α , β , Z , W , η , ξ sayılarının, çeşitli yakıtlar ve izooktan - etanol karışımları için Gülder [74] tarafından elde edilmiş değerleri, Tablo 7' de verilmektedir, f ise ψ' ye bağlı olarak; $0 \leq \psi \leq 0.3$ için $f = 2.5$ şeklinde seçilmektedir.

Tablo 7. Laminer alev hızının hesabı için gerekli katsayılar [74].

$P_0 = 1 \text{ bar}$ $T_0 = 300 \text{ °K}$	Z	W [m/s]	η	ξ	α	β $\phi \leq 1$	β $\phi \geq 1$
CH_4	1	0.422	0.15	5.18	2	-0.5	-0.5
C_3H_8	1	0.446	0.12	4.95	1.77	-0.2	-0.2
C_8H_{18}	1	0.4658	-0.326	4.48	1.56	-0.22	-0.22
CH_4O	1	0.492	0.25	5.11	1.75	$-0.2 / \sqrt{\phi}$	-0.2 ϕ
$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	1	0.465	0.25	6.34	1.75	$-0.17 / \sqrt{\phi}$	$-0.17 / \sqrt{\phi}$
$\text{C}_8\text{H}_{18} + \text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	$1 + 0.07 X_{v2}^{0.35}$	0.4658	-0.326	4.48	$1.56 + 0.23 X_{v2}^{0.46}$	$X_{v1} \beta_1 + X_{v2} \beta_2$	

Beratta ve arkadaşları [45] ve Keck [1], alev yayılma işleminin başlangıçta belirli bir süre laminer olarak gerçekleştiğini varsayarak (7) ve (8) temel denklemlerini aşağıdaki gibi yeniden düzenlemişlerdir.

$$\frac{dm_e}{d\theta} = \rho_{TD} A_f (U_T + S_1) \quad (188)$$

$$\frac{dm_{YG}}{d\theta} = \rho_{TD} A_f S_1 + \frac{(m_e - m_{YG})}{\tau} \quad (189)$$

$$\tau = \frac{l_T}{S_1} \quad (190)$$

Bu çalışmada da ilk yanma fazının laminer yanma olduğu ve l_T boyutundaki bir girdabın yanma süresi kadar bir sürenin sonunda tamamlandığı varsayılmıştır. Bu nedenle ilk yanma fazında bir alev bölgesi oluşmayacağından;

$$V_f(\theta) = V_{YG}(\theta) \quad ; \quad A_f = A_{YG}$$

$$m_e(\theta) = m_{YG}(\theta)$$

yazılabilir ve (188), (189) denklemleri

$$\frac{dm_e}{d\theta} = \frac{dm_{YG}}{d\theta} = \rho_{TD} A_f S_1 \quad (191)$$

şekline gelir. İlk yanma fazı tamamlandıktan sonra $\dot{m}_{YG}(\theta)$ için diferansiyel denklem, (189) eşitliğindeki gibi olur. Beratta ve arkadaşları [45] ve Keck [1], alev cephesinin silindirin en uzak noktasına ulaşmasından sonra yanmanın bir süre daha devam ettiğini gözlemişler ve bu son yanma fazında yanan kütle için θ' ya göre türevi için aşağıdaki üstel formülü geliştirmişlerdir.

$$\frac{\dot{m}_{YG}}{\dot{m}_{YGF}} = e^{-(\theta - \theta_F)/\tau} \quad (192)$$

Burada; \dot{m}_{YGF} alev silindirin en uzak noktasına ulaştığı andaki yanmış kütle, θ' ya göre türevi, θ_F yanma odasının diğer ucuna ulaşma süresidir.

Herhangibir krank mili açısında, bilinen m_{YG} , \dot{m}_{YG} ve özgül hacimler kullanılarak, m_T silindir içindeki toplam kütle olmak üzere;

$$m_T = m_{TD}(\theta) + m_{YG}(\theta)$$

$$\dot{m}_{TD}(\theta) = -\dot{m}_{YG}(\theta)$$

$$V_{YG}(\theta) = m_{YG}(\theta)v_{YG}(\theta)$$

$$\dot{V}_{TD}(\theta) = \dot{V}(\theta) - \dot{V}_{YG}(\theta)$$

eşitlikleri yazılabilir. Burada; $\dot{V}_{YG}(\theta)$ geri-yönlü sonlu farklar yöntemiyle türev alınarak hesaplanabilir.

Bu şekilde, yanma işlemi için oluşturulan (177-180) adi diferansiyel denklemlerindeki bütün terimlerin sayısal değerleri her krank mili açısında hesaplanmış olur. Her adımda basınç, sıcaklık ve yanan kütle için; bir önceki adımdaki değerler kullanılarak elde edilen diferansiyel denklemler, Bölüm 2.3.6.3' te anlatılan Euler Predictor-Corrector yöntemi kullanılarak birlikte integre edilir. Yanma süresince basıncın bütün yanma odası içinde homojen olduğu varsayılarak modelleme gerçekleştirildiği için her adımda yanmış ve yanmamış bölgeler için hesaplanan basınçlar eşit olmalıdır. Bir sonraki hesap adımına geçmeden önce hesaplanan termodinamik özellikler kullanılarak silindir basıncı, tam bir uygunluk sağlamak amacıyla yeniden, ideal gaz denklemleri kullanılarak belirlenebilir, yani

$$p = p_{YG} = p_{TD} = \frac{m_{TD}R_{TD}T_{TD} + m_{YG}R_{YG}T_{YG}}{V}$$

yazılabilir.

2.3.6.5. Genişleme İşlemi

Yanma odası içindeki taze dolgunun tümü yandıktan sonra genişleme işlemi başlayacaktır. Genişleme işlemi süresince silindir dolgusunun tamamı yanmış gazlardan oluşmaktadır. Bu nedenle yanma işlemi süresince yanmış gazlar için yapılan varsayımlara dayalı olarak genişleme işlemi de modellenmiştir. Burada da silindir içindeki kütle değişmediği varsayılmaktadır. (23) ve (25 - 27) denklemleri genişleme işlemi için düzenlenirse,

$$\dot{T}_{YG} = \left(\frac{B}{A} \right)_{YG} \left[-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{\dot{Q}_{WYG}}{B_{YG} m_T} \right] \quad (193)$$

yazılır. Burada B_{YG} ve A_{YG} ifadeleri yanma işlemine benzer yapıda olacaktır. Böylece genişleme işlemi için;

$$\dot{p} = \dot{p}_{YG} = 10^{-5} \left(\frac{\rho}{\partial \rho / \partial p} \right)_{YG} \left[-\frac{\dot{V}}{V} - \left(\frac{\partial p / \partial T}{\rho} \right)_{YG} \dot{T}_{YG} \right] \quad (194)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemlerdeki, gazların termodinamik özellikleriyle ilgili terimler, Bölüm 2.3.2.2' de anlatıldığı gibi, ve toplam silindir hacmi ile ilgili terimler de Bölüm 2.3.3' teki (154) ve (155) formülleriyle hesaplanabilir. Isı transferi ile ilgili terim; Bölüm 2.3.5' te anlatıldığı şekilde, ısı transferi toplam yüzey alanını; o andaki yanma odası toplam iç yüzey alanı olarak hesaplanabilir. Her krank açısında, (193) ve (194) denklemleri sıkıştırma ve yanma işlemlerindeki gibi integre edilerek genişleme işlemi süresince silindir dolgusunun termodinamik durumu belirlenmiş olur.

2.3.6.6. Eksoz İşlemi

Eksoz sıcaklığı, Durgun [87] tarafından kullanılan ampirik formülle hesaplanmıştır. Emme işleminin başlangıcında, Bölüm 2.3.6.2' de tahminsel olarak hesaplanan T_r eksoz sıcaklığı ve p_r eksoz basıncı çevrim simülasyonu sonunda hesaplanan genişleme sonu özelliklerine bağlı olarak

$$T_r' = \frac{T_b}{\left(\frac{p_b}{p_r}\right)^{1/3}} \quad (195)$$

bağıntısından yeniden belirlenecektir. Eğer $|(T_r' - T_r)/T_{rs}| \leq 0.03$ ise çevrim simülasyonu tamamlanmıştır, eğer bu yakınsaklık sağlanamamışsa $T_r = T_r'$ alınarak çevrim hesabı yeniden yapılır.

2.3.6.7. Motor Performans Parametrelerinin Hesaplanması

Önemli motor performans parametreleri: döndürme momenti, efektif güç, ortalama efektif basınç, efektif verim ve özgül yakıt tüketimidir. Silindir içindeki gazların piston üzerinde yaptığı iş de çevrim hesabı içinde belirlenebilir. Her krank açısı adımında $dW/d\theta$;

$$\dot{W} = \frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad [\text{J/Rad}] \quad (196)$$

şeklinde hesaplanarak ve diğer büyüklüklerle birlikte integre edilerek

$$W_i = W_{i-1} + \int_{\theta_{i-1}}^{\theta_i} p \frac{dV}{d\theta} d\theta \quad [\text{J}] \quad (197)$$

şeklinde bir motor çevrimi süresince W_φ toplam çevrim işi bulunabilir. Yalnızca genişleme süresince pistonun üst yüzeyine sabit olarak etki ettiği varsayılan ve gazların gerçek indike işine eşit işi veren basınç: ortalama indike basınç olarak tanımlanmaktadır, [87]. Bu tanıma göre ortalama indike basınç;

$$p_{mi} = \frac{W_\varphi}{V_s} \quad [\text{bar}] \quad (198)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu çalışmada geliştirilen matematiksel modelde; emme ve eksoz işlemlerinde supap zamanlaması gözönüne alınmadığı için bu şekilde hesaplanan p_{mi} 'nin gerçeğe uygun hale getirilmesi amacıyla bir yuvarlatma katsayısı ile düzeltilmesi gerekir. Böylece düzeltilmiş ortalama indike basınç;

$$P_{mid} = \Phi_i P_{mi} \quad (199)$$

olacaktır. Benzin motorlarında yuvarlatma katsayısı (0.94-0.97) arasında seçilmektedir [86, 87]. İndike verim; Ferguson [41] tarafından verilen bağıntı kullanılarak,

$$\eta_i = \frac{\left(\frac{w_e}{m_r}\right) [1 + \phi(Y/H)_s]}{\phi(Y/H)_s (1 - \psi)(AID)} \quad (200)$$

şeklinde hesaplanabilir. Pistona yalnızca genişleme süresince sabit olarak etki ettiği varsayılan ve W_e efektif işine eşit işi veren basınç ortalama efektif basınç olarak tanımlanmaktadır. Ortalama efektif basınç: silindir içindeki çevrim işine karşı gelen ortalama indike basınç ile mekanik kayıplar ortalama basıncının farkı olarak hesaplanmaktadır.

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mm} \quad [\text{bar}] \quad (201)$$

Burada p_{mm} mekanik kayıplar ortalama basıncıdır ve ampirik olarak silindir sayısı ve strok/çap oranına bağlı olarak;

$$p_{mm} = 0.49 + 0.0152V_{pm} \quad [\text{bar}] \quad ; Z \geq 6 \quad ; S/D > 1 \quad (202)$$

$$p_{mm} = 0.39 + 0.0132V_{pm} \quad [\text{bar}] \quad ; Z \leq 8 \quad ; S/D = 1 \quad (203)$$

$$p_{mm} = 0.34 + 0.0113V_{pm} \quad [\text{bar}] \quad ; Z \leq 6 \quad ; S/D < 1 \quad (204)$$

formüllerinden hesaplanabilir [86, 87]. N_e efektif güç, η_e efektif verim b_e özgül yakıt tüketimi ve M_d döndürme momenti aşağıdaki bağıntılardan yararlanarak belirlenebilir [86, 87].

$$N_e = \frac{p_{me} V_s Z n}{k 60} \quad (205)$$

$$\eta_e = \frac{p_{me} R T_0}{(Y/H)_s \phi(AID) p_0 \eta_v} \quad (206)$$

$$M_d = \frac{30 N_e}{\pi n} \quad [Nm] \quad (207)$$

$$b_e = \frac{3600}{(AID) \eta_e} \quad [kg/kWh] \quad (208)$$

2.3.6.8. Bilgisayar Programı

Benzin motorları çevrimlerini incelemek amacıyla; ayrıntıları Bölüm 2.3.6.1-2.3.6.7' de verilen matematiksel modele dayalı olarak bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Motor geometrisi (strok uzunluğu, silindir çapı, biyel uzunluğu, emme subabı geometrisi, sıkıştırma oranı), motor hızı, ekivalans oranı, yakıtın içerdiği değişik elementlerin atom sayıları (yakıtın kapalı formülü), ortam koşulları (ortam basınç ve sıcaklığı), eğer benzin-etanol karışımları için çevrim hesaplanacaksa benzin ve etanolün hacimsel karışım oranları ve bujinin silindir kenarına olan uzaklığı programa girilen büyüklüklerdir.

Programda; yakıt özellikleri Bölüm 2.3.6.1' deki gibi ve silindir dolgusunun emme sonu özellikleri Bölüm 2.3.6.2' deki şekilde belirlenmiştir. Sıkıştırma işleminin başlangıcından genişleme işleminin sonuna kadar, Bölüm 2.2' de silindir dolgusu için elde edilen $dp/d\theta$ ve $dT/d\theta$ adi diferansiyel denklemleri 1° lik krank mili açısı artımları seçilerek integre edilmiştir.

Sıkıştırma işlemi için Bölüm 2.3.6.3' te, yanma işlemi için Bölüm 2.3.6.4' te ve genişleme işlemi için Bölüm 2.3.6.5' te düzenlenmiş denklemler çeşitli terimler içermektedir. Bunlar : gazların termodinamik özellikleri, anlık silindir geometrisi, ısı transferi ve yanma işleminde anlık alev geometrisi ile ilgili terimlerdir. Bilgisayar programında, her strokta ve her krank mili açısında bu büyüklükleri hesaplamak için çeşitli alt programlar (subroutine' ler) oluşturulmuştur.

Sıkıştırma işlemi için başlangıç değerleri emme sonu özellikleridir. Yanma işlemi, sıkıştırmanın sonlarına doğru, üst ölü noktadan önce bir θ_s ateşleme açısında başlamaktadır ve silindir içinde yanmış ve yanmamış gazlardan oluşan iki farklı bölge oluşmaktadır. Yanma işleminin başlangıcında, ateşlemeden sonra silindir dolgusunun adyabatik olarak sıkıştırıldığı varsayımının yapıldığı, Bölüm 2.3.6.4' te belirtilmişti. Bu varsayıma dayanarak ateşlemeden 1°

krank açısı sonraki yanmış gaz sıcaklığı: adyabatik alev sıcaklığı olarak hesaplanmıştır. Adyabatik alev sıcaklığının iteratif olarak hesaplanmasıyla ilgili ayrıntılar Bölüm 2.3.6.4' te verilmektedir. Yanmış kütle için ilk yaklaşım ise kosinüs yanma oranı formülünden hesaplanmıştır.

Motor çevrimi hesaplanırken, bir θ_i krank mili açısında, ana programda ve alt programlarda ; bir önceki θ_{i-1} açısında hesaplanmış p ve T değerleri kullanılarak $dp/d\theta$ ve $dT/d\theta$ ' nin sayısal değerleri belirlenmektedir. Bu türev değerlerinden yararlanarak, ayrıntıları Bölüm 2.3.6.3' te verilen Euler Predictor-Corrector yöntemi ile çözüm için; p ve T' nin ilk yaklaşım değerleri predictor formülü (Euler formülü) ile hesaplanmaktadır. Daha sonra corrector formülü ile θ_i açısındaki p_i ve T_i değerleri iteratif olarak hesaplanmaktadır.

Genişleme işleminin sonuna kadar silindir dolgusunun durumu bu şekilde belirlenmektedir. Eksoz işlemi, bilgisayar programında; Bölüm 2.3.6.6' da verilen basit yöntemle, genişleme sonu özelliklerine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Hesaplanan eksoz gazları sıcaklığı seçilen değere istenen ölçüde yakın değilse, son hesaplanan değer kullanılarak çevrim simülasyonu yeni baştan yapılmaktadır. Bilgisayar programının sonunda; hesaplanan çevrim parametreleri kullanılarak, motorun performans parametreleri Bölüm 2.3.6.7' de verilen hesap yöntemiyle hesaplanmaktadır.

3. BULGULAR

3.1. Giriş

Bu bölümde; benzin motorlarında benzin, etil alkol ve benzin - etil alkol karışımlarının kullanılması durumlarında, motorun çevrim ve performans parametrelerinin nasıl etkileneceğinin ayrıntılı bir biçimde teorik olarak incelenmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla geliştirilen bilgisayar modeli uygulanarak; değişik çalışma koşullarında motor çevrimleri hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar çeşitli diyagramlar şeklinde sunulmuştur.

Teorik çalışmalarda geliştirilen matematiksel modelin güvenilir olduğunun anlaşılması için; bu modelle elde edilen sonuçların, deneysel sonuçlara ve güvenilirliği kanıtlanmış diğer teorik ve deneysel çalışmaların sonuçlarına belirli düzeylerde yakın olması gerekmektedir. Bu nedenle bu çalışmada öncelikle; geliştirilen bilgisayar modelinin sonuçları, literatürde verilen deneysel ve teorik çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra ise sunulan çalışmanın amacına uygun olarak; benzin, etanol ve çeşitli benzin - etanol karışımları için motor çevriminin teorik olarak hesaplanmasından elde edilen sonuçlar çeşitli diyagramlar şeklinde verilmiştir.

3.2. Sayısal Uygulama

İlk olarak; sunulan matematiksel yöntemin güvenilirliğinin kontrolü amacıyla, geliştirilen bilgisayar programı ile, literatürde çeşitli araştırmacılar [36], [37], [41], [46], [55], [58], [86] tarafından deneysel ya da teorik çalışmalarda kullanılmış motor geometrileri için motor çevrimi hesaplanmıştır. Daha sonra sunulan çalışmanın amacına uygun olarak benzin, etanol ve benzin-etanol karışımlarının benzin motorlarında yakıt olarak kullanılması durumlarında; motor yanması, motor çevrimi ve motorun performans özelliklerindeki değişimleri teorik olarak incelemek amacıyla; tek silindri bir deney motoru için [86] ve TEMPRA 1581 taşıt motoru için motor çevrimleri, geliştirilen bilgisayar programı kullanılarak hesaplanmıştır.

Karşılaştırma amaçlı teorik çalışmalarda ve benzin - etanol karışımlarının motor çevrimi üzerindeki etkilerinin teorik olarak incelendiği teorik çalışmalarda kullanılan motor geometrilerine ilişkin sayısal bilgiler Tablo 8' de verilmektedir. Bu çalışmada, türbülanslı alev yayılması işlemi için geliştirilen matematik modelde; karakteristik türbülans büyüklükleri emme subabı geometrisine bağlı olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle emme subabı ile ilgili geometrik büyüklüklerin de bilinmesi gerekmiştir. Literatürde çoğu zaman bu tür bilgiler bulunamamıştır.

Tablo 8. Teorik çalışmada kullanılan motorların özellikleri

	D	S	ϵ	L_b	L_{ES}	D_{ES}	a	$\theta_s(^{\circ})$
Heywood ve arkadaşları [36]	82.6	114.3	7	254	6.5	46	30	-32
Poulos ve Heywood [37] (1)	82.55	114.3	7.01	254	6	33	0	-21
Poulos ve Heywood [37] (2)	80	79.58	8.5	140	5.8	32	0, 40	-
Ferguson [41]	100	80	10	160	5.7	40	40	-35
Blizard ve Keck [46]	63.5	76.2	5	127	4.83	25	21	-30
Benson ve Baruah [55]	95.25	69.24	8.5	136.5	4.5	38	33.5	-25
Tabaczynski ve arkadaşları [58]	83	74	9.9	122	4.4	33	41	-27
Bayraktar [86]	90	120	değişken	240	7.5	36	30	-10
TEMPRA 1581	86.4	67.4	9.2	133	4	35	14.44	değişken

Bu çalışmada, literatürde verilmeyen emme subabı boyutları Heywood [4] tarafından verilen ampirik formüllerle hesaplanmıştır. D_{ES} emme subabı tabla çapı, β_{EO} oturma açısı, w_{EO} oturma yüzeyi genişliği ve a_1 ve a_2 sabit sayılar olmak üzere L_{ES} emme subabı kalkma miktarı ve A_{ES} emme subabı maksimum açıklık alanı aşağıdaki formüllerle hesaplanmıştır.

$$D_{ES} = (0.42 + 0.44)D \quad (209)$$

$$D_1 = \frac{D_{ES}}{a_1} \quad (209)$$

$$L_{ES} = \frac{D_1}{a_2} \quad (210)$$

$$A_{ES} = \pi L_{ES} \cos \beta_{EO} (D_{ES} - 2w_{EO} + 0.5L_{ES} \sin 2\beta_{EO}) \quad (211)$$

burada; $a_1 = 1.09 \div 1.1$, orta hızlı motorlarda $a_2 = 4 \div 6$ ve yüksek hızlı motorlarda $a_2 = 10$ olarak alınmaktadır.

Kullanılan yakıtın benzin olması durumlarında, motor çevrimi ve motor performans parametrelerini teorik olarak incelemek için yakıt/hava ekivalans oranı bütün durumlarda 1.15 olarak alınmıştır. Yakıt karışımlarının etkileri incelenirken, % (0 ÷ 100) oranlarında etanol içeren karışımların ekivalans oranları (169) bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Bütün durumlarda motor yanma odasının disk şeklinde olduğu varsayılmıştır.

3.3. Bilgisayar Programının Güvenilirliğinin Kontrolü

Bu bölümde, ayrıntıları Bölüm 2' de verilen matematik çevrim modeli için geliştirilen bilgisayar programının güvenilirlik düzeyi; literatürde farklı yaklaşımlarla geliştirilmiş matematik çevrim modelleri ile elde edilen ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların, bu bilgisayar programının sonuçlarıyla karşılaştırılması yoluyla belirlenmiştir. Ana yapısı Bölüm 2.3.6.8' de özetlenen bilgisayar programını geliştirme aşamasında, benzin motorları çevrimlerinin değişik periyodlarının hesaplanabilmesi için; çeşitli parametrelerin belirlendiği alt programların oluşturulduğu belirtilmiştir. Bu alt programların doğruluk derecesi, çeşitli deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırmalar yapılarak kontrol edilmiştir. Burada bu karşılaştırmaların tamamı yerine, motor çevrimini ve yanma işlemini genel olarak karakterize eden silindir basıncı,

küresel alev yüzeyi, yanmış kütle oranı ve motor performans parametreleri gibi parametrelerin değişim eğrileri karşılaştırılmıştır.

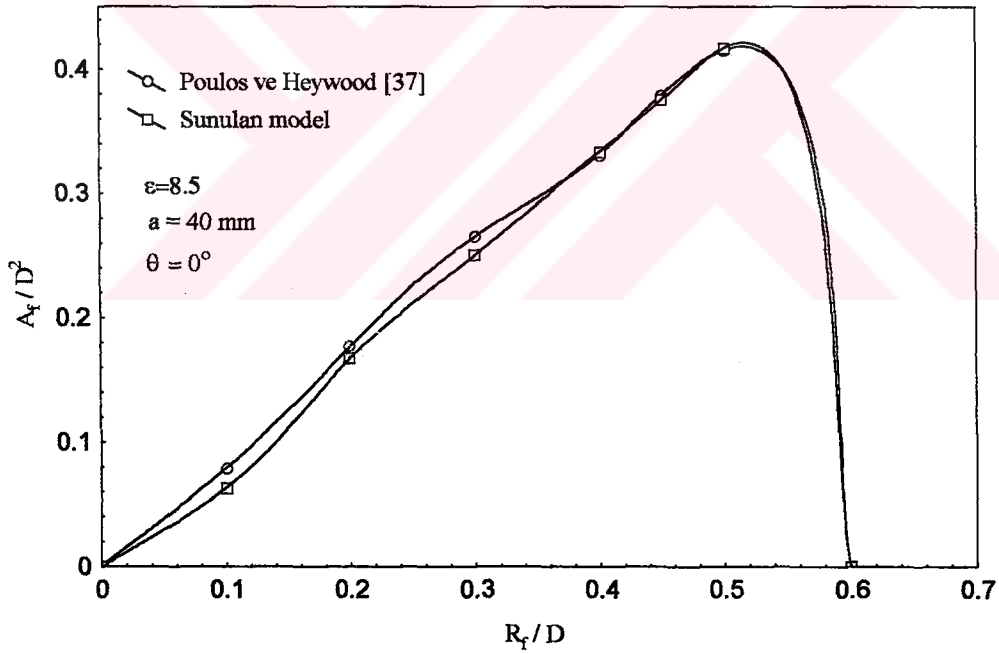
Şekil 8 ve 9' da, disk şeklindeki bir yanma odası için, ateşlemenin yanma odasının merkezinden ($a = 40$ mm) ve kenarından ($a = 0$) yapılması durumunda, farklı alev yarıçapları için hesaplanan alev yüzey alanları, Poulos ve Heywood [37] tarafından hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Alev yüzey alanı; alev yarıçapına bağlı olarak sıfırdan başlayarak artmakta, silindir yarıçapına eşit olmadan biraz önce maksimum olmakta ve silindir yarıçapını aştığı andan sonra hızlı bir şekilde sıfıra yaklaşmaktadır.

Yanma işleminin matematik modelinin doğruluğunun en genel şekilde kontrolü amacıyla; literatürde deneysel ve teorik olarak belirlenmiş yanmış kütle oranının (ya da kütsel yanma oranının) krank açısına göre değişimleri, bu çalışmada aynı motor özellikleri kullanılarak hesaplanmış değerlerle karşılaştırılmıştır. Bu tür karşılaştırmalar, Şekil 10 ve 11' de verilmiştir. Bu diyagramlardan; ateşlemeden sonra yanmanın belirli bir süre oldukça yavaş bir şekilde ilerlediği, daha sonra yanma periyodunun önemli bir bölümünde hızlı bir yanmanın olduğu ve yanma işleminin sonlarına doğru yavaş bir yanmanın gerçekleştiği görülmektedir. Kosinüs yanma oranı formülünden pratik olarak hesaplanan yanmış kütle oranları ile bu çalışmada; motor geometrisi, çalışma koşulları ve yakıt özellikleri dikkate alınarak hesaplanan yanmış kütle oranı değerleri arasındaki farklar Şekil 17' de gösterilmektedir. Yanma süresince hesaplanan yanmış bölge sıcaklıkları ve çevrim süresince taze dolgu sıcaklıklarının değişimleri Şekil 15 ve 16' da verilmektedir. Bu diyagramlarda; Ferguson [41] tarafından kosinüs yanma oranı formülü kullanılarak geliştirilmiş termodinamik çevrim modelinden elde edilen sonuçlarla, sunulan çalışmada geliştirilen çevrim modelinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yanmış gazların sıcaklıkları; yanma başlangıcından, yanma işleminin sonlarına kadar hızlı bir artış göstermekte, yanma işleminin tamamlanmasından biraz önce düşmeye başlamakta ve bu düşüş genişleme işlemi boyunca da sürmektedir.

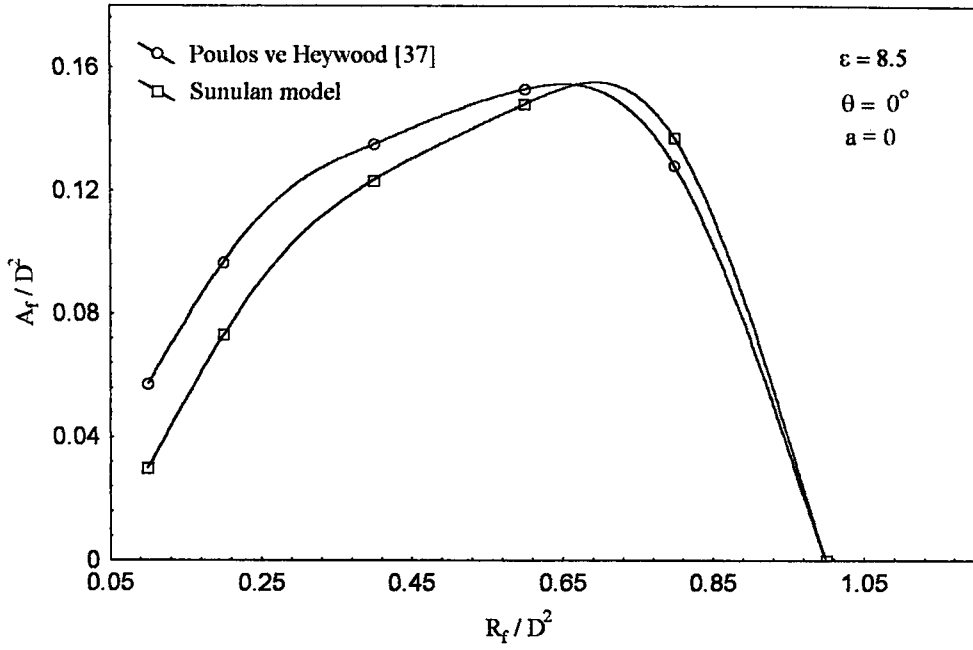
Çevrim modelinin genel olarak kontrolü, silindir basıncı - krank mili açısı değişim eğrilerinin karşılaştırılması ile gerçekleştirilebilir. Bu amaçla; Heywood ve arkadaşları [36] tarafından verilmiş deneysel ve teorik sonuçlar, Benson ve Baruah [55] tarafından verilmiş deneysel ve Ferguson [41] tarafından verilmiş teorik sonuçlar ile bu çalışmada ilgili literatürlerdeki motorlar için, aynı motor çalışma koşullarına göre hesaplanmış teorik silindir basıncı değişim eğrileri Şekil 12, 13 ve 14' te gösterilmiştir.

Son olarak, geliştirilen çevrim modelinin en genel şekilde kontrolü; hesaplanan motor performans parametrelerini deneysel sonuçlarla karşılaştırarak gerçekleştirilmiştir. Tek silindri bir deney motoru için, Bayraktar [86] tarafından deneysel olarak belirlenmiş motor performans parametreleri ve TEMPRA 1581 taşıt motoru için, taşıt kataloğunda verilen efektif güç - devir sayısı değişim eğrisi ile sunulan çalışmada hesaplanmış değerlerin karşılaştırılması Şekil 18 ,19, 20, 21 ve 22' de yapılmıştır.

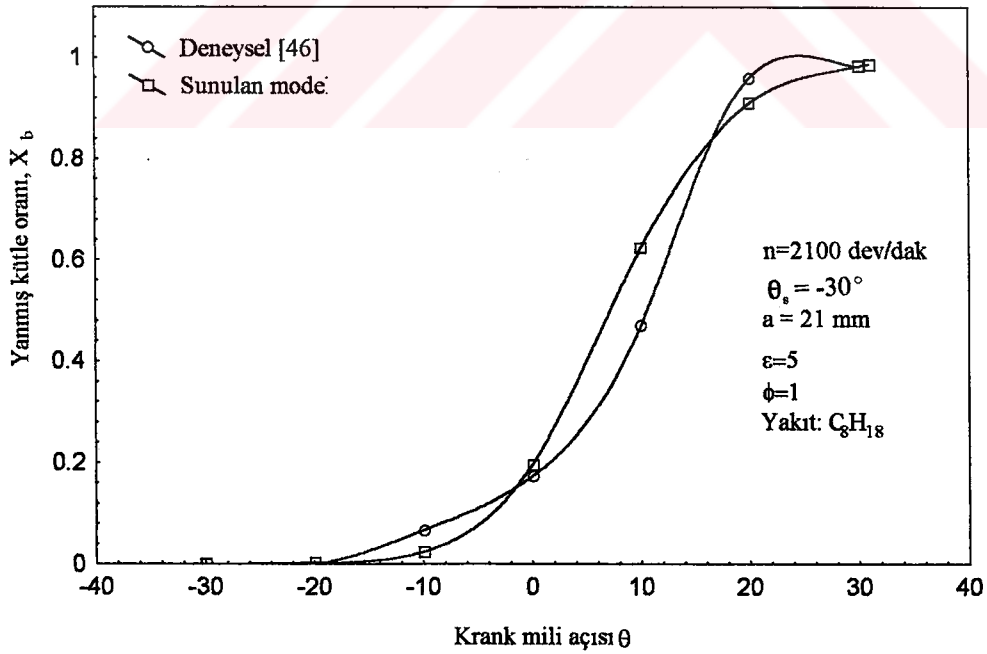
Özetlenecek olursa : literatürde yedi farklı motor için verilen yanma işlemi, motor çevrimi ve motor performans parametreleri ile ilgili teorik ve deneysel değerler ile sunulan çalışmada geliştirilen benzin motoru matematik çevrim modeli kullanılarak hesaplanan değerler arasında oldukça iyi bir yakınlık olduğu belirlenmiştir. Bu konu ile ilgili daha ayrıntılı değerlendirmeler "irdeme" bölümünde yapılacaktır.



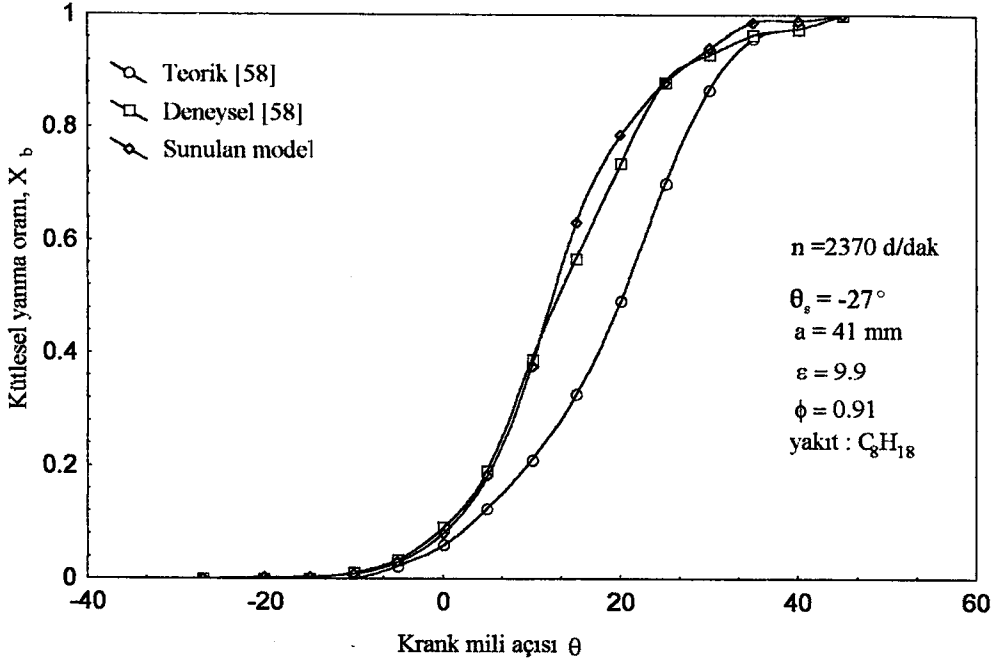
Şekil 8. Alev yüzey alanının alev yarıçapına göre değişimi



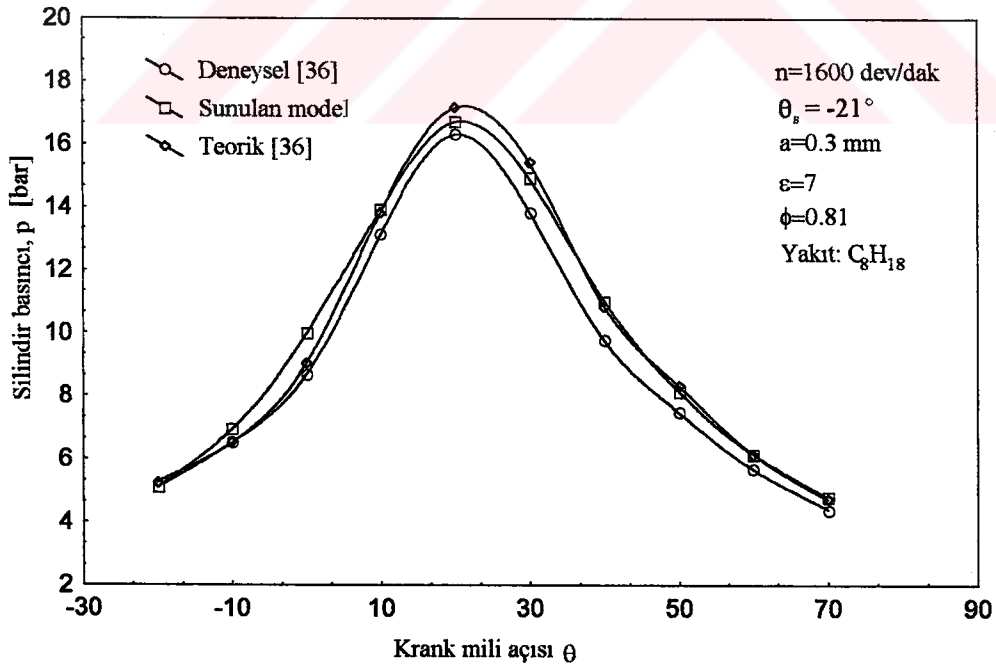
Şekil 9. Alev yüzey alanının alev yarıçapına göre değişimi



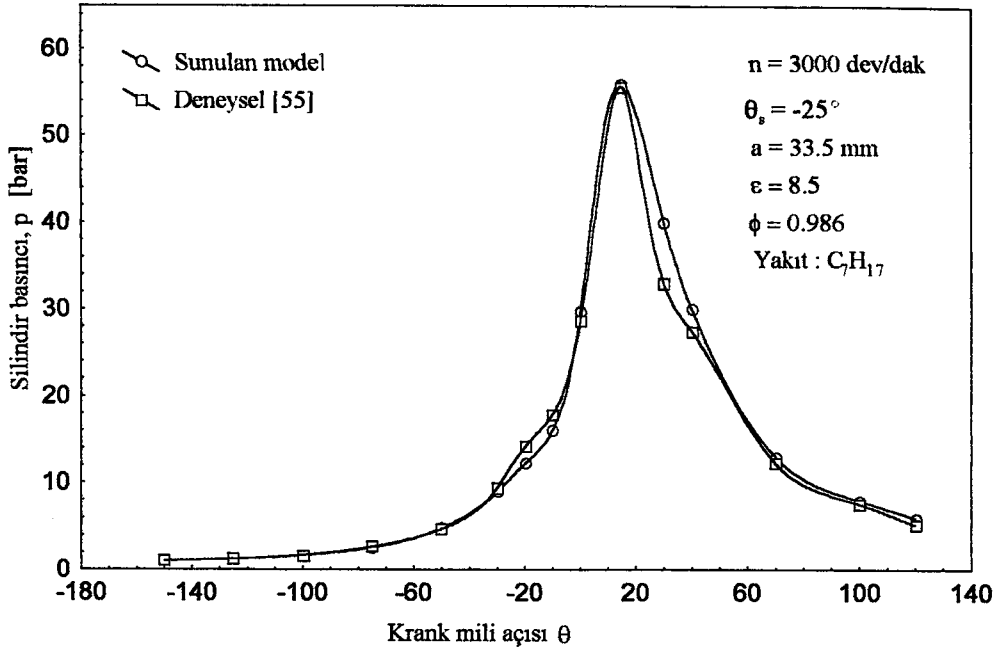
Şekil 10. Teorik kütleli yanma oranı değerlerinin, krank mili açısına göre değişimi



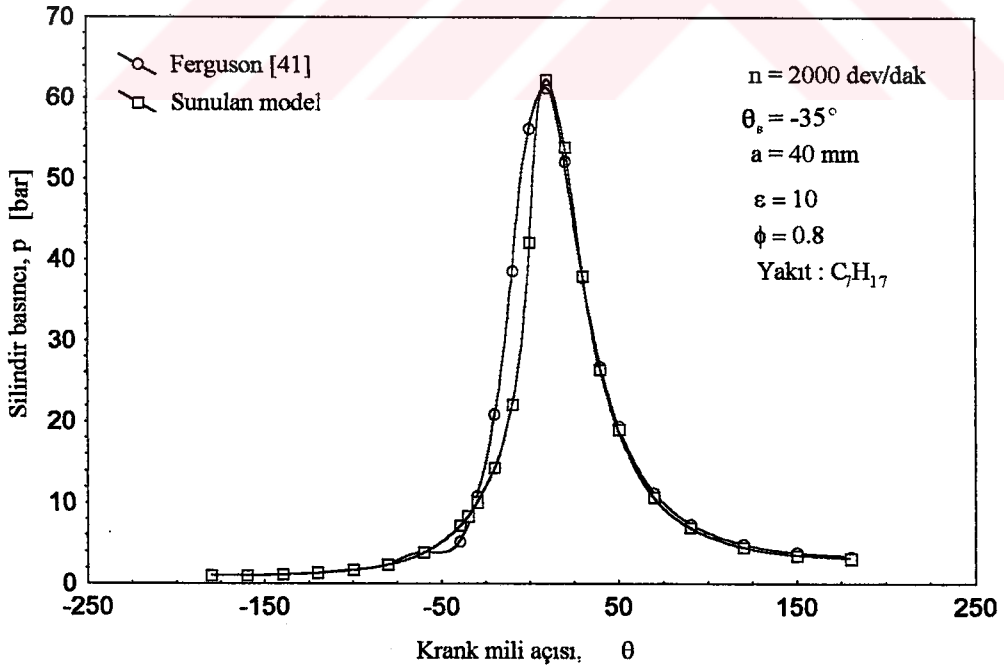
Şekil 11. Teorik ve deneysel kütleli yanma oranı değerlerinin krank açısına göre değişimi



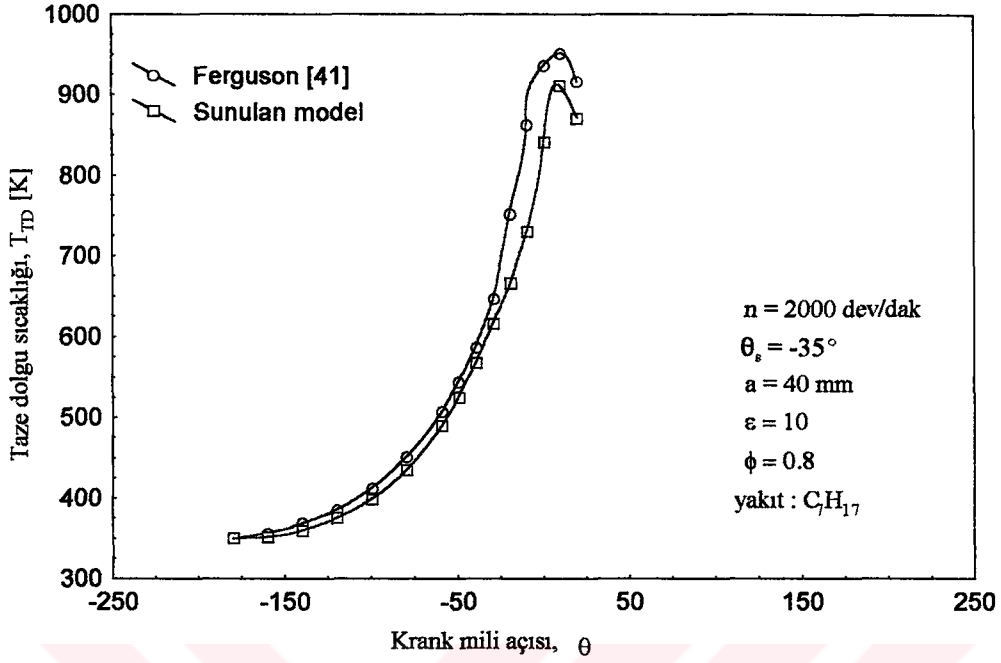
Şekil 12. Silindir basıncının krank açısına göre değişimi



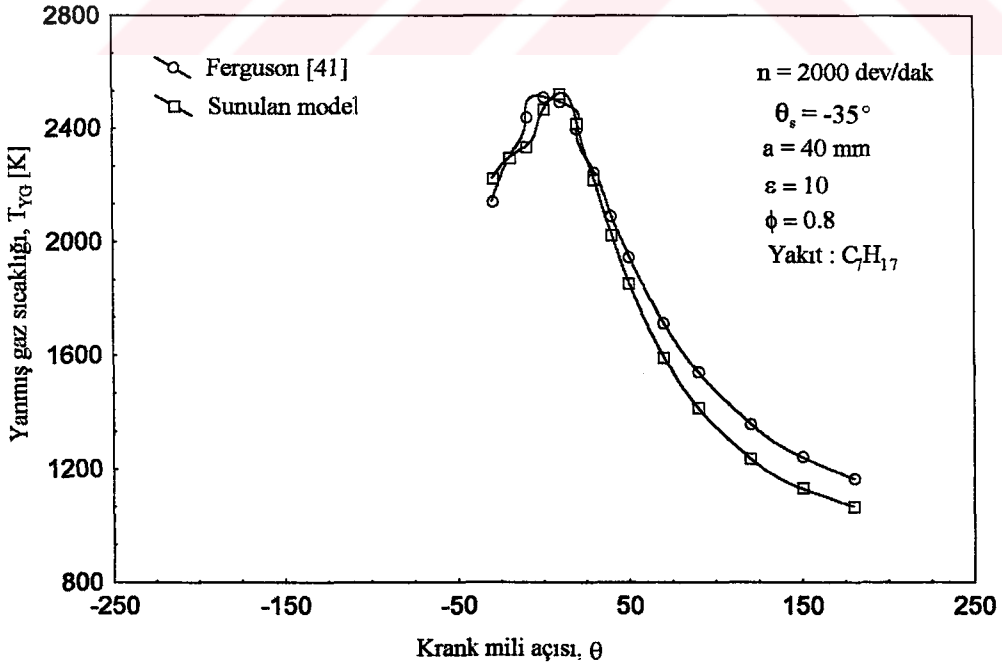
Şekil 13. Silindir basıncının krank açısına göre değişimi



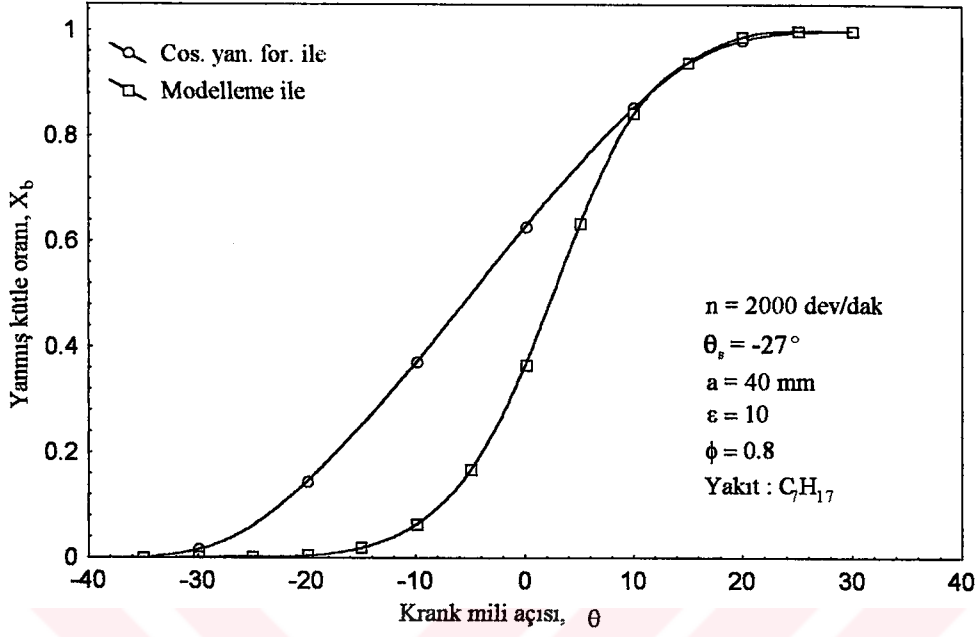
Şekil 14. Silindir basıncının krank açısına göre değişimi



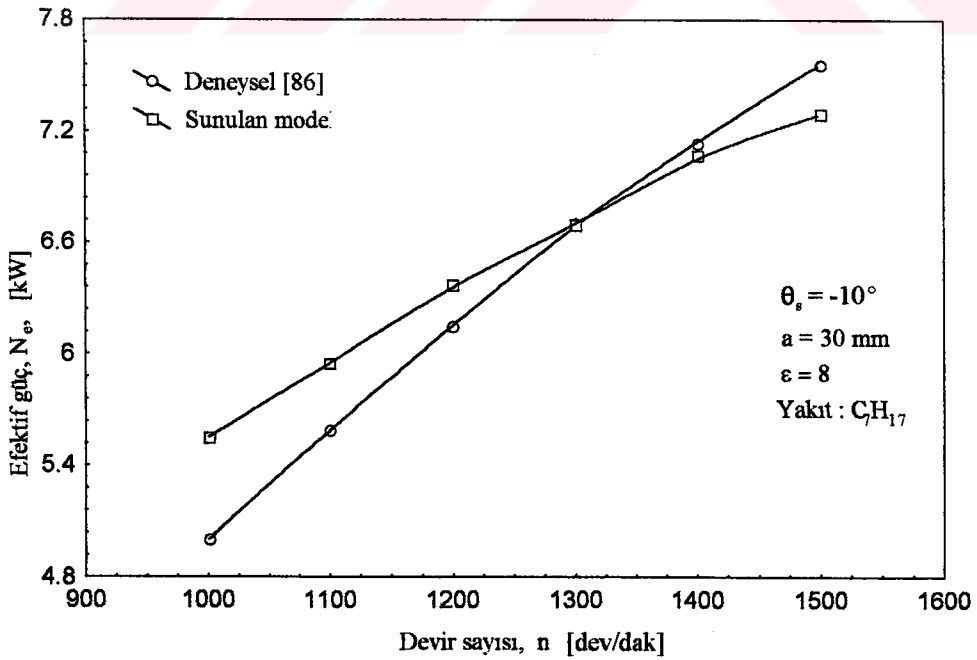
Şekil 15. Yanmamış gaz sıcaklıklarının krank açısına göre değişimi



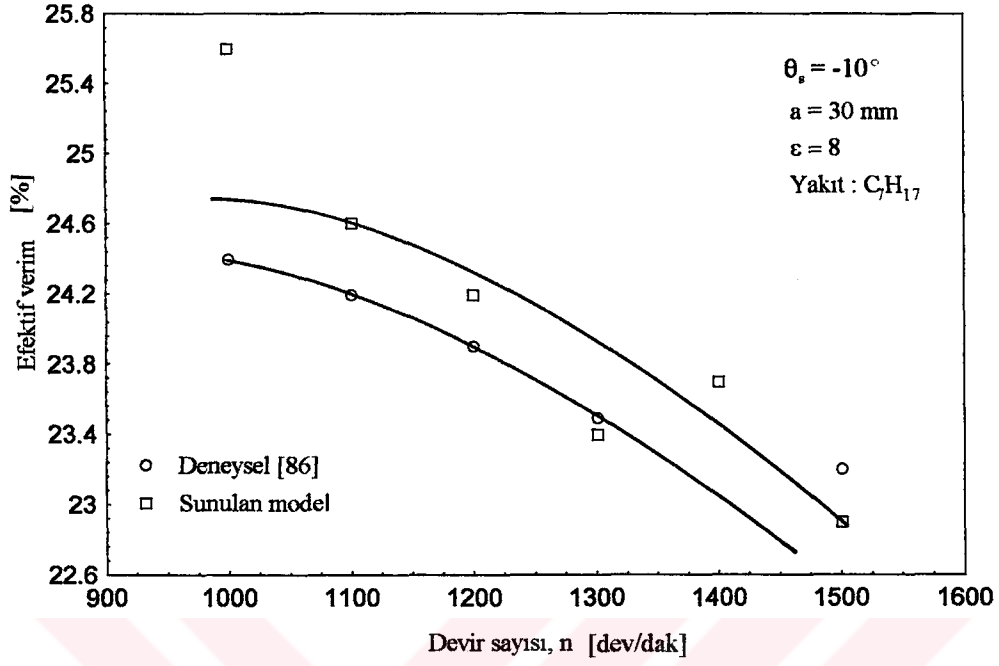
Şekil 16. Yanmış gaz sıcaklıklarının krank açısına göre değişimi



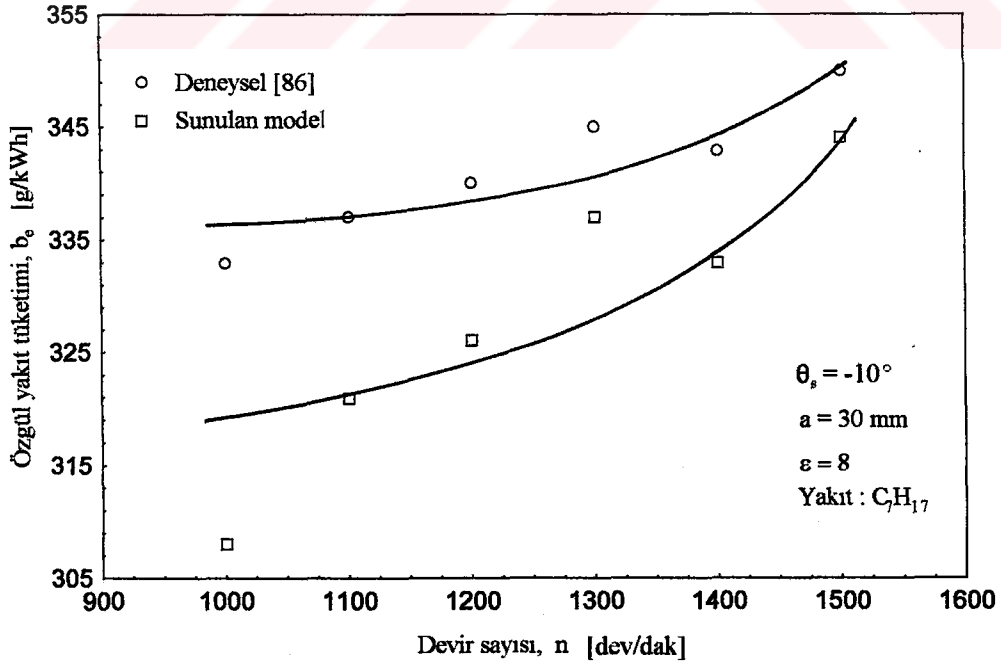
Şekil 17. İki farklı yöntemle hesaplanan teorik yanmış kütle oranı değerlerinin karşılaştırılması



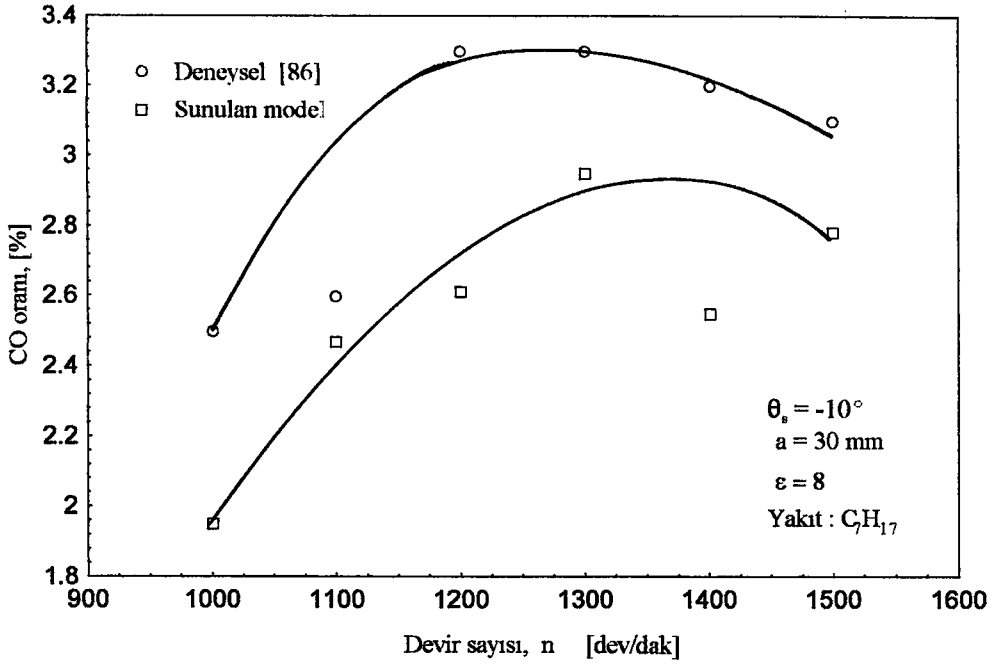
Şekil 18. Deneysel ve teorik efektif güç değerlerinin devir sayısına göre değişimleri



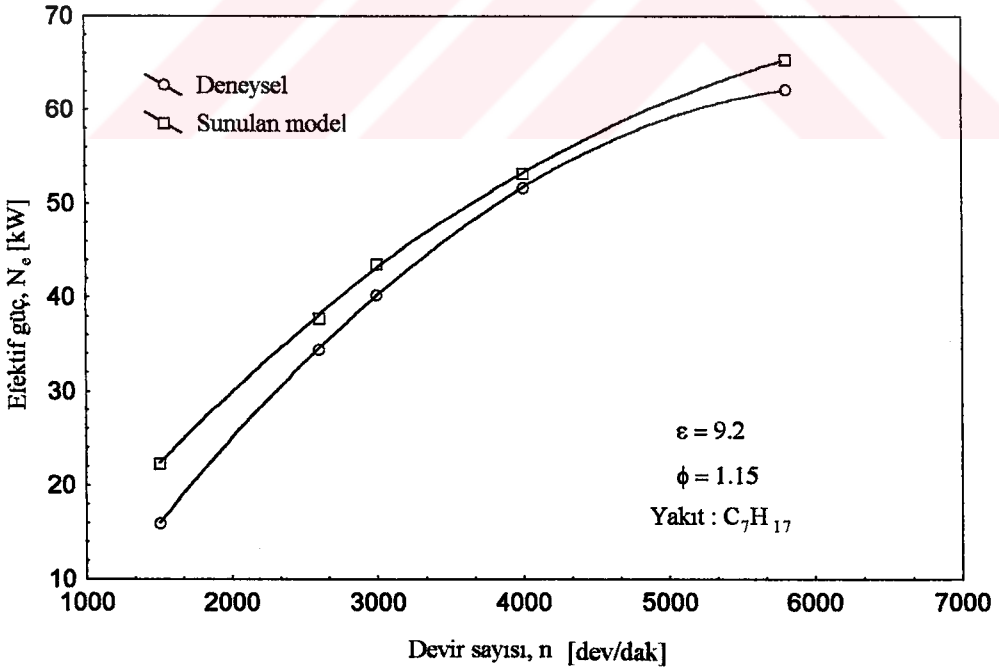
Şekil 19. Teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin devir sayısına göre değişimleri



Şekil 20. Teorik ve deneysel özgül yakıt tüketimi değerlerinin devir sayısına göre değişimleri



Şekil 21. Eksoz gazları içindeki CO oranının devir sayısı ile değişimi



Şekil 22. TEMPRA 1581 motor için efektif gücün devir sayısına göre değişimi

3.4. Benzin, Etanol ve Benzin - Etanol Karışımları İçin Yanma Olayı, Motor Çevrimi ve Motor Performans Parametrelerinin Teorik olarak İncelenmesi

Bölüm 3.3' teki incelemelerden sonra, geliştirilen benzin motoru matematik çevrim modelinin her türlü benzin motorunun çevrim hesabında yeterli düzeyde gerçekçi, güvenilir sonuçlar vereceği anlaşılmıştır. Bu bölümde; benzin, etanol ve çeşitli benzin - etanol karışımlarının benzin motorları yakıtı olarak kullanılması durumunda yanma olayı, motor çevrimi ve motor performans parametrelerinin çeşitli motor çalışma koşullarına bağlı olarak nasıl değiştiği teorik olarak incelenmiştir. Hesaplar, Bölüm 3.2' de de sözü edilen, K.T.Ü. Motorlar laboratuvarında bulunan, tek silindirli bir deney motoru [86] ve TEMPRA 1581 taşıt motoru için gerçekleştirilmiştir. Bu iki motorun özelliklerine ilişkin ayrıntılı sayısal bilgiler Tablo 8' de verilmektedir.

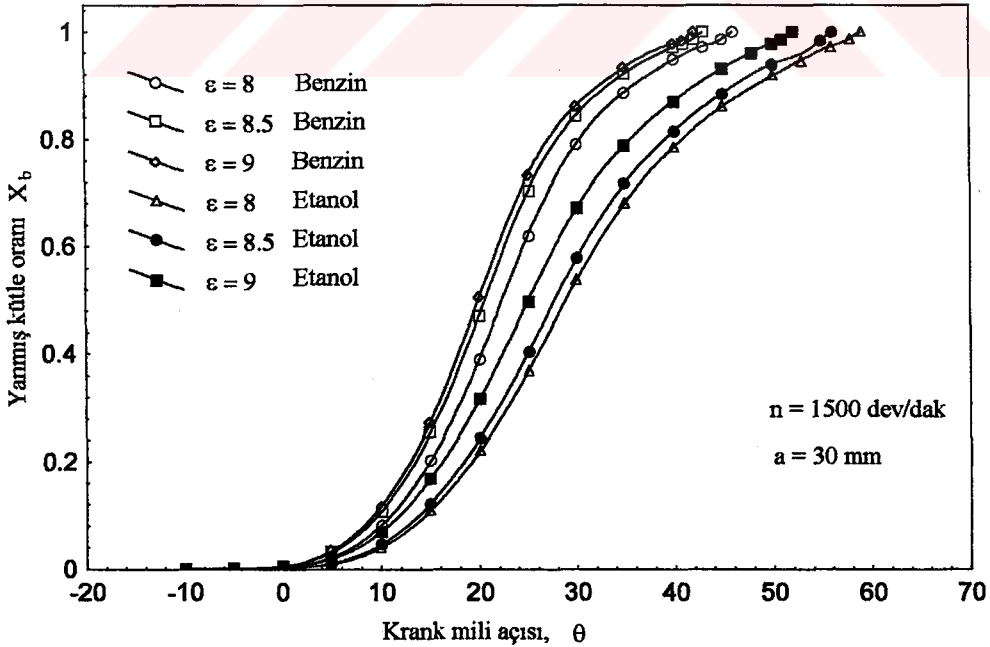
3.4.1. Benzin ve Etanol İçin Yanma Olayı ve Motor Çevriminin Teorik İncelenmesi

Benzin - etanol karışımlarının etkilerinin teorik olarak incelemesinden önce, benzin ve etil alkolün tek başlarına buji ateşlemeli motor yakıtı olarak kullanılması halinde gerçekleştirilecek motor çevrimi ve motor performans özelliklerinin nasıl olacağı konusunda bilgi edinilmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle ilk incelemeler; değişken sıkıştırma oranlarında ve farklı devir sayılarında çalışma özelliğine sahip deney motoru ve $\epsilon = 9.2$ sıkıştırma oranına sahip TEMPRA 1581 taşıt motorunda benzin ve etanolün yakıt olarak kullanılması konusunda gerçekleştirilmiştir. Farklı rafinerilerde üretilen benzinlerin elemansel bileşimleri ya da molekül yapıları (kapalı formülleri) farklılık gösterdiği için bu çalışmada benzinin kapalı formülü C_7H_{17} olarak seçilmiştir. Teorik hesapların yapıldığı motorların çalışma koşulları ile ilgili sayısal değerler ilgili diyagramlar üzerinde gösterilmiştir.

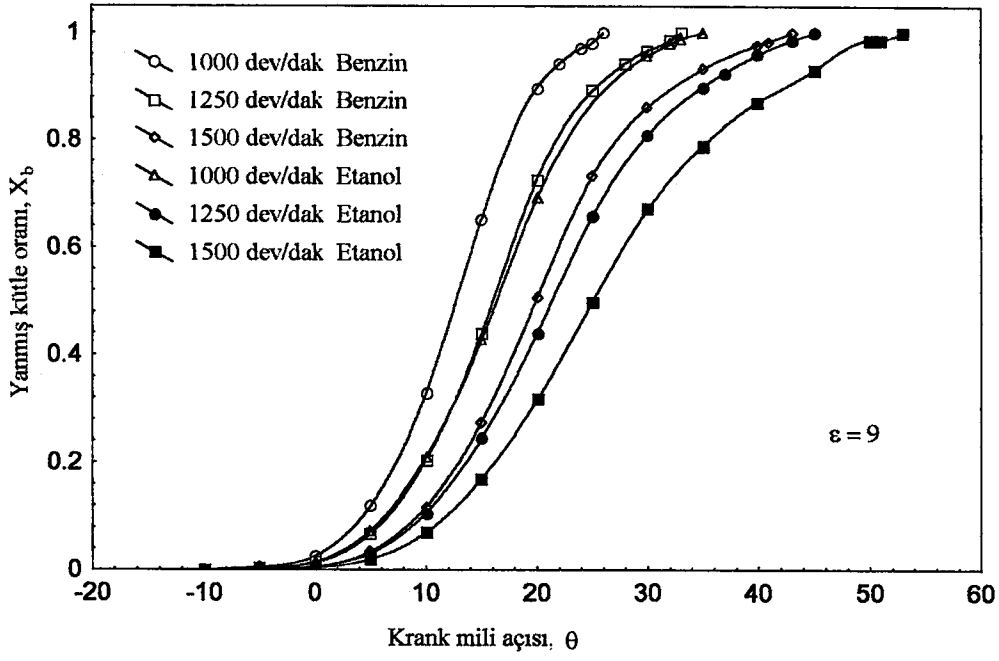
Deney motorunda benzin ve etanol kullanılması durumunda yanma olayının nasıl gerçekleştiği, Şekil 23 ve 24' te görülmektedir. Sunulan çalışmada, etanol için ekivalans oranı (169) formülünden hesaplanmıştır. Üç farklı sıkıştırma oranı için $n = 1500$ dev/dak devir sayısında elde edilen yanmış kütle oranı - krank mili açısı değişim eğrileri incelendiğinde; yanmanın yüksek sıkıştırma oranlarında her iki yakıt için de daha hızlı bir şekilde gerçekleştiği görülmüştür. Yani artan sıkıştırma oranıyla birlikte birim zamanda yanan yakıtın kütlesi artmakta bunun sonucu olarak da yanma süresi azalmaktadır. Her bir sıkıştırma oranında etanolün yanmasının benzine göre daha yavaş bir şekilde gerçekleştiği belirlenmiştir.

Şekil 24' te, deney motorunda $\varepsilon = 9$ sıkıştırma oranında, farklı devir sayılarında benzin ve etanolün yanmasının nasıl oluştuğu gösterilmiştir. Burada düşük devir sayılarında her iki yakıtın da daha hızlı yandığı, yani yanma işlemi için daha az bir krank açısının gerektiği görülmüştür. Bütün devir sayılarında etanolün benzine oranla daha yavaş yandığı belirlenmiştir.

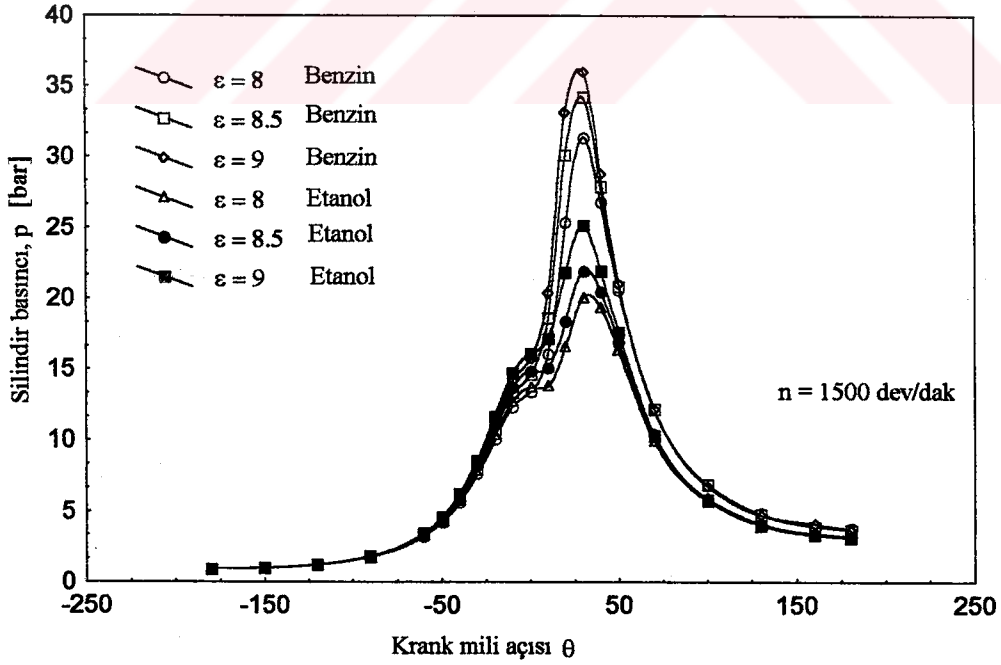
Silindir basıncının sıkıştırma işlemi başlangıcından, genişleme işleminin sonuna kadar, benzin ve etanol için nasıl değiştiği, deney motoru için Şekil 25 ve 26' da gösterilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde; özellikle yanma işlemi süresince silindir basınçlarının, yüksek sıkıştırma oranlarında ve yüksek devir sayılarında her iki yakıt için de daha yüksek olduğu görülmektedir. Bütün durumlarda etanolle elde edilen basınçların benzine ile elde edilen basınçlardan daha düşük olduğu görülmüştür. Taşıt motorunda benzin ve etanol kullanılması ile ilgili teorik bulgular Şekil 27 ve 28' de verilmiştir. Taşıt motorunda elde edilen değişim özelliklerinin, deney motorunda elde edilenlerle paralellik gösterdiği görülmektedir. Böylece benzin motorlarında benzinin ve etanolün yakıt olarak kullanılması durumunda motordaki yanma olayının ve motor çevriminin nasıl oluştuğu hakkında bir karşılaştırma yapılmış oldu. Motor performans parametreleri ile ilgili teorik incelemeler yakıt karışımlarıyla ilgili olarak elde edilen sonuçlarla birlikte ileride verilecektir.



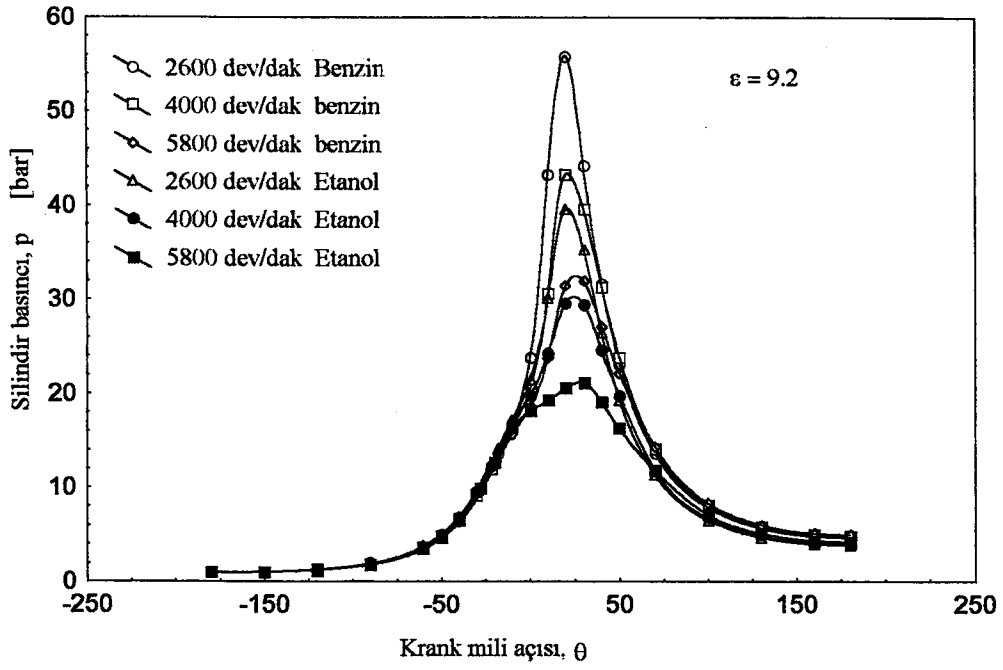
Şekil 23. Farklı sıkıştırma oranlarında yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 24. Farklı devir sayıları için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 25. Farklı sıkıştırma oranları için silindir basıncının krank açısına göre değişimi



Şekil 28. TEMpra 1581 motor için silindir basıncının krank açısına göre değişimi

3.4.2. Çeşitli Benzin - Etanol Karışımları İçin Yanma Olayının, Motor Çevriminin ve Motor Performans Parametrelerinin Teorik Olarak İncelenmesi

3.4.2.1. Tek Silindirli Bir Deney Motoru İçin Benzin - Etanol Karışımlarının Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi

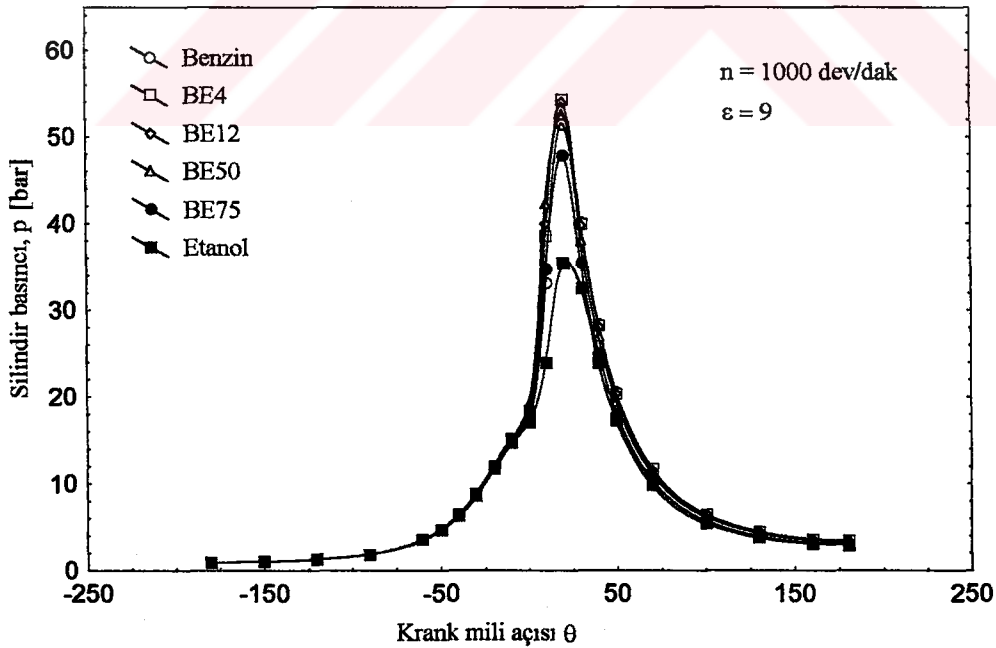
Bu bölümde; kapalı formülü C_7H_{17} olarak alınan benzine, değişik oranlarda etanol katılmasının, yanmış kütle oranı, silindir basıncı ve motor performans parametreleri üzerindeki etkileri teorik olarak incelenmiş ve sonuçlar çeşitli diyagramlar şeklinde sunulmuştur. Diyagramlar üzerinde, benzin - etanol karışımları "BE" sembolü ile gösterilmiştir. Örneğin BE25 : %25 oranında etanol içeren karışımı sembolize etmektedir.

Deney motoru için $\epsilon = 9$ sıkıştırma oranında, 1000, 1250 ve 1500 dev/dak devir sayılarında benzine %50 oranına kadar etanol katılmasının silindir basınçlarını arttırdığı Şekil 29 ve 30'da görülmektedir. Motorun nominal devir sayısı olan 1500 dev/dak' da, $\epsilon = 8$ ve 8.5 sıkıştırma oranlarında, en yüksek silindir basınçlarının %25 etanol oranında olduğu görülmüştür. Bu orandan sonra basınçlarda düşüşün olduğu ve %75 ve %100 etanol oranlarında benzine göre daha düşük basınçların olduğu Şekil 32 ve 33' te görülmektedir.

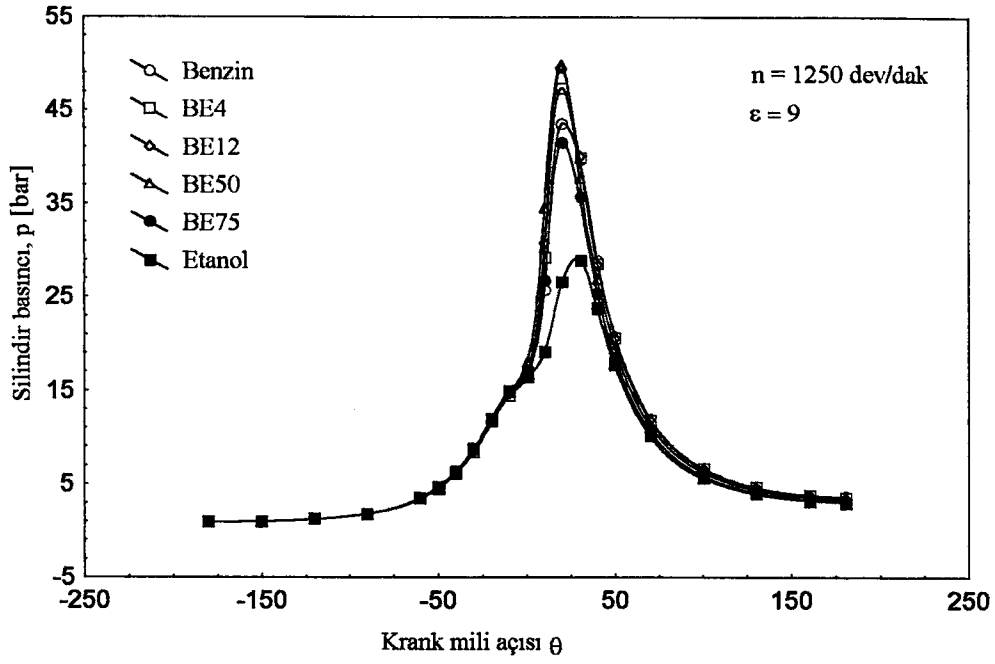
$\epsilon = 9$ sıkıştırma oranında, 1000, 1250 ve 1500 dev/dak devir sayılarında, karışımlarla elde edilen yanmış kütle oranlarının bütün durumlarda benzine göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Şekil 34, 35 ve 36' da en hızlı yanmanın ve bunun sonucu olarak da en kısa süreli yanmanın %50 etanol katkılı benzinle gerçekleştiği açık bir şekilde görülmektedir. Nominal devir sayısında ve $\epsilon = 8$ ve 8.5 sıkıştırma oranlarında da en hızlı ve en kısa süreli yanmanın %25 ve 50 etanol oranlarında gerçekleştiği Şekil 37 ve 38' de görülmektedir.

Benzine çeşitli oranlarda etil alkol katılmasının deney motorunun performans parametreleri üzerindeki etkileri teorik olarak incelenmiş ve ilgili değişim eğrileri Şekil 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46' da verilmiştir. Şekil 39' a göre $\epsilon = 9$ sıkıştırma oranı için 1000, 1250 ve 1500 dev/dak devir sayılarında efektif güç %25 etanol oranına kadar artmakta, daha yüksek karışım oranlarında ise benzin ile elde edilen değer altına düşmektedir. Şekil 40' da; özgül yakıt tüketiminde %25 etanol oranına kadar azalmanın olduğu, daha yüksek oranlardaki etanolün özgül yakıt tüketimini arttırdığı görülmektedir. Şekil 41' de; etanol karışımlarıyla benzine oranla daha yüksek efektif verimlerin elde edildiği açıkça görülmektedir. Artan etanol oranıyla birlikte eksoz gazları içindeki CO oranlarında sürekli bir azalmanın gerçekleştiği, %50' den daha fazla etanol oranlarında CO oranının neredeyse sıfır olduğu Şekil 42'de görülmektedir.

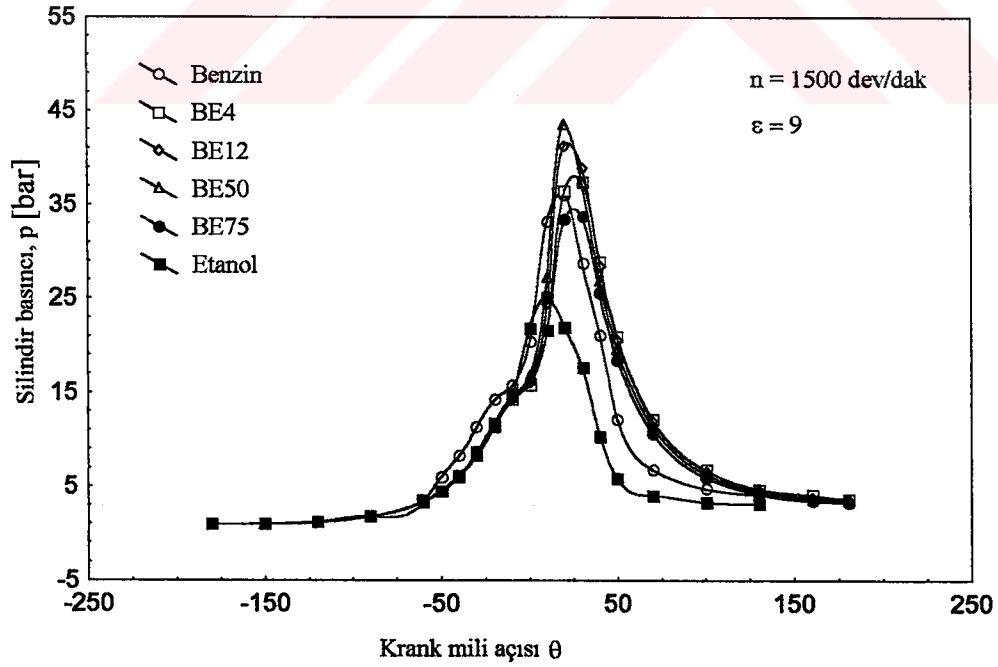
Karışımındaki etanol oranlarının motor performans parametrelerine etkisi, nominal devir sayısında, farklı sıkıştırma oranlarında ($\epsilon = 8, 8.5, 9$ ' da) teorik olarak incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Şekil 43, 44, 45 ve 46'da verilmiştir. Bütün sıkıştırma oranlarında, benzine etil alkol katılmasının motor performansı üzerindeki etkileri benzerlik göstermiştir. Her sıkıştırma oranında efektif güç %25 etanol oranına kadar artmış ve daha yüksek alkol oranlarında benzine elde edilen değer altına düşmüştür. Özgül yakıt tüketiminin; bütün sıkıştırma oranlarında, %12 etanol oranına kadar azaldığı, daha yüksek oranlarda ise artmaya başladığı belirlenmiştir. Efektif verimdeki en yüksek artışın, her sıkıştırma oranında %50 etanol oranında gerçekleştiği belirlenmiştir. Bütün karışımlar için hesaplanan efektif verim değerlerinin benzin için hesaplanan değerlerden daha yüksek olduğu Şekil 45'te görülmektedir. CO oranında ise her sıkıştırma oranında artan etanol oranıyla birlikte önemli düzeyde azalmaların olduğu %50, %75 ve %100 oranlarında etanol kullanılmasıyla sıfıra yakın CO oranlarının oluştuğu görülmüştür. Deney motoru için $\epsilon = 9$ ve $n = 1000, 1250, 1500$ dev/dak devir sayılarında her bir karışım oranı için performans parametrelerindeki değişimler (%) olarak Tablo 9, 10 ve 11' de verilmektedir.



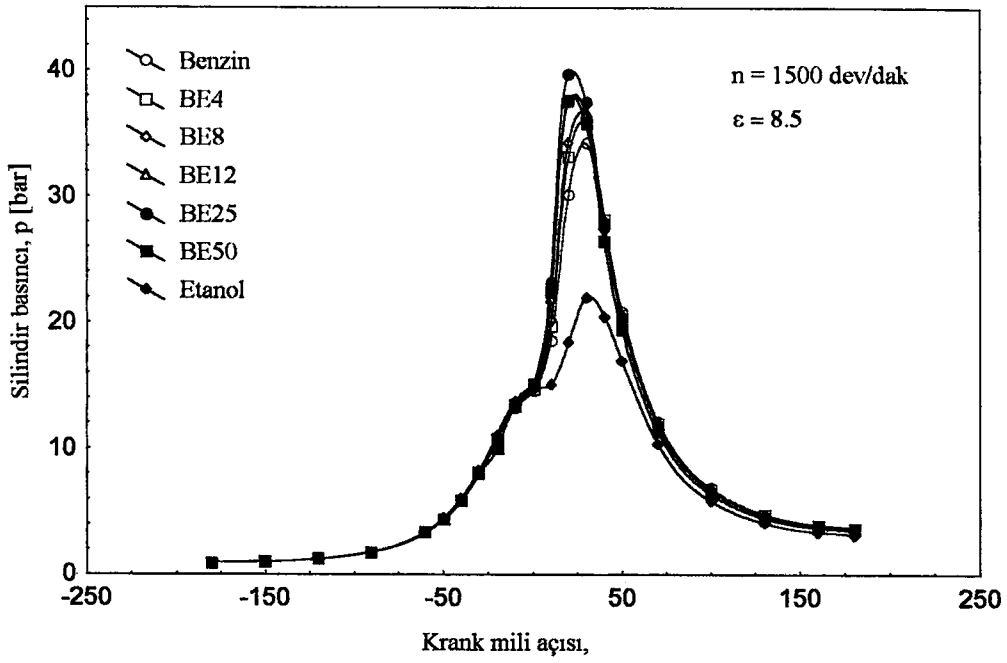
Şekil 29. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi



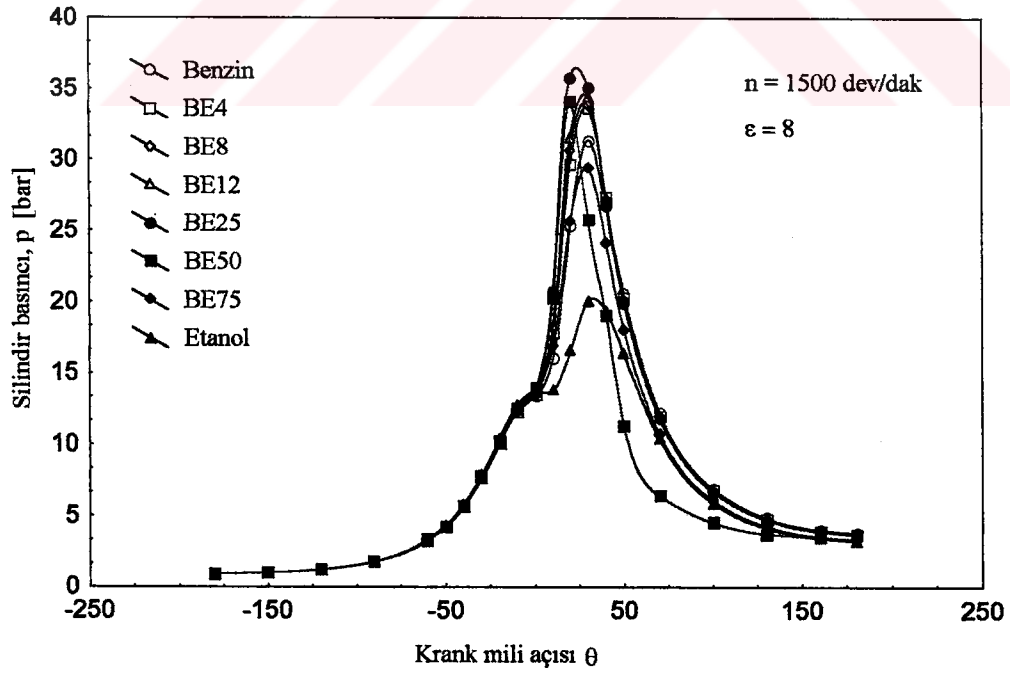
Şekil 30. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi



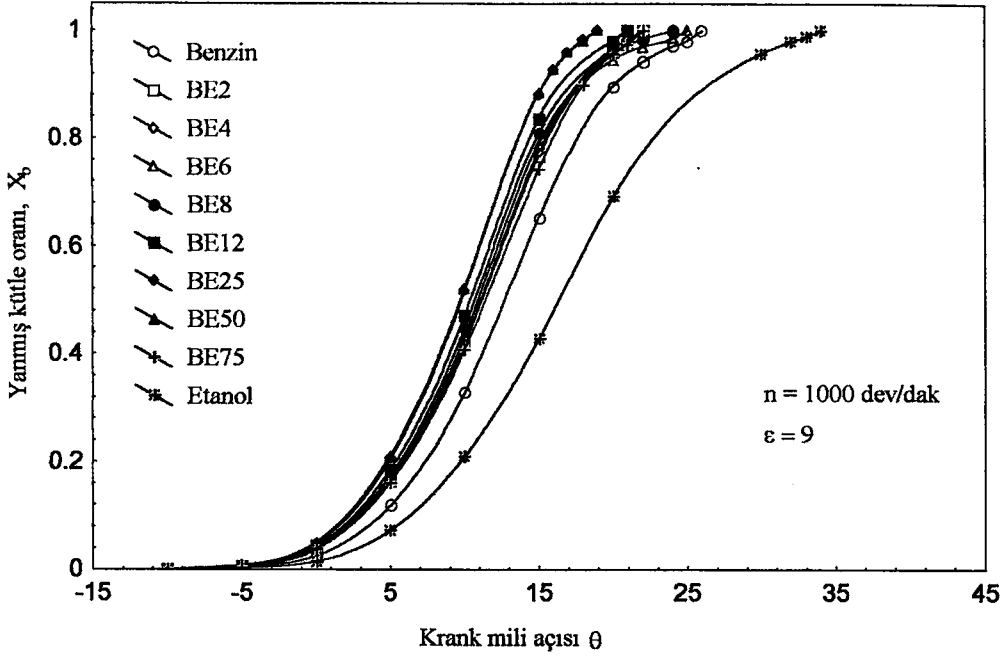
Şekil 31. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi



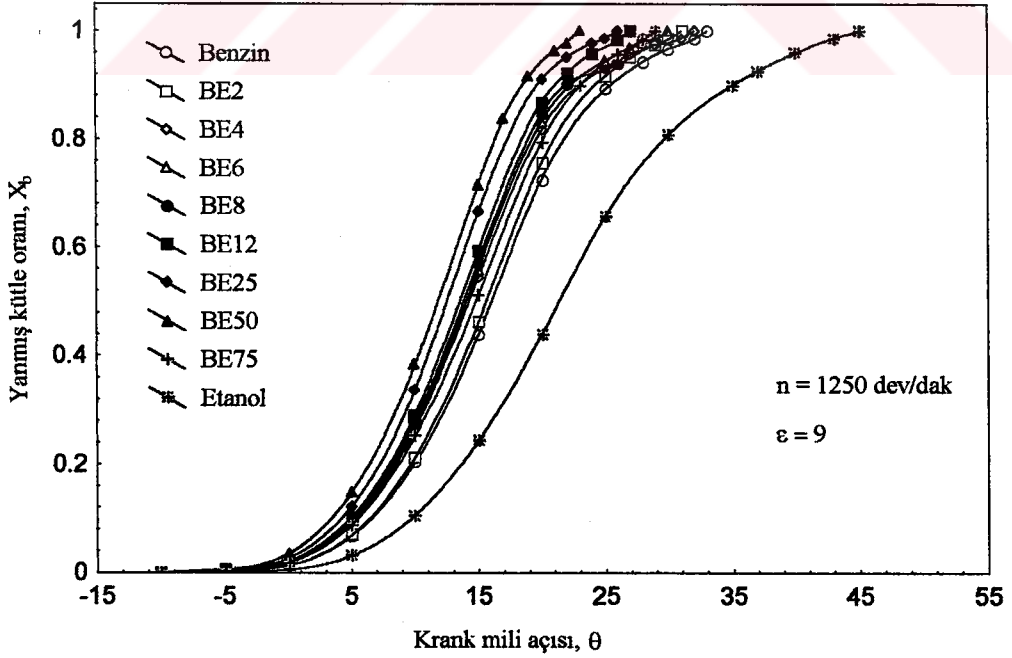
Şekil 32. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi



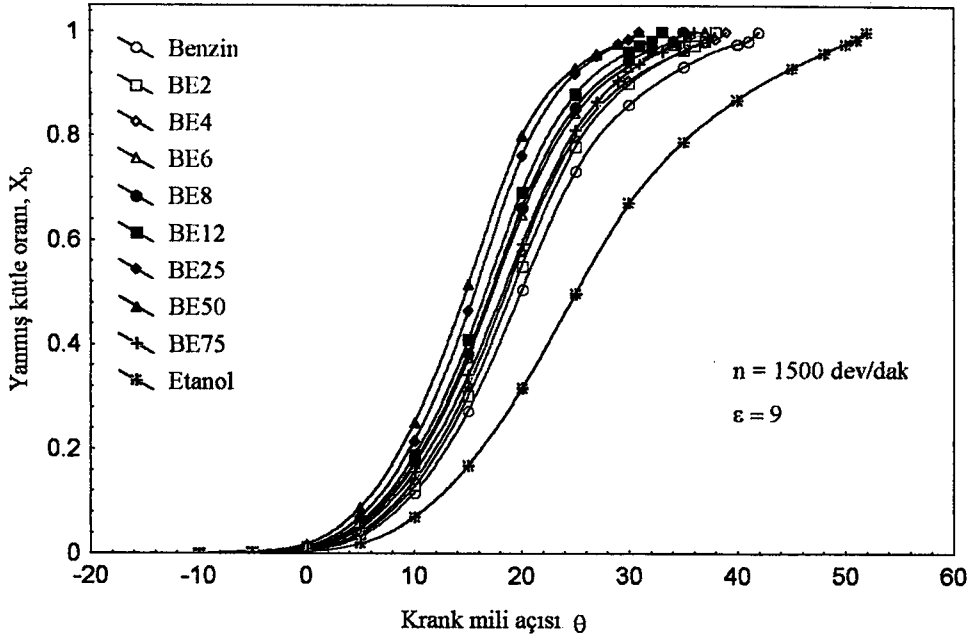
Şekil 33. Çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi



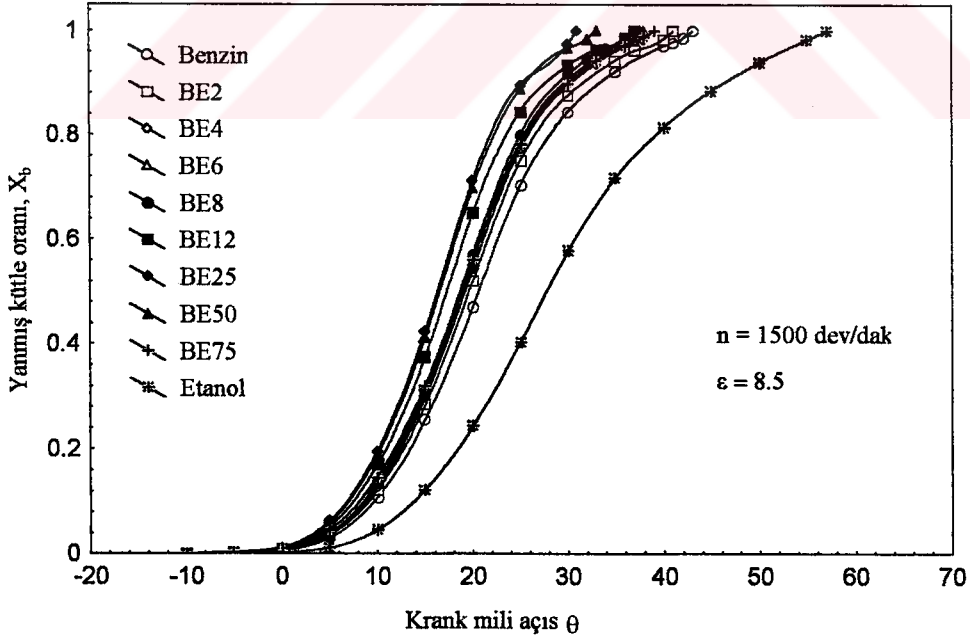
Şekil 34. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



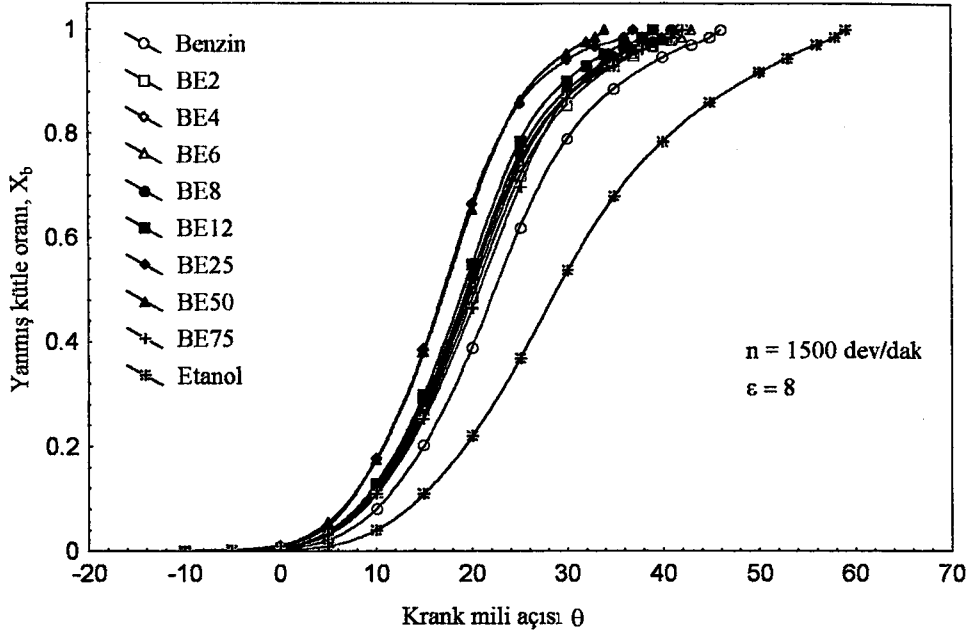
Şekil 35. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



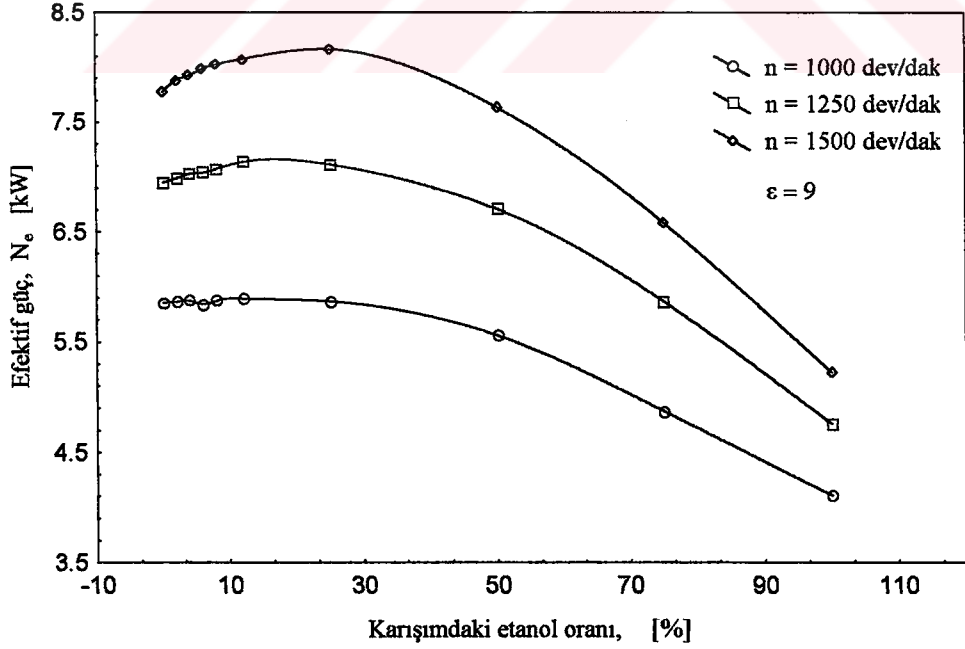
Şekil 36. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



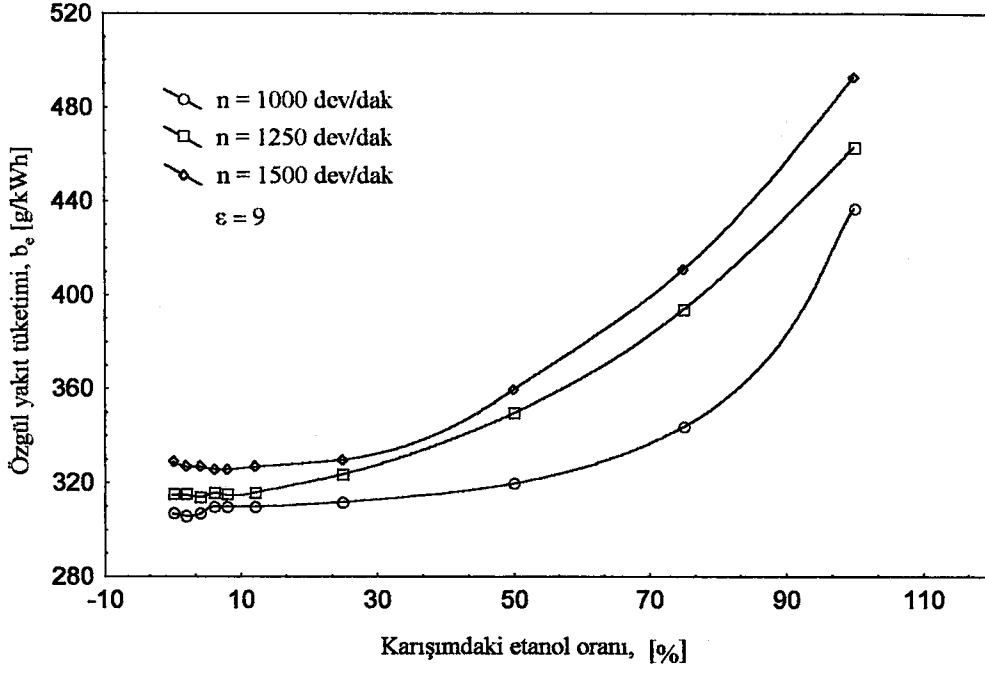
Şekil 37. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



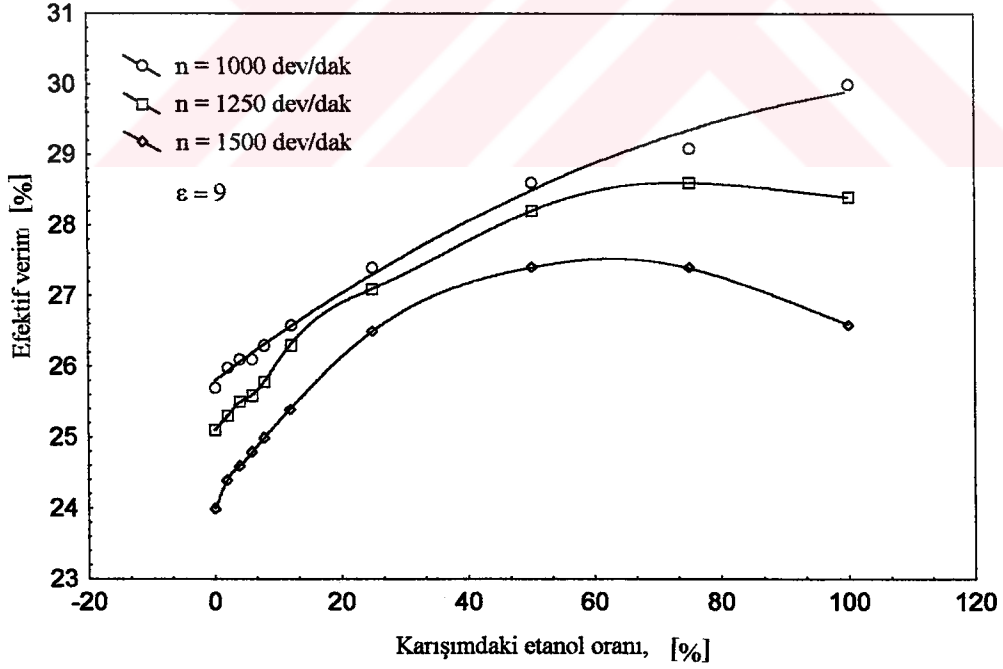
Şekil 38. Çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



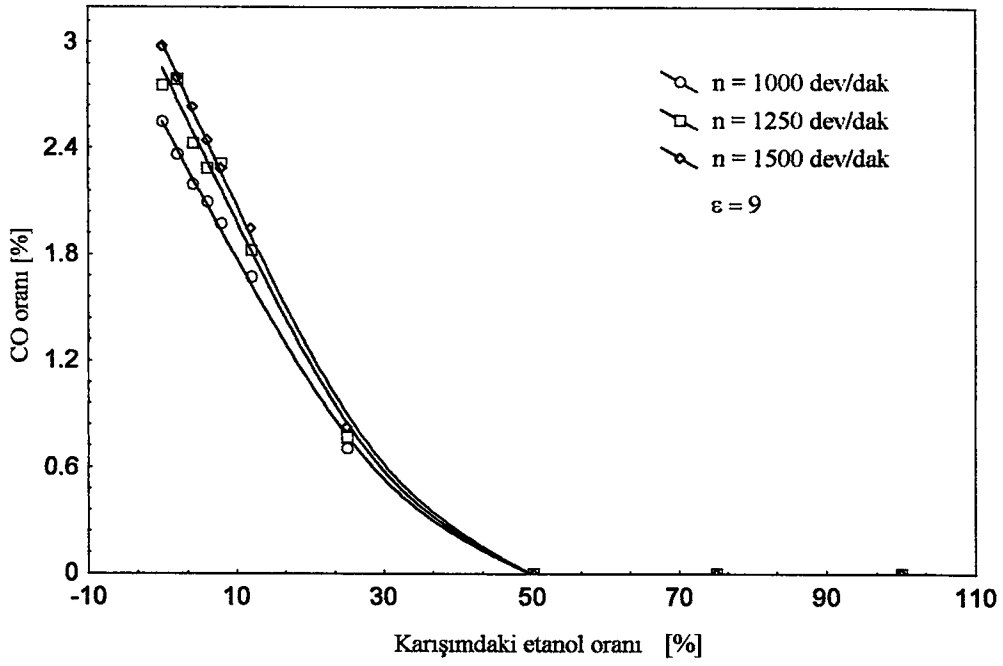
Şekil 39. Değişik devir sayılarında efektif gücün karışım oranına göre değişimi



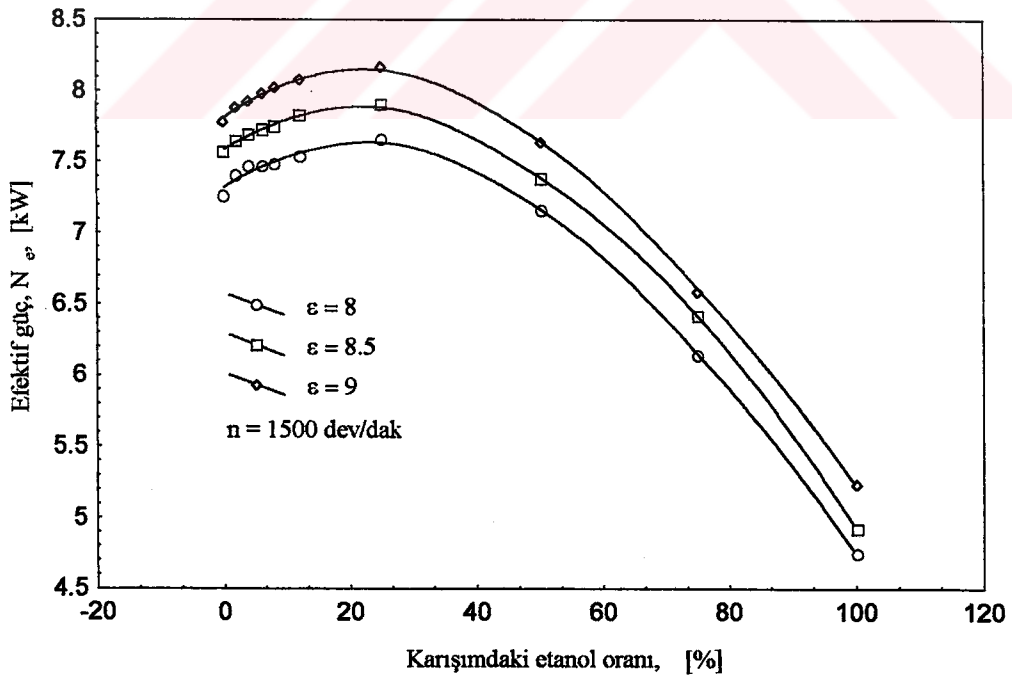
Şekil 40. Değişik devir sayılarında özgül yakıt tüketiminin karışım oranına göre değişimi



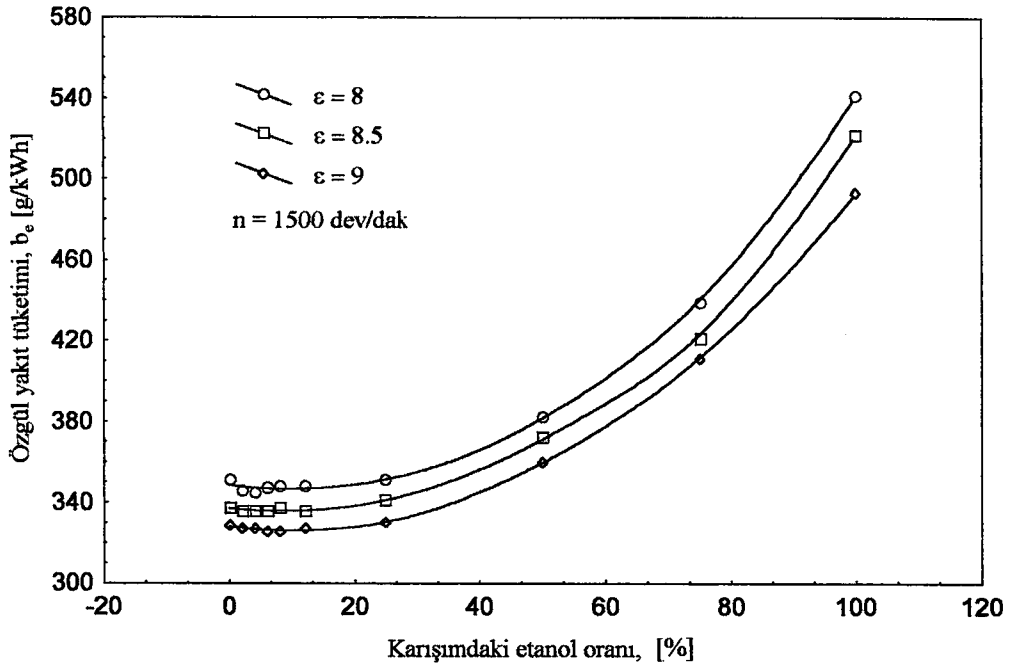
Şekil 41. Değişik devir sayılarında efektif verimin karışım oranına göre değişimi



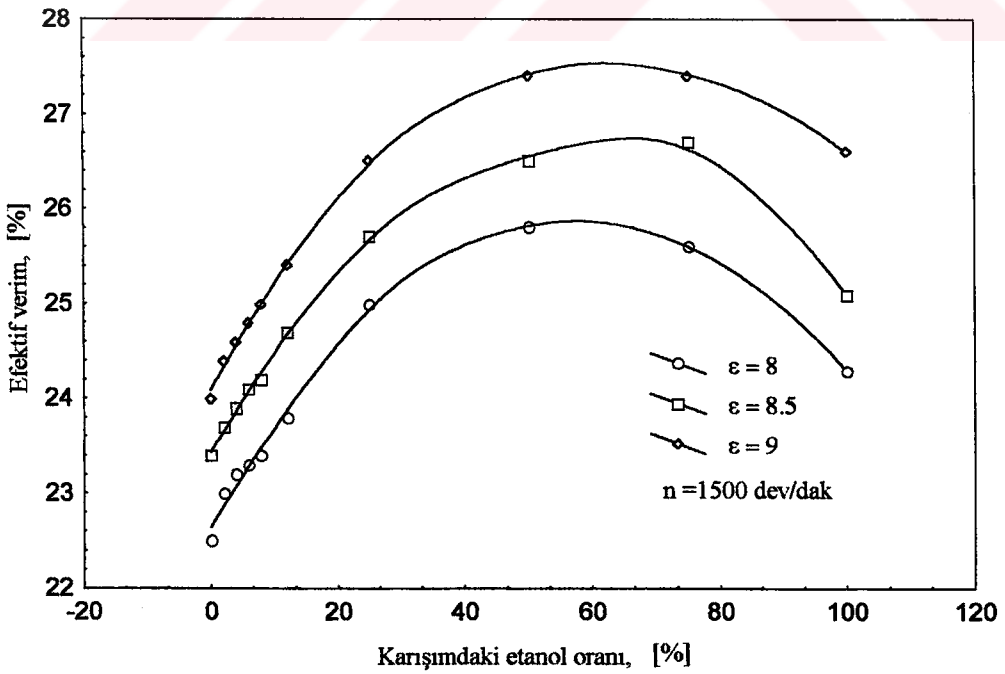
Şekil 42. Değişik devir sayılarında CO oranının karışım oranına göre değişimi



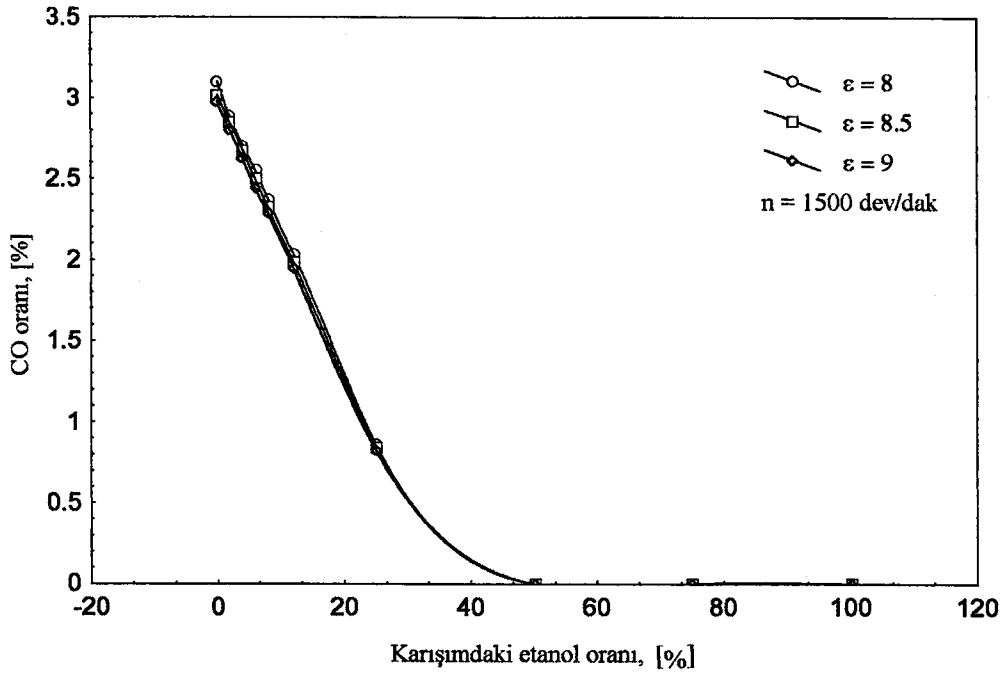
Şekil 43. Değişik sıkıştırma oranlarında efektif gücün karışım oranına göre değişimi



Şekil 44. Değişik sıkıştırma oranlarında özgül yakıt tüketiminin karışım oranına göre değişimi



Şekil 45. Değişik sıkıştırma oranlarında efektif verimin karışım oranına göre değişimi



Şekil 46. Değişik sıkıştırma oranlarında CO oranının karışım oranına göre değişimi

Tablo 9. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının deney motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri

$\epsilon = 9, n = 1000$ dev/dak	ΔN_e [%]	Δb_e [%]	$\Delta \eta_e$ [%]	ΔCO [%]
BE2	0.102	-0.326	1.17	-7.18
BE4	0.273	0	1.56	-13.73
BE6	-0.205	0.977	1.56	-17.65
BE8	0.307	0.977	2.33	-22.35
BE12	0.631	1.63	3.5	-34.12
BE25	0.273	4.23	6.61	-72.23
BE50	-5	12.05	11.28	-100
BE75	-16.77	26.06	13.23	-100
Etanol	-29.86	42.35	16.73	-100

Tablo 10. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının deney motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri

$\epsilon = 9, n = 1250$ dev/dak	ΔN_e [%]	Δb_e [%]	$\Delta \eta_e$ [%]	ΔCO [%]
BE2	0.575	0	0.80	-1.87
BE4	1.15	-0.317	1.60	-11.96
BE6	1.32	0.317	1.99	-17.03
BE8	1.83	0	2.79	-22.64
BE12	2.72	0.317	4.78	-33.69
BE25	2.4	2.77	7.97	-71.85
BE50	-3.44	11.11	12.35	-100
BE75	-15.5	25.08	13.94	-100
Etanol	-31.49	46.98	13.15	-100

Tablo 11. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının deney motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri

$\epsilon = 9, n = 1500$ dev/dak	ΔN_e [%]	Δb_e [%]	$\Delta \eta_e$ [%]	ΔCO [%]
BE2	1.35	-0.610	1.67	-6.04
BE4	1.93	-0.610	2.50	-11.74
BE6	2.69	-0.912	3.33	-18.02
BE8	3.23	-0.912	4.17	-23.15
BE12	3.88	-0.61	5.83	-34.56
BE25	5.03	0.30	10.42	-72.32
BE50	-1.75	9.42	14.17	-100
BE75	-15.26	24.92	14.17	-100
Etanol	-32.78	49.85	10.83	-100

3.4.2.2. Bir Taşıt Motoru İçin Benzin - Etanol Karışımlarının Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi

Bölüm 3.4.2.1' de tek silindirli deney motoru için yapılan teorik incelemeler, bu bölümde; başlıca özellikleri Tablo 8' de verilen ve nominal devir sayısı 5800 dev/dak olan TEMPRA 1581 taşıt motoru için yapılmıştır. Değişik oranlarda etanol içeren benzinin (C_7H_{17} 'nin) sözü edilen taşıt motorunda yakıt olarak kullanılması durumlarında; yanma olayının, motor çevriminin ve motor performans parametrelerinin nasıl etkilendiği geliştirilen teorik çevrim modeliyle belirlenmiştir. Teorik hesaplar burada da; ϕ yakıt/hava ekivalans oranı motorun %100 benzin ile çalışması durumunda 1.15 alınarak gerçekleştirilmiştir. Yakıt karışımları için ekivalans oranı (169) formülüyle hesaplanmıştır. $n = 2600, 4000$ ve 5800 dev/dak devir sayıları için hesaplar yapılırken, ateşleme açısının (ateşleme avansının) devir sayısına bağlı olarak lineer değiştiği varsayılarak, bu devir sayıları için θ_s ateşleme açısı sırasıyla $-18^\circ, -22^\circ$ ve -28° krank mili açısı olarak seçilmiştir.

Farklı karışım oranları için silindir basıncının krank açısına göre değişim eğrileri, Şekil 47, 48 ve 49' da verilmiştir. Benzin - Etanol karışımlarının kullanılması durumlarında, %100 benzin kullanılması durumuna göre özellikle yanma işlemi süresince silindir basınçlarında önemli ölçüde artışlar görülmüştür. Bütün durumlarda en yüksek basınç değerleri, %25 etanol katkılı benzinle elde edilmiştir.

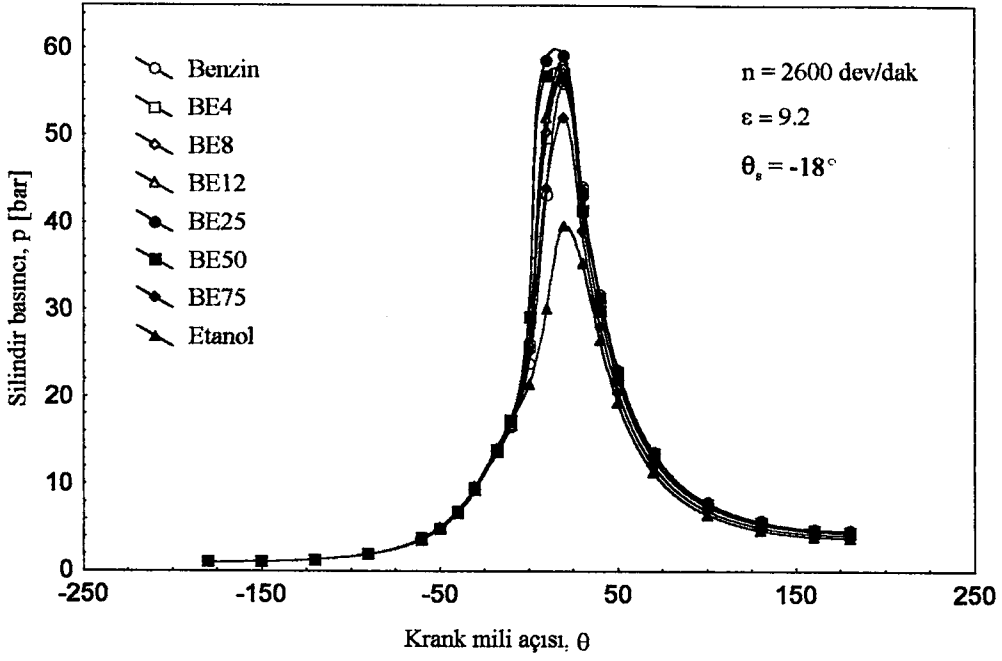
Karışım oranlarının, silindir dolgusunun yanması üzerindeki etkilerini göstermek amacıyla Şekil 50, 51 ve 52' de verilen karşılaştırma eğrileri oluşturulmuştur. Her üç devir sayısında da en hızlı dolayısıyla en kısa süreli yanma olayı; %50 ve %75 etil alkol içeren karışımlarda gerçekleştiği belirlenmiştir. Daha yüksek oranlarda ise yanma gittikçe yavaşlamakta, yanma süresi artmakta ve etanolün yanması, benzinden de kötü hale gelmektedir.

Etanol oranlarının taşıt motorunun performans değerleri üzerindeki etkileri her bir devir sayısı için Şekil 53, 54, 55 ve 56' da gösterilmektedir. Efektif güçte; karışımdaki etanol oranına bağlı olarak, %25 karışım oranına kadar sürekli olarak artış görülmüştür. Bu karışım oranından sonra, karışımlarla elde edilen efektif güç değerleri benzin ile elde edilen değerlerden daima düşük olmaktadır. Özgül yakıt tüketimi; 2600 ve 4000 dev/dak devir sayılarında, %12 etanol oranına kadar sürekli azalmış ve daha yüksek karışım oranlarında benzine göre daha yüksek değerler almıştır. 5800 dev/dak nominal devir sayısında ise özgül yakıt tüketiminin etanol oranıyla birlikte arttığı görülmektedir. Efektif verim; 2600 dev/dak devir sayısında artan etanol oranıyla sürekli artmış, 4000 dev/dak devir sayısında %75 etanol oranına kadar artmış daha

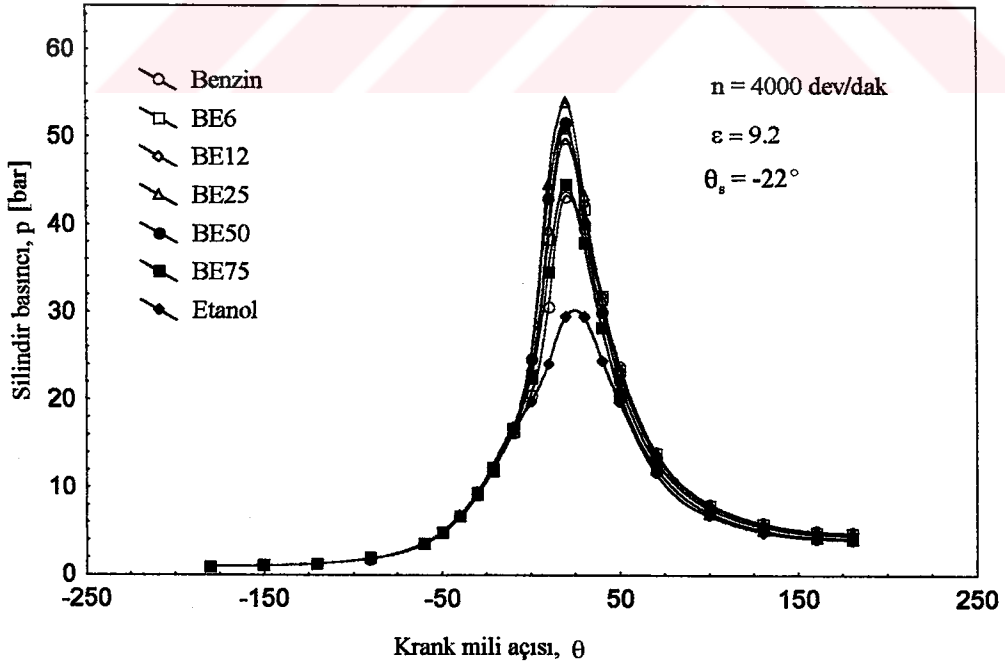
sonra düşmüş ve 5800 dev/dak devir sayısında %50 etanol oranına kadar artmış, daha yüksek karışım oranlarıyla ise sürekli düşmüştür. Üç devir sayısında da karışımlarla elde edilen efektif verim değerlerinin, benzine göre her durumda büyük olduğu belirlenmiştir. CO oranları, üç devir sayısında da artan karışım oranıyla sürekli düşmüştür. %50 ve daha yüksek karışım oranlarında CO oranı sifira çok yaklaşmıştır. Karışım oranlarının motor performans parametrelerinde meydana getirdiği değişimlerin sayısal değerleri (%) olarak Tablo 12, 13 ve 14' te verilmiştir.

Buraya kadar yapılan teorik incelemeler, karbüratör ayarının %100 benzin kullanılması durumundaki konumda kaldığı varsayımına göre yapılmıştır. Motorun, değişik oranlarda etanol içeren karışımlarla çalıştırılması durumunda, karbüratörün ve yakıt sisteminin; benzin kullanıldığında ekivalans oranını sağlayacak şekilde ayarlanması varsayımına göre de yukarıdakine benzer teorik incelemeler yapılmış ve elde edilen bulgular Şekil 57, 58, 59 ve 60' ta verilmiştir. Bu durum için hesaplar; $\phi = 1.15$ ve $n = 5800$ dev/dak seçilerek gerçekleştirilmiştir.

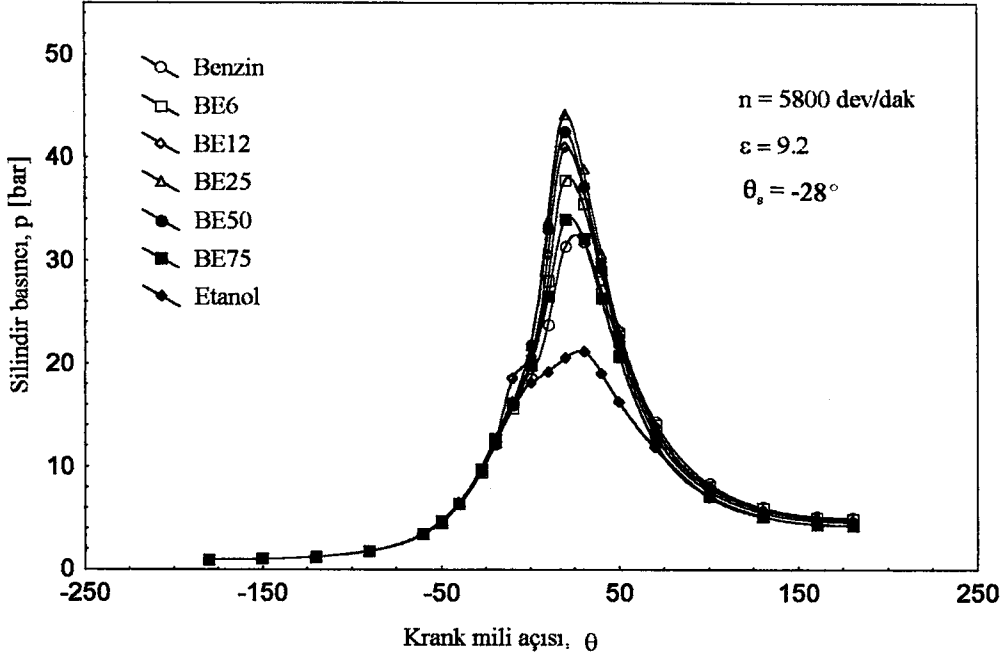
Sabit ekivalans oranı için, yanma süresince artan karışım oranıyla yanmış kütle miktarları da sürekli artmıştır. Şekil 57' den; yanma süresinin, artan karışım oranıyla azaldığı açık bir şekilde görülmektedir. Silindir basınçlarında da yanmış kütle oranına benzer değişim görülmüştür. Efektif güç ve özgül yakıt tüketimi, artan karışım oranıyla birlikte artmıştır. Artan karışım oranıyla, CO oranının azaldığı ve efektif verimin arttığı belirlenmiştir.



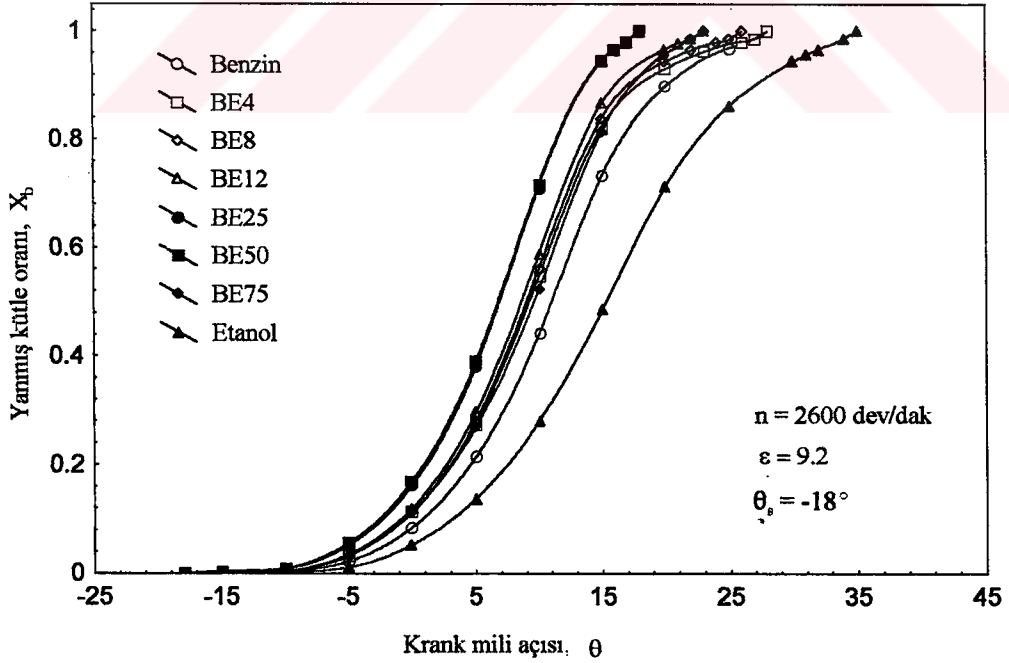
Şekil 47. Taşıt motoru için değişik karışım oranlarında silindir basıncının krank açısına göre değişimi



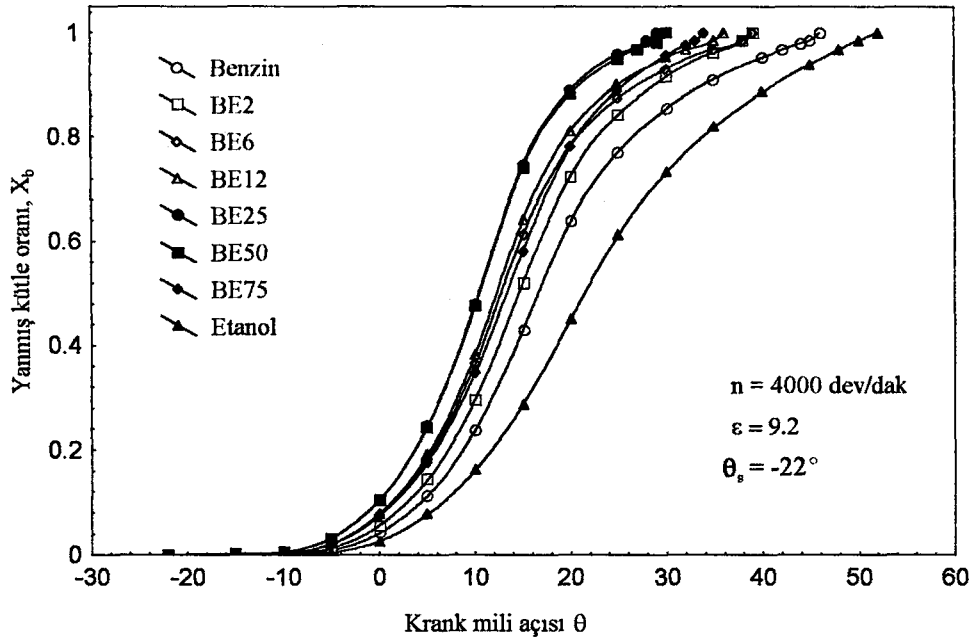
Şekil 48. Değişik karışım oranları için silindir basıncının krank açısına göre değişimi



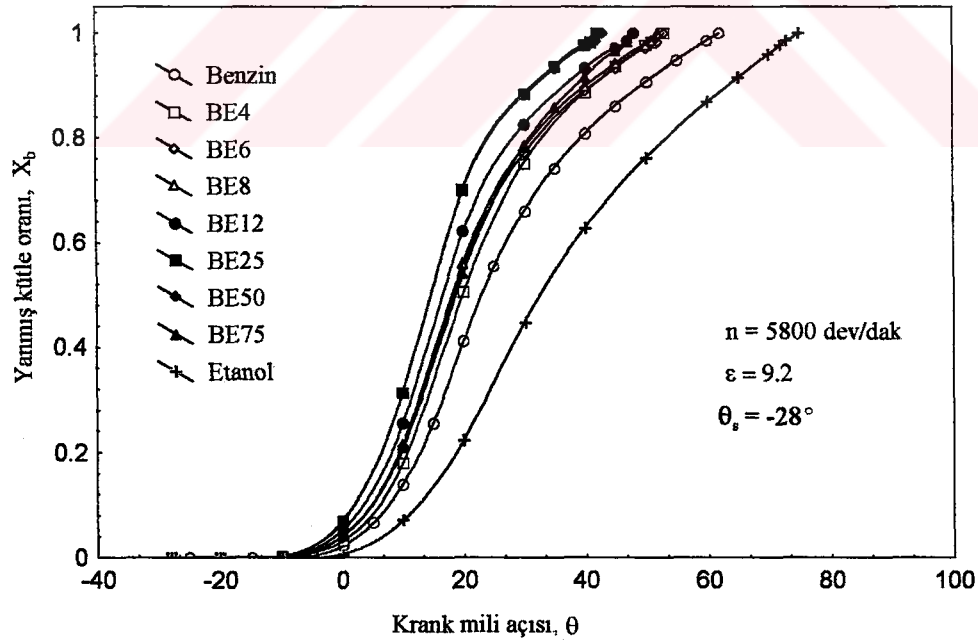
Şekil 49. Taşıt motoru için değişik karışım oranlarında silindir basıncının krank açısına göre değişimi



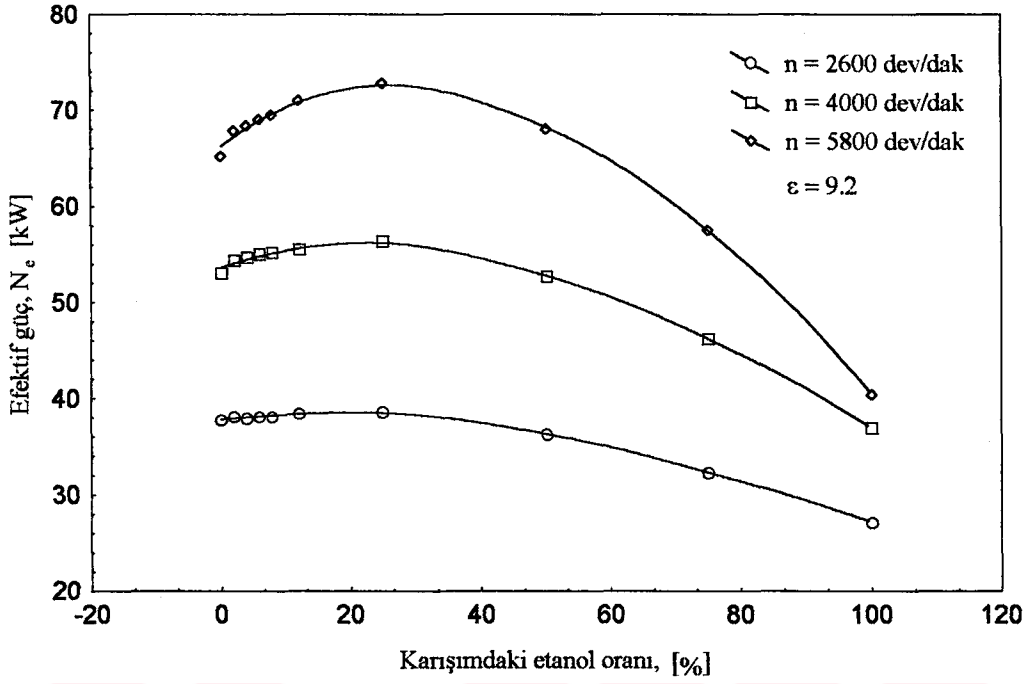
Şekil 50. Farklı karışım oranları için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



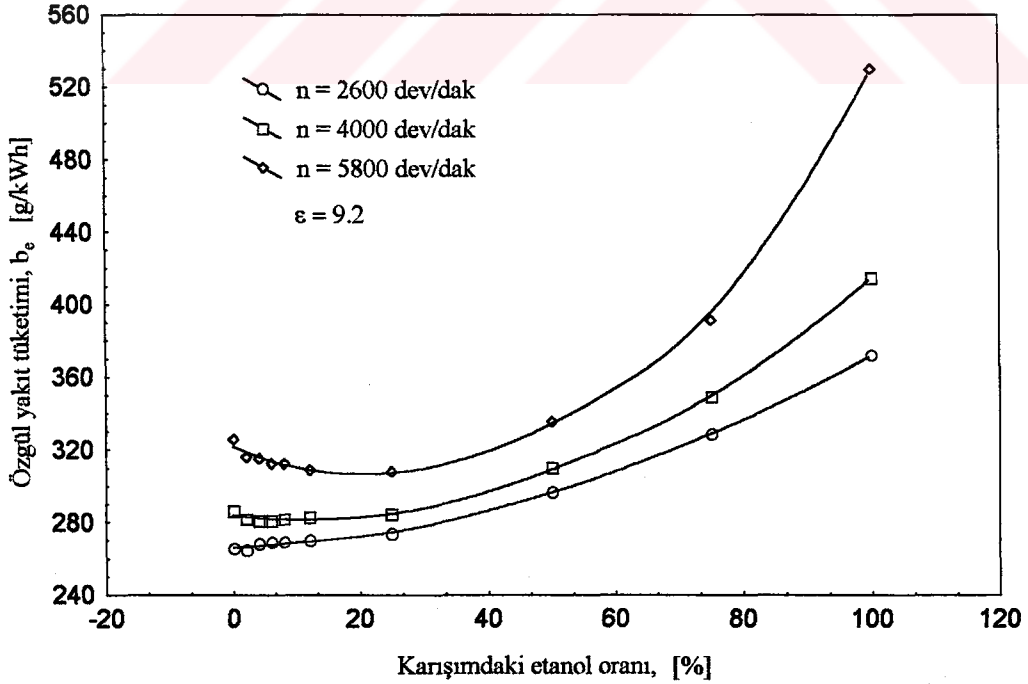
Şekil 51. Farklı karışım oranları için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



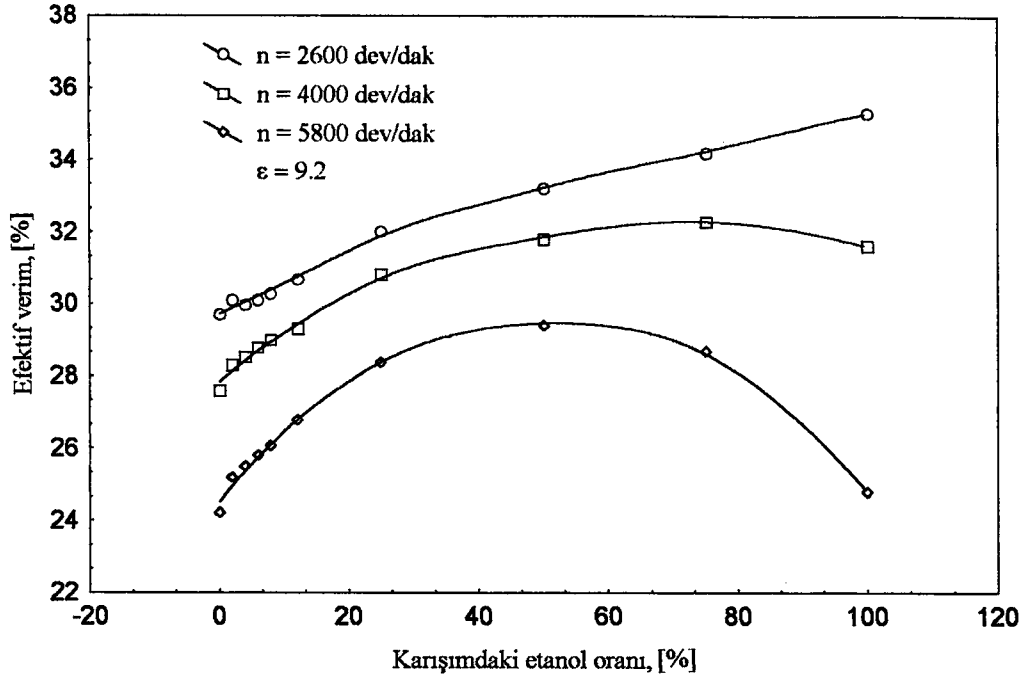
Şekil 52. Farklı karışım oranları için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



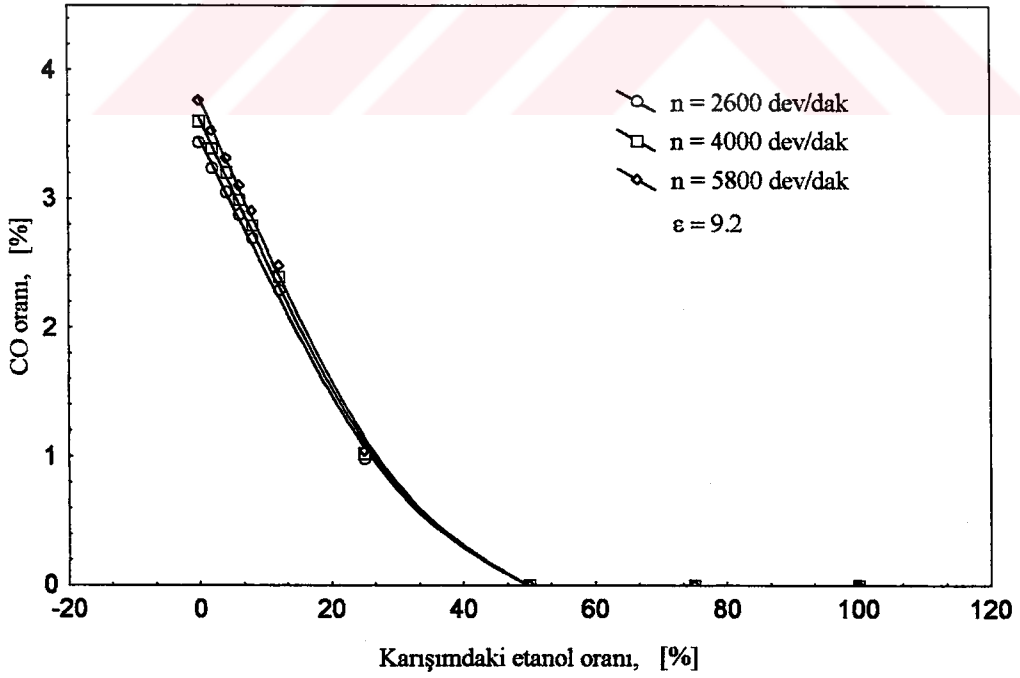
Şekil 53. Değişik devir sayılarında efektif gücün karışım oranına göre değişimi



Şekil 54. Değişik devir sayılarında özgül yakıt tüketiminin karışım oranına göre değişimi



Şekil 55. Değişik devir sayılarında efektif verimin karışım oranına göre değişimi



Şekil 56. Değişik devir sayılarında CO oranının karışım oranına göre değişimi

Tablo 12. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının taşıt motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri

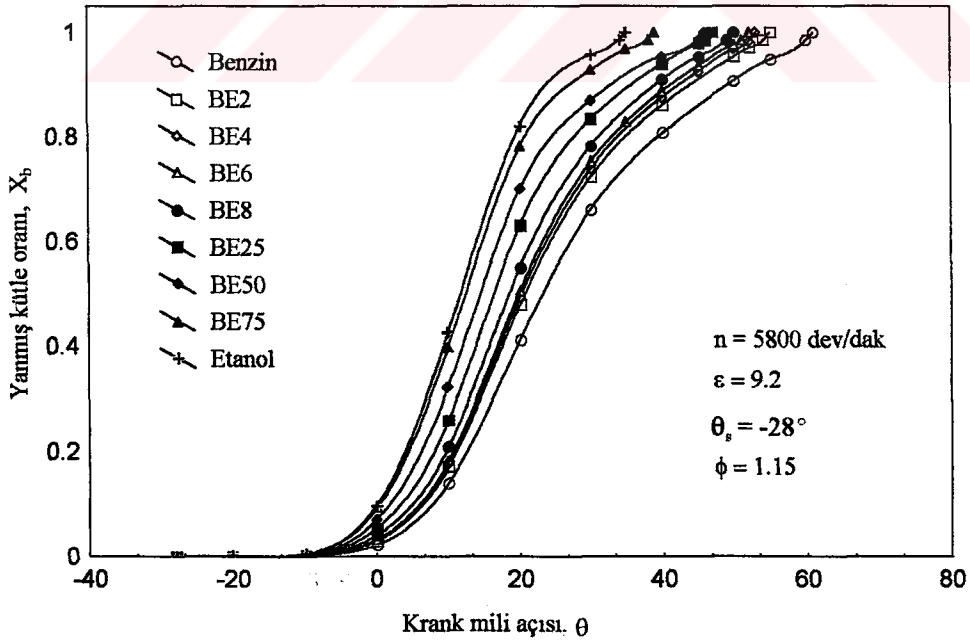
$\epsilon = 9.2, n = 2600$ dev/dak	ΔN_e [%]	Δb_e [%]	$\Delta \eta_e$ [%]	ΔCO [%]
BE2	1.03	-0.376	1.35	-5.81
BE4	0.476	0.752	1.01	-11.05
BE6	0.64	1.13	1.35	-16.28
BE8	0.86	1.13	2.02	-21.80
BE12	1.50	1.50	3.37	-33.14
BE25	2.31	3	7.74	-71.45
BE50	-3.89	12.4	11.78	-100
BE75	-14.59	23.68	15.15	-100
Etanol	-28.07	39.85	18.86	-100

Tablo 13. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının taşıt motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri

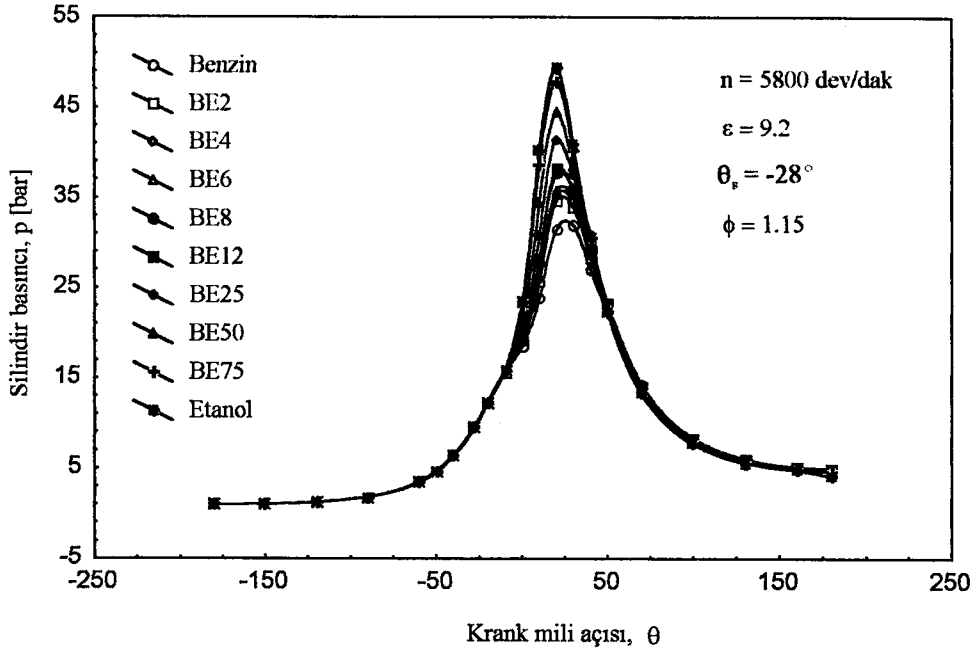
$\epsilon = 9.2, n = 4000$ dev/dak	ΔN_e [%]	Δb_e [%]	$\Delta \eta_e$ [%]	ΔCO [%]
BE2	2.31	-1.40	2.54	-5.83
BE4	3.03	-1.75	3.26	-11.11
BE6	3.5	-1.75	4.35	-16.94
BE8	3.86	-1.40	5.07	-22.5
BE12	4.44	-1.05	6.16	-33.61
BE25	6.11	0.70	11.59	-71.72
BE50	-0.81	8.40	15.22	-100
BE75	-13.1	22	17.03	-100
Etanol	-30.45	45.1	14.50	-100

Tablo 14. Değişik oranlardaki benzin - etanol karışımlarının taşıt motoru performans özelliklerinde meydana getirdiği değişikliklerin yüzde [%] olarak değerleri

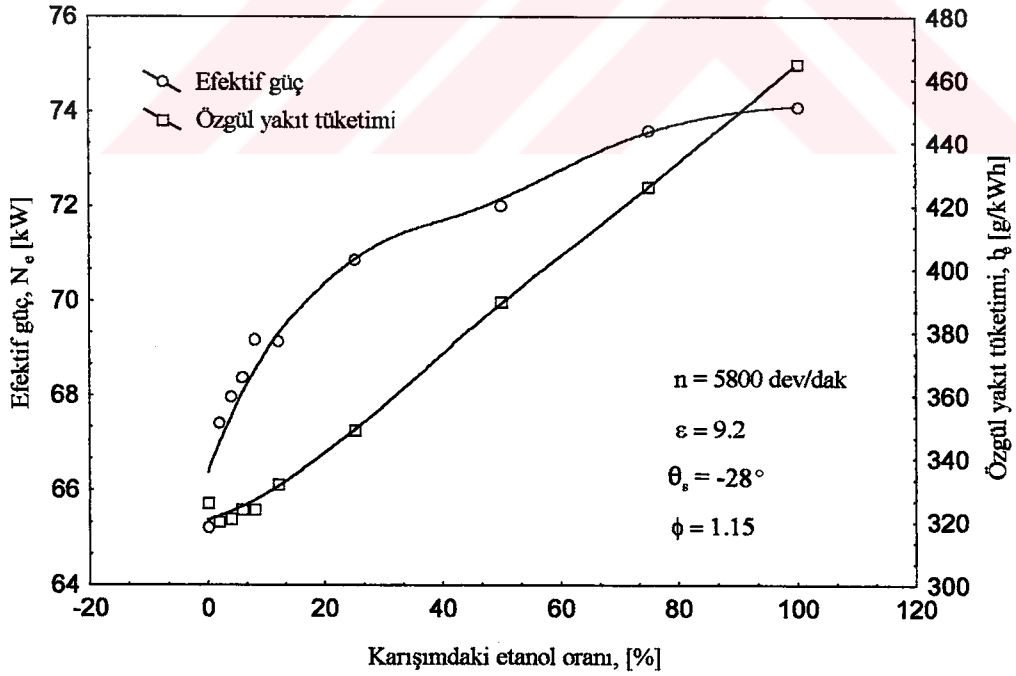
$\epsilon = 9.2, n = 5800$ dev/dak	ΔN_e [%]	Δb_e [%]	$\Delta \eta_e$ [%]	ΔCO [%]
BE2	3.97	-3.07	4.13	-6.18
BE4	4.83	-3.37	5.37	-11.70
BE6	5.86	-3.99	6.61	-17.55
BE8	6.53	-3.99	7.85	-22.87
BE12	9.38	-5.21	10.74	-34.04
BE25	11.52	-5.52	17.36	-72.07
BE50	4.34	3.07	21.49	-100
BE75	-11.90	20.25	18.37	-100
Etanol	-38.03	62.58	2.48	-100



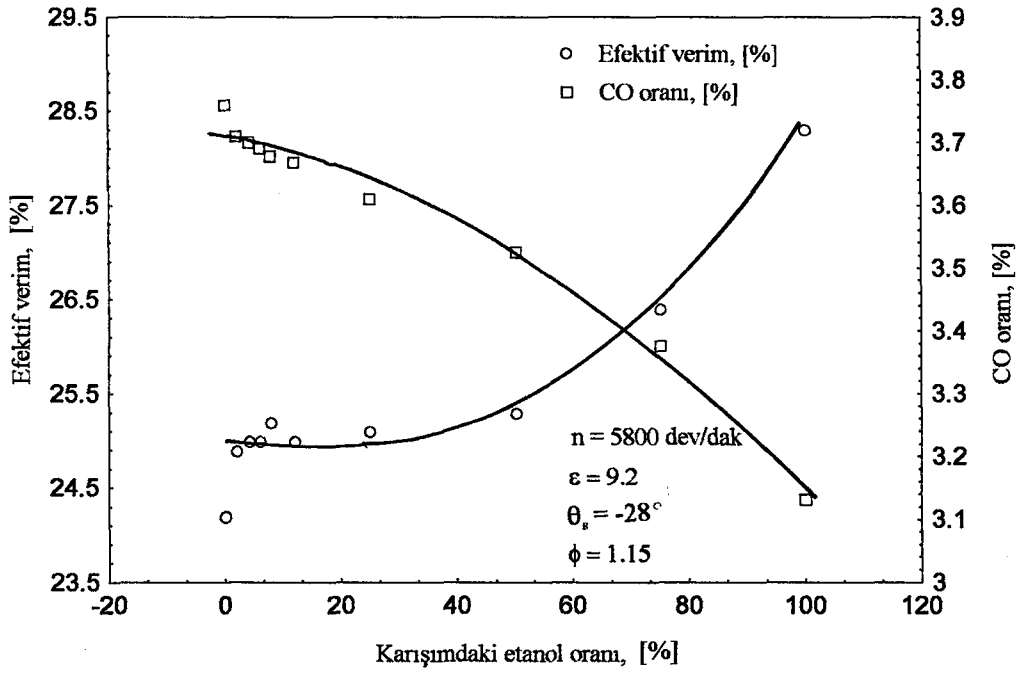
Şekil 57. Sabit ekivalans oranı durumunda çeşitli karışımlar için yanmış kütle oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 58. Sabit ekivalans oranı durumunda çeşitli karışımlar için silindir basıncının krank açısına göre değişimi



Şekil 59. Sabit ekivalans oranı durumunda efektif güç ve özgül yakıt tüketiminin karışımdaki etanol oranına göre değişimi



Şekil 60. Sabit ekivalans oranı durumunda efektif verim ve CO oranının karışımındaki etanol oranına göre değişimi

4. İRDELEME

4.1. Giriş

Daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi sunulan çalışma iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada: benzin motorlarındaki yanma olayını ve benzin motorları çevrimlerini ayrıntılı olarak incelemek amacıyla bir termodinamik çevrim modeli geliştirilmiştir. Matematik çevrim modelinde ; yanma olayı, sanki boyutlu (quasi-dimensional) matematik model kullanılarak modellenmiştir. Bu çevrim modelinin doğruluk düzeyi; literatürdeki çeşitli deneysel ve teorik sonuçlarla yapılan karşılaştırmalar sonunda belirlenip yeterli güven sağlanmıştır. Bu aşamadan sonra, ikinci aşamada: sadece benzin için geliştirilen matematik model benzin - etil alkol karışımları için yeniden düzenlenmiştir.

Çeşitli motor çalışma koşullarında; benzin, etanol ve çeşitli benzin - etanol karışımları için bilgisayar programından elde edilen hesap sonuçları "bulgular" bölümünde verilmişti. Bu bölümde; bilgisayar programından elde edilen sayısal sonuçların, literatürde verilen sonuçlarla karşılaştırılması ve benzin - etanol karışımlarının benzin motorlarındaki yanma olayı, motor çevrimleri ve performans parametreleri üzerindeki etkilerine ilişkin irdelemeler yapılacaktır.

4.2. Bilgisayar Programının Doğruluk Düzeyi

Benzin motorları çevrimlerinde en önemli işlem yanma periyodudur. Çünkü yakıtın kimyasal enerjisi bu periyotta ısı enerjisine dönüşmektedir. Yanma olayının modellenmesi, motor çevrimlerinin matematik modellerinin önemli bir bölümünü oluşturmaktadır. Yanma işlemini modelleme çalışmalarında amaç: birim zamanda yanan kütle belirlenmesidir. Bu çalışmada, yanma işlemini modellemek için kullanılan "türbülanslı alev yayılması" modelinde, matematiksel modelin dayandığı başlıca parametrelerin: anlık alev geometrisi, anlık karakteristik türbülans büyüklükleri ve anlık laminer alev hızı olduğu, Bölüm 1.3.3.3 ve Bölüm 2.3.6.4' te belirtilmişti.

Yanma modelinin sonuçlarından önce; geometrik alev yayılması modelinin sonuçları Poulos ve Heywood [37] tarafından verilen teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Şekil 8 ve 9' da iki farklı buji yeri (a) için pistonun üst ölü noktada ($\theta = 0^\circ$) bulunması durumunda, çeşitli alev yarıçapları için hesaplanan serbest alev yüzeyi alanları, belirtilen literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmış ve oldukça iyi bir yakınlığın sağlandığı görülmüştür. Yanma işlemini karakterize

eden en önemli büyüklük: silindir içindeki yanmış kütlelerin toplam kütleyle oranı şeklinde alınan X_b yanmış kütle oranıdır. Şekil 10 ve 11' de; sunulan model ile Blizard ve Keck [46] ve Tabaczynski, Trinker ve Shannon [58] tarafından verilen deneysel yanmış kütle oranlarının krank açısına göre değişimleri karşılaştırılmıştır. Şekil 11' de, sunulan çalışmada hesaplanan değerlerin deneysel sonuçlara, ilgili literatürde verilen teorik değerlerden daha yakın olduğu görülmektedir. Tabaczynski, Trinker ve Shannon [58] yanma işleminin; ateşleme başlangıcından, yanma bitene kadar tam gelişmiş bir alev yayılması şeklinde gerçekleştiğini varsaymışlardır. Oysa, yanma işleminin gerçekte laminar yanma, tam gelişmiş alev yayılması ve son yanma fazlarından oluştuğu önceki bölümlerde belirtilmişti. Sunulan çalışmada ise, deneysel gözlemlere [8], [43 - 45] dayalı olarak geliştirilmiş [1], [45] matematik yanma modeli kullanılmıştır. Böylece sunulan çalışmadan elde edilen sonuçların literatürdeki deneysel sonuçlara daha yakın çıkması; matematik yanma modelinin gerçek yanma olayını modellemede yüksek düzeyde bir duyarlılığı sağladığını göstermektedir.

Teorik çevrim modelinin doğruluk derecesi, bütün çevrim süresince basınç ve sıcaklık (p, T) gibi silindir dolgusunun genel termodinamik durumunu tanımlayan büyüklüklerin krank mili açısına göre değişimlerinin ve çevrim sonunda hesaplanan performans parametrelerinin deneysel sonuçlara uygunluğunun kontrolü ile belirlenebilir. Bu nedenle ilk olarak literatürdeki deneysel silindir basıncı - krank açısı değişim eğrileri ile, geliştirilen bilgisayar modelinden elde edilen eğriler Şekil 12 ve 13' te karşılaştırılmıştır. Heywood ve arkadaşları [36], Wiebe fonksiyonu kullanarak yanma işlemini modellemiş ve elde ettikleri teorik ve deneysel sonuçları çalışmalarında bir arada sunmuşlardır. Şekil 12' de; sunulan çalışmada elde edilen teorik sonuçların, Heywood ve arkadaşlarının [36] verdikleri deneysel sonuçlara, onların teorik sonuçlarından daha yakın olduğu görülmektedir. Geliştirilen modelin daha duyarlı sonuçlar vermesi; yanma işleminin daha gerçekçi bir şekilde; yani yanma odası geometrisine, motor çalışma koşullarına ve silindir dolgusunun özelliklerine dayalı olarak modellenmesinden kaynaklanmaktadır. Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi, yanma işleminin ampirik yanmış kütle oranı formülleri kullanılarak modellendiği çalışmalarda; yanmış kütle oranının değişimi üzerinde, sadece ateşleme açısı ve krank açısının etkili olduğu varsayılmaktadır.

Ferguson [41] da yanma olayını, Heywood ve arkadaşlarınıninkine [36] benzer şekilde kosinüs yanma oranı formülünü kullanarak modellemiş ve sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerini hesaplayan bir termodinamik çevrim modeli geliştirmiştir. Ferguson' un [41] elde ettiği teorik sonuçlarla, sunulan çalışmada; aynı yakıt, motor ve çalışma koşulları için elde

edilen teorik sonuçlar Şekil 14, 15, 16 ve 17' de verilmektedir. Hesaplanan silindir basınçlarının ve taze dolgu (yanmamış karışım) sıcaklıklarının yanma işlemi dışındaki işlemlerde neredeyse eşit olduğu, yanma işlemi süresince ise farklılaştığı görülmüştür. Bu durum kullanılan yanma modelleri arasındaki farklılıktan kaynaklanmaktadır. Silindir basınçlarının sıkıştırma ve genişleme işlemlerinde neredeyse aynı olmasının, her iki çalışmada da termodinamik çevrim modelinin benzer yaklaşımlar kullanılarak geliştirilmiş olmasından kaynaklandığı söylenebilir. Şekil 17; yanmış kütle oranının kosinüs yanma oranı formülü ile belirlenmesi durumunda ve sunulan çalışmadaki gibi yakıt özelliklerine, motor geometrisine, silindir içindeki akış özelliklerine ve çalışma koşullarına bağlı olacak şekilde hesaplanması durumunda oluşacak farkı göstermek amacıyla verilmiştir.

Karşılaştırma amaçlı değerlendirmelerin son aşamasında; K.T.Ü. Motorlar laboratuvarında bulunan tek silindirli bir deney motoru için Bayraktar [86] tarafından verilen deneysel performans parametreleri değerleri ve TEMPRA 1581 taşıt motoru için taşıt katoloğunda verilen efektif güç - devir sayısı değişim eğrisi ile sunulan çalışmada, belirtilen motorlar için hesaplanan performans değerleri Şekil 18, 19, 20, 21 ve 22' karşılaştırılmıştır. Deney motorunun oldukça eski olması nedeniyle, deneysel sonuçlarda normal motor karakteristiğine uygun olmayan değişimler görülmektedir. Teorik hesaplarda yanma odası şeklinin disk şeklinde olduğu varsayılmıştır. Oysa bu motorun yanma odası tam olarak disk şeklinde değildir. Ayrıca buji yeri yaklaşık biçimde seçilmiştir. Bütün bu uygunsuzluklara karşın yine de bu motor için hesaplanan performans değerlerinin, deneysel sonuçlara kabul edilebilir bir yakınlıkta olduğu görülmüştür. Taşıt motoru için verilen deneysel efektif güç - devir sayısı değişim eğrisi ile, bu motor için teorik olarak hesaplanan efektif güç - devir sayısı değişim eğrisi Şekil 22' de verilmiştir. Kullanılan benzinin C_7H_{17} olarak alınması, deneylerin yapıldığı ortam koşullarının yaklaşık olarak tahmin edilmesi ve emme sonu özelliklerinin yaklaşık olarak hesaplanması gibi çeşitli varsayımlara dayalı olarak motor çevriminin hesaplanması, belirlenen efektif güçlerde farklılığa neden olabilir. Ayrıca mekanik kayıplar ortalama basıncı için kullanılan ampirik bağıntı da efektif büyüklüklerde farklılığa neden olmuş olabilir. Bütün bu farklılık yaratabilecek nedenlere karşılık, bu derece yakınlık sağlanmış olması, geliştirilen bilgisayar programının gerçeğe yakın sonuçlar verebileceği konusunda yeterince güven sağlamıştır.

4.3. Benzin ve Etanol Yakıtlı Buji Ateşlemeli Motorların Motor Çevrimleri

Bölüm 1' de; buji ateşlemeli motor yakıtı olarak benzinin ve etil alkolün gösterecekleri bazı özellikler özetlenmişti. Benzin ve etanolun motor yakıtı olarak tek başlarına kullanılmaları durumunda motordaki yanma olayının oluşumuna ve motor çevriminin yapısına ilişkin bulgular, Bölüm 3.4.1' de verilmişti.

Etanolün (Y/H)_e teorik (stoichiometric) yakıt/hava oranı değeri benzine göre çok yüksektir. Bu nedenle karbüratör ayarı değiştirilmeksizin, benzin motorlarında etanol kullanılması durumunda karbüratörde daha fakir karbürasyon işlemi meydana gelmektedir [3], [9], [12]. Bu çalışmada bu durum; etanol kullanılması durumunda, ϕ ekivalans oranını (169) bağıntısı ile hesaplayarak dikkate alınmıştır. Şekil 23' te; $n = 1500$ dev/dak devir sayısında ve $\epsilon = 8, 8.5, 9$ sıkıştırma oranlarında benzin ve etanol için teorik olarak elde edilmiş $X_p - \theta$ eğrileri verilmiştir. Her iki yakıt için de yanmış kütle oranının sıkıştırma oranı ile arttığı ve bunun sonucu olarak da yanma için gereken sürenin azaldığı görülmektedir. Her sıkıştırma oranında birim zamanda yanan etanol kütesinin benzinden daha düşük olmasına neden olarak; etanol kullanıldığı zaman ekivalans oranı değerinin düşük olması gösterilebilir. $\epsilon = 9$ sıkıştırma oranında ve $n = 1000, 1250, 1500$ dev/dak devir sayılarında teorik olarak elde edilmiş $X_p - \theta$ eğrileri Şekil 24'te verilmiştir. Bu durumda, her iki yakıt için de birim zamanda yanan kütle miktarının artan devir sayısı ile birlikte azaldığı ve yanma süresinin arttığı görülmüştür. Bütün devir sayılarında birim zamanda yanan etanol miktarının benzine göre daha düşük olması yine ekivalans oranının düşük değerlerde olmasından kaynaklanmaktadır.

Deney motoru için silindir basınçlarının krank açısına göre değişimleri incelendiğinde, değişik sıkıştırma oranlarında (Şekil 25) ve değişik devir sayılarında (Şekil 26) etanol ile oluşan basınçların, benzin ile oluşan basınçlardan bütün durumlarda daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bu durum; etanolün düşük alt ısı değerinden ve yüksek (Y/H)_e değerinden kaynaklanmaktadır.

Taşıt motoru için $\epsilon = 9.2$ ve $n = 2600, 4000$ ve 5800 dev/dak devir sayılarında, benzin ve etanol için teorik olarak elde edilen $X_p - \theta$ ve $p - \theta$ eğrileri incelendiğinde, deney motorundakine benzer durumun ortaya çıktığı görülmektedir. Böylece, etanolün tek başına benzin motorlarında kullanılması halinde, fakir karışımların oluşması ve etanolün alt ısı değerinin düşük olması gibi nedenlerle yanan yakıt miktarı ve silindir basıncı üzerinde olumsuz etkilerin olacağı söylenebilir.

4.4. Çeşitli Oranlarda Etanol İçeren Benzin - Etanol Karışımlarının Buji Ateşlemeli Motor Yakıtı Olarak Kullanılması

Etanol benzine karıştırıldığı zaman; benzinin enerji içeriğini, gizli buharlaşma ısısını, buhar basıncını ve teorik yakıt/hava oranını değiştirmektedir [12]. Bu nedenle buji ateşlemeli motor çevrimleri, benzin - etanol karışımları kullanıldığı zaman farklı yapılarda oluşacaktır.

Sunulan çalışmada, %2, 4, 6, 8, 12, 25, 50, 75 etanol içeren karışımlar için motor çevrimi ve motor performans parametreleri hesaplanmıştır. Deney motoru için $\epsilon = 9$ sıkıştırma oranında farklı devir sayılarında ve $n = 1500$ dev/dak nominal devir sayısında ve farklı sıkıştırma oranlarında en yüksek silindir basınçlarının genellikle %25 ve bazı durumlarda da %50 etanol katkılı benzin ile elde edildiği belirlenmiştir (Şekil 29, 30, 31, 32, 33). Deney motoru için değişik devir sayılarında hesaplanan yanmış kütle oranı değerleri incelendiğinde en hızlı ve bunun sonucu olarak da en kısa süreli yanmanın genellikle %25 ve %50 etanol içeren karışımlarla elde edildiği görülmüştür. Yukarıda, deney motoru için belirtilen çalışma koşullarında performans parametrelerinin değişimleri de incelenmiştir (Şekil 39, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46). Efektif gücün bütün durumlarda %25 etanol oranına kadar arttığı, özgül yakıt tüketiminin %25 etanol oranına kadar ya azaldığı ya da önemli ölçüde artmadığı, efektif verimin çok yüksek etanol oranlarında (%75 gibi) bile benzin ile elde edilenden daha yüksek değerler aldığı ve eksoz gazları içindeki CO oranlarında etanol oranına bağlı olarak sürekli bir düşüşün olduğu görülmüştür.

Taşıt motoru için farklı devir sayılarında yapılan hesaplamalar sonucu; en yüksek silindir basınçlarının %25, en hızlı yanmanın ise %25-50 etanol katılmış benzinle elde edildiği belirlenmiştir (Şekil 47, 48, 49, 50, 51, 52). Silindir basınçlarındaki artışlara paralel olarak efektif güçte de artışların görülmesi doğaldır. Taşıt motorunun diğer performans özelliklerinde meydana gelen değişimler, deney motorundakine benzerdir (Şekil 53, 54, 55, 56).

Yukarıda sözü edilen iyileşmelerin nedenleri aşağıdaki gibi sıralanabilir. Etanol; düşük alev sıcaklığına sahip olması, yüksek teorik yakıt/hava oranına sahip olması ve yüksek gizli buharlaşma ısısına sahip olması gibi nedenlerle, emilen taze dolgu üzerinde soğutucu etkide bulunmaktadır. Bu özelliklerinden dolayı taze dolgu sıcaklığı azalmakta ve volumetrik verim artmaktadır [9]. Volumetrik verimin artması ve yanmanın iyileşmesi; momentte sonuçta da efektif güçte artışlara neden olmaktadır. Etanolun alt ısı değerinin benzinden çok düşük olması nedeniyle, karışımdaki etanol oranının çok yüksek olması durumunda efektif verimin artmasına karşın özgül yakıt tüketimi benzine oranla daha yüksek değerler almaktadır. Etanol

karışımlarıyla çalışıldığı zaman; ekivalans oranının düşmesi [12] yani fakir karışımlarla çalışılması ve yukarıda belirtildiği gibi düşük taze dolgu sıcaklıklarının oluşması, eksoz gazları içindeki yanmamış hidrokarbon (HC) ve CO oranlarının etanol oranına bağlı olarak azalmasına neden olmaktadır.

Literatürde, deneysel çalışmalara dayalı olarak; %20 oranına kadar etanol içeren karışımların motor üzerinde hiç bir yapısal değişiklik yapılmaksızın kullanılabilceği ve motorun performans özelliklerinde önemli ölçüde bir kötüleşmenin olmayacağı belirtilmektedir [7], [13], [88]. Etanol; higroskopik özellikleri nedeniyle atmosferden su çekme özelliğine sahiptir ve su içeren etanolün benzin - etanol karışımlarında faz ayrışması sorununu yarattığı, bu nedenle de güçte ve verimde düşüşlerin olduğu bilinmektedir [9], [12], [15], [19], [20], [86]. Buradaki teorik incelemelerde; alkollerin bu özellikleri hesaplarda dikkate alınmamıştır. Benzinle etanolün her durumda homojen bir karışım oluşturdukları varsayılmıştır. Bu nedenlerle elde edilen teorik sonuçlar daha iyimser bir görünüm sergilemektedir.

Karbüratör ayarında veya yakıt enjeksiyon sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmaksızın benzin - etanol karışımları kullanıldığı zaman, etanolün kendine özgü özelliklerinin sonucu olarak ekivalans oranının değiştiği düşünülerek, buraya kadar yapılan incelemeler bu duruma uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Bu varsayıma alternatif olarak; karbüratörde ya da yakıt enjeksiyon sisteminde gerekli düzenlemeler yapılarak, motorun karışımlarla çalıştırılması durumunda yüksek yakıt/hava ekivalans oranları elde edilebilir. Böyle bir durumda motor çevriminin ve performans parametrelerinin nasıl etkileneceğini incelemek için Şekil 57, 58, 59 ve 60' ta verilen diyagramlar oluşturulmuştur. Bu durumda artan etanol oranıyla birlikte ekivalans oranı değiştirilmediği için silindir basınçları ve birim zamanda yanan kütle miktarı artmaktadır. Silindir basınçlarındaki artışın doğal bir sonucu olarak efektif güçte de artış olacaktır. Bu durumda da etanolün düşük alt ısı değerinden dolayı yakıt tüketimindeki artış azalmakta ve efektif verim artan etanol oranıyla birlikte artmaktadır. Taze dolgu sıcaklıklarının, artan etanol oranıyla düşmesinin sonucu olarak CO oranlarında sürekli bir azalma olmaktadır.

5. SONUÇLAR

1. Deneysel gözlemlere dayalı olarak Keck [1] tarafından geliştirilen "türbülanslı alev yayılması" matematik modeli ile yanma işlemi, deneysel sonuçlara çok uygun olacak şekilde hesaplanabilmektedir.
2. Yanma işlemi, sunulan çalışmadaki gibi; motor çalışma koşulları, yakıt özellikleri, yanma odası geometrisi ve silindir içindeki akış özellikleri gözönüne alınarak modellendiğinde, sıfır boyutlu termodinamik çevrim modelleri benzin motorları çevrimlerinin ve performans parametrelerinin hesaplanmasında gerçekçi sonuçlar vermektedir. Bu yöntemlerin formülasyonlarının daha kolay oluşu ve çözülecek denklemlerin uzaysal (boyutlu) yapıda olmaması, bu yöntemlerin bilgisayar modellerini oluşturma açısından kolaylık sağlamaktadır.
3. Etanolun benzin motorlarında tek başına kullanılması durumunda silindir basınçlarının ve birim zamanda yanan kütle miktarlarının benzin için hesaplananlardan daha düşük ve yanma sürelerinin de daha fazla olduğu belirlenmiştir.
4. Benzin motorlarında etanolün tek başına kullanılması, efektif verimin artması ve yanmamış HC ve CO emisyonlarının azalması gibi olumlu sonuçlar doğurmasına karşın efektif güçte önemli düzeylerde düşüş ve özgül yakıt tüketiminde artış meydana getirmektedir. Tek silindirli deney motoru için efektif güçte devir sayısına bağlı olarak %30-33 oranlarında azalmaların olacağı teorik olarak belirlenmiştir. Öte yandan özgül yakıt tüketiminde devir sayısına bağlı olarak %42-50 oranlarında artışların olacağı belirlenmiştir. CO oranlarında %100 lük bir azalmanın olduğu ve efektif verimin devir sayısına bağlı olarak %10.83-16.73 oranlarında artacağı belirlenmiştir. Bu oranların taşıt motorunda devir sayısına bağlı olarak; efektif güçteki azalma için %28.07-38.03, özgül yakıt tüketimindeki artış için %39.85-62.58, efektif verimdeki artış için % 2.48 - 18.86 ve CO oranlarındaki azalma için % 100 düzeylerinde olduğu belirlenmiştir.

5. Benzine belirli miktarlara kadar etanol katılması (genellikle %25 oranına kadar) silindirik basınçlarını ve birim zamanda yanan kütle miktarını arttırmaktadır. Buradan; etanolü karışımlardaki etanolün belirli oranlara kadar yanmayı iyileştirdiği sonucu çıkartılabilir.
6. Belirli oranlara kadar etanol içeren benzin - etanol karışımlarının motorun performans özelliklerinde iyileşmeler yapacağı belirlenmiştir. Efektif güçte en fazla artış; tek silindirik deney motorunda; $\epsilon = 9$ sıkıştırma oranında ve $n = 1500$ dev/dak devir sayısında %25 etanol içeren karışımla %5.03 olarak, taşıt motorunda ise $\epsilon = 9.2$ sıkıştırma oranında ve $n = 5800$ dev/dak devir sayısında % 25 etanol içeren karışımla % 11.52 olarak bulunmuştur. Deney motorunun özgül yakıt tüketiminde en fazla azalma $\epsilon = 9$ sıkıştırma oranında ve $n = 1500$ dev/dak devir sayısında %8 etanol içeren karışımla %0.912 olarak, taşıt motorunda ise $\epsilon = 9.2$ sıkıştırma oranında ve $n = 5800$ dev/dak devir sayısında %25 etanol içeren karışımla %5.52 olarak belirlenmiştir. Her iki motor için bütün çalışma koşullarında, artan etanol oranı ile birlikte efektif verim artmakta, CO oranları ise artan etanol oranı ile birlikte azalmaktadır.
7. Çeşitli oranlarda etanol içeren benzin - etanol karışımları motor yakıtı olarak kullanılırken, eğer ekivalans oranının sabit olması sağlanırsa; efektif güçte ve efektif verimde artan etanol oranına bağlı olarak sürekli artış, eksoz gazları içindeki CO oranında ise sürekli azalma görüleceği teorik olarak belirlenmiştir. Taşıt motoru için: $n = 5800$ dev/dak, $\epsilon = 9.2$ ve $\phi = 1.15$ için etanol kullanılmasıyla; efektif güçte %13.56, efektif verimde %16.94, özgül yakıt tüketiminde %42.6 oranlarında artışlar ve CO oranlarında %16.67 düzeyinde azalmanın olduğu belirlenmiştir.

6. ÖNERİLER

1. Emme ve eksoz işlemleri için ayrıntılı bir hesap yöntemi kullanılarak, silindir dolgusunun emme işlemi sonundaki özelliklerinin daha doğru bir şekilde hesaplanması gerekir. Böylece motor çevrimi daha duyarlı bir biçimde hesaplanabilir.
2. Bilgisayar modelinin en önemli kısmını oluşturan matematik yanma modelinde ampirik formüller kullanılarak hesaplanan karakteristik türbülans büyüklükleri, türbülans modelleme yöntemleri kullanılarak daha gerçekçi bir şekilde belirlenebilir. Bu şekilde benzin motorlarındaki yanma işlemi daha doğru olarak hesaplanabilir. Sunulan çalışmada sadece disk şeklindeki yanma odası için düzenlenen küresel alev yayılması modeli, farklı geometrilerdeki motor yanma odaları için yeniden düzenlenmelidir.
3. Bu çalışmada benzin için tek bir ekivalans oranına göre ve 8 farklı karışım oranı için hesaplar yapılmıştır. Çeşitli ekivalans oranı değerleri için, karışım oranı sayısını arttırarak daha geniş kapsamlı araştırmalar yapılarak motorlar için en uygun karışım oranları ve çalışma koşulları belirlenmelidir.
4. Burada teorik olarak benzin ile etanolun homojen bir karışım oluşturdukları varsayılmıştır. Gerçekte etanolun atmosferden su çekme özelliği nedeniyle faz ayrışması olduğu bilinmektedir. Benzin - etanol karışımlarının kullanılması durumunda karışıma belirli oranlarda faz ayrışmasını önleyici maddelerin katılması ya da yakıt deposu kapağına nem tutucu maddelerin konulması gerekmektedir.
5. Pratikteki uygulamalarda benzine alkol katılmasının karışımın buhar basıncını çok fazla yükselttiği belirtilmektedir [12]. Yüksek buhar basınçları, motorda buhar tıkaçına neden olabilir. Bu sorunu önlemek için karışımların buhar basınçlarının düşürülmesi gerekmektedir. Bunu sağlamak için bütan ve pentan gibi bileşikler benzinden çekilmelidir.
6. Etanolun gizli buharlaşma ısısı çok yüksektir. Etanol ya da benzin - etanol karışımlarının yüksek buharlaşma ısısı nedeniyle emme sistemindeki buharlaşma miktarı azalabilir. Bu

durum, motorun soğukta çalışma performansını kötüleştirebilir. Performansı iyileştirmek için emme manifoldunun sıcaklığının soğukta ilk harekette artırılması gerekmektedir.

7. Benzin - etanol karışımlarının günümüz motorlarında yaygın olarak kullanılabilmesi için etanol üretiminin daha fazla ve daha ucuz hale getirilmesi gerekmektedir.
8. Sunulan çalışmada benzin - etanol karışımlarının veya etanolün benzin için tasarlanmış motorlarda kullanılmasının etkileri incelenmiştir. Orijinal olarak benzin - etil alkol karışımlarına veya etil alkole uygun olacak şekilde tasarlanacak yüksek sıkıştırma oranlı motorlarda motor performansı açısından daha iyi sonuçlar elde edilebilir.



7. KAYNAKLAR

1. Keck, J.C., Turbulent Flame Structure and Speed in Spark-Ignition Engines, Nineteenth Symposium (international) on Combustion/ The Combustion Institute, 1982, 1451-1466.
2. Newnham, S., Operation of a Spark-assisted Diesel for Stationary Applications on Alcohol Fuels, IMEchE, C372/016 (1989) 44-52.
3. Kowalewicz, A., Methanol as a Fuel for Spark-Ignition Engines: a Review and Analysis, IMEchE, D02291 (1993) 89-96.
4. Heywood, J.B., Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill Book Co., Singapore, 1988.
5. Papachristos, M., Priestman, G.H., and Swithenbank, J., Fuel Structure Effects on the Performance and Emissions of Spark Ignition Engines, IMEchE, C63/88 (1988) 253-259.
6. Samaga, B.S., On the Problem of Predicting Burning Rates in a Spark Ignition Engine, SAE, Paper No. 750688, (1975) 1660-1674.
7. Durgun, O. ve Kızıltan, E.E., Motorlarda Etilalkol Karışımlarının Kullanılması, Endüstri Mühendisliği Kongresi, (1988) 223-231.
8. Gatowski, J.A. and Deleplace, C., Flame Photographs in a Spark-Ignition Engine, Combustion and Flame, 56 (1984) 71-81.
9. Thring, R.H., Alternative Fuels for Spark-Ignition Engines, SAE, Paper No. 831685, (1983) 4715-4725
10. Durgun, O., Motorlarda Petrol Yerine Kullanılabilecek Yakıtlar, Mühendis ve Makina Cilt: 29, Sayı: 336, (1988) 24-26.
11. Norton, T.S., The Combustion Chemistry of Simple Alcohol Fuels, PhD Thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Princeton University, June 1990.
12. Wagner, T.O., Gray, D.S., Zarah, B.Y., and Kozinski, A.A., Practicality of Alcohols as Motor Fuel, SAE, Paper No. 790429, (1979) 1591-1607..
13. Karaosmanoğlu, F., Işığür, A. ve Aksoy, H.A., Etanol-Benzin Karışımlarında Yakıt Özellikleri Değişimi, VIII. Kimya Mühendisliği Sempozyumu, 7-11 Ekim 1992, İstanbul, 469-473.
14. Karaosmanoğlu, F., Işığür, A. and Aksoy, H.A., Unleaded Gasoline-Azeotropic Ethanol Blends as Fuels for Spark Ignition Engines, SAE, Paper No. 932771, (1993) 31-39.
15. Karaosmanoğlu, F., Işığür, A. and Aksoy, H.A., The Effects of Blending Agents on Alcohol-Gasoline Fuels, Journal of the Institute of Energy, (1988) 9-12.

16. Worden, R.M., Grethlein, A.J., Jain, M.K. and Datta, R., Production of Butanol and Ethanol from Synthesis Gas via Fermentation, Fuel, 70 (1991) 615-619.
17. Karaosmanoğlu, F., Işığgür, A., Soruşbay, C. and Aksoy, H.A., Methanol-Gasoline Blends as Alternative Engine Fuel, IX. International Symposium on Alcohol Fuels (ISAF), November 12-15 1991, Firenze, 1-5.
18. Clancy, J.S., Dunn, P.D. and Chawawa, B., Ethanol as Fuel in Small Stationary Spark-Ignition Engines for Use in Developing Countries, IMEchE, C67/88 (1988) 191-194.
19. Durgun, O., Motorlarda Benzin-Etilalkol-İzopropanol Karışımlarının Kullanılması, İkinci Yanma Sempozyumu, 18-20 Eylül 1989, İTÜ Mak. Fak. (İstanbul), 325-335.
20. Durgun, O. and Bayraktar, H., Using of Gasoline-Ethanol-Isopropanol Blends in Spark-Ignition Engines, The Second International Conference on New Energy Systems and Conversions, 31 July-3 August 1995, İstanbul, 475-486.
21. Heywood, J.B., Engine Combustion Modeling, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Edited by James N. Mattavi and Charles A. Amann, Plenum Press, Newyork-London, 1980, 1-35.
22. Ramos, J. I., Internal Combustion Engine Modeling, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1989.
23. Novak, J.M. and Blumberg, P.N., Parametric Simulation of Significant Design and Operating Alternatives Affecting the Fuel Economy and Emissions of Spark-Ignited Engines, SAE, Paper No 780943, (1978) 3485-3511.
24. Davis, G.C. and Borgnakke, C., The Effect of In-Cylinder Flow Processes (Swirl, Squish and Turbulence Intensity) on Engine Efficiency-Model Predictions, SAE, Paper No. 820045, (1982) 176-188.
25. Fenton, J., Gasoline Engine Analysis, Mechanical Engineering Publications LTD, London, 1986.
26. Borgnakke, C., Davis, G.C. and Tabaczynski, R.J., Predictions of In-Cylinder Swirl Velocity and Turbulence Intensity for an Open Chamber Cup in Piston Engine, SAE Paper No. 810224, (1981) 964-978.
27. Mark Moses Koeroghlian, B.S., Development of a Computationally Fast Equilibrium Equivalent Spark Ignition Engine Modeling Code, MS Thesis, University of Texas, Austin, 1987.
28. Blumberg, P.N., Lavoie, G.A. and Tabaczynski, R.J., Phenomenological Models for Reciprocating Internal Combustion Engines, Prog. Energy and Comb. Sci., 5 (1979) 123 -167.

29. Bracco, F.V., Introducing a New Generation of More Detailed and Informative Combustion Models, SAE, Paper No. 751187, (1975) 3317-3339.
30. Ramos, J.I., Comparison Between Thermodynamic and One-Dimensional Combustion Models of Spark-Ignition Engines, Appl. Math. Modelling, 10 (1986) 409-422.
31. Gatowski, J.A., Balles, E.N., Chun, K.M., Nelson, F.E., Ekchian, J.A. and Heywood, J.B., Heat release Analysis of Engine Pressure Data, SAE, Paper No. 841359, (1984) 5961-5977.
32. Min Chun, W. and Heywood, J.B., Estimating Heat-Release and Mass of Mixture Burned from Spark-Ignition Engine Pressure Data, Comb. Sci.&Tech., 54 (1987) 133-143.
33. Roberts, J.A., Norman, T.J., Ekchian, A. and Heywood, J.B., Computer Models for Evaluating Premixed and Disk Wankel Engine Performance, SAE, Paper No. 860613, (1986) 3835-3849.
34. Puzinauskas, P.V., Combustion and Heat Transfer Studies in a Spark-Ignition Engine, PhD Thesis, The University of Michigan, Michigan, 1989.
35. Namazian, N. and Heywood, J.B., Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power, SAE, Paper No. 820088, (1982) 261-288.
36. Heywood, J.B., Higgins, J.M., Watts, P.A. and Tabaczynski, R.J., Development and Use of Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NO_x Emissions, SAE, Paper No. 790291, (1979), 1-25.
37. Poulos, S.G. and Heywood, J.B., The Effect of Chamber Geometry on Spark- Ignition Engine Combustion, SAE, Paper No. 830334, (1983) 11106-11129.
38. Muranaka, S., Tagaki, Y. and Ishida, T., Factors Limiting the Improvement in Thermal Efficiency of SI Engine, SAE, Paper No. 870548, (1987) 4526-4536.
39. Hires, S.D., Ekchian, A., Heywood, J.B., Tabaczynski, R.J. and Wall, J.C., Performance and NO_x Emissions Modeling of a Jet Ignition Prechamber Stratified Charge Engine, SAE, Paper No. 760161, (1976) 711-738.
40. Komiyama, K. and Heywood, J.B., Predicting NO_x Emissions and Effects of Exhaust Gas Recirculation in Spark-Ignition Engines, SAE, Paper No. 730475, (1973) 1458-1476.
41. Ferguson, C.R., Internal Combustion Engines-Applied Thermosciences, John Wiley&Sons, Singapore, 1986.
42. Olikara, C. and Borman, G.L., A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines, SAE, Paper No. 750468, (1975) 1-21.

43. Namazian, M., Hansen, S., Pike, E.L., Barsse, J.S., Heywood, J.B. and Rife, J., Schlieren Visualisation of the Flow and Density Fields in the Cylinder of a Spark-Ignition Engine, SAE, Paper No. 800044, (1980) 276-303.
44. Heywood, J.B. and Vilchis, F.R., Comparison of Flame Development in a Spark-Ignition Engine Fuelled with Propane and Hydrogen, Comb. Sci.&Tech., 38 (1984) 313-324.
45. Beratta, G.P., Rashidi, M. and Keck, J.C., Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines, Combustion and Flame, 52 (1983) 217-245.
46. Blizard, N.C. and Keck, J.C., Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines, SAE, Paper No. 740191, (1974) 846-864.
47. Tabaczynski, R.J., Ferguson, C.R. and Radhakrishnan, K., A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engine Combustion, SAE, Paper No. 770647, (1977) 2414-2433.
48. McCuiston, F.D., Lavoie, G.A. and Kauffman, C.W., Validation of a Turbulent Flame Propagation Model for a Spark Ignition Engine, SAE, Paper No. 770045, (1977) 200-223.
49. Blumberg, P.N. and Kummer, J.T., Prediction of NO Formation in Spark-Ignited Engines- An Analysis of Methods of Control, Comb. Sci.&Tech., 4 (1971) 73-95.
50. Blumberg, P.N., Nitric Oxide Emissions from Stratified Charge Engines: Prediction and Control, Comb. Sci.&Tech., 8 (1973) 5-24.
51. Davis, G.C., Krieger, R.B. and Tabaczynski, R.J., Analysis of the Flow and Combustion Processes of a Three-Valve Stratified Charge Engine with a Small Prechamber, SAE, Paper No. 741170, (1974) 3534-3550.
52. Mattavi, J.N., Groff, E.G., Lienesch, J.H., Matenukas, F.A. and Noyes, R.N., Engine Improvement Through Combustion Modeling, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Edited by James N. Mattavi and Charles A. Amann, Plenum Press, Newyork-London, 1980, 537-579.
53. Lucas, G.G. and Brunt, M.F.J., The Effect of Combustion Chamber Shape on the Rate of Combustion in a Spark Ignition Engine, SAE, Paper No. 820165, (1982) 714-729.
54. Benson, R.S., Annand, W.J.D. and Baruah, P.C., A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single-Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine, Int. J. Mech. Sci., 17 (1975) 97-124.
55. Benson, R.S. and Baruah, P.C., Performance and Emission Predictions for a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine, Proc. Instn. Mech. Engrs., 191 (1977) 339-354.

56. Andrews, G.E., Bradley, D. and Lwakabamba, S.B., Turbulence and Turbulent Flame Propagation-A Critical Appraisal, Combustion and Flame, 24 (1975) 285-304.
57. Witze, P.O., Martin, J.K. and Borgnakke, C., Fluid Motion During Flame Propagation in a Spark Ignition Engine, SAE, Paper No. 840377, (1984) 2960-2973.
58. Tabaczynski, R.J., Trinker, F.H. and Shannon, A.S., Further Refinement and Validation of Turbulent Flame Propagation Model for Spark-Ignition Engines, Combustion and Flame, 39 (1980) 111-121.
59. Hires, S.D., Tabaczynski, R.J. and Novak, J.M., The Predictions of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge Spark Ignition Engine, SAE, Paper No. 780232, (1978) 1053-1067.
60. Chen, C. and Veshlag, A., A Refinement of Flame Propagation Combustion Model for Spark-Ignition Engines, SAE, Paper No. 920679, (1992) 1346-1367.
61. Daneshyar, H. and Hill, P.G., The Structure of Small Scale-Turbulence and Its Effects on Combustion in Spark-Ignition Engines, Prog. in Energy and Combust. Sci., 13 (1987) 47-73.
62. Lancaster, D.R., Effects of Engine Variables on Turbulence in a Spark-Ignition Engine, SAE, Paper No. 760159, (1976) 671-688.
63. Lancaster, D.R., Krieger, R.B., Serenson, S.C. and Hull, L.W., Effects of Turbulence on Spark-Ignition Engine Combustion, SAE, Paper No. 760160, (1976) 689-710.
64. Hall, M.J. and Bracco, F.V., A Study of Velocities and Turbulence Intensities Measured in Firing and motored Engines, SAE, Paper No. 870453, (1987) 4414-4441.
65. Ziegler, G.F.W., Zettlitz, A., Meinhardt, P., Herweg, R., Maly, R. and Pfister, W., Cycle-Resolved Two-Dimensional Flame Visualisation in a Spark-Ignition Engine, SAE, Paper No. 881634, (1988) 3788-3802.
66. Groff, E.G. and Matenukas, F.A., The Nature of Turbulent Flame Propagation in a Homogeneous Spark-Ignited Engine, SAE, Paper No. 800133, (1980) 740-764.
67. Grasso, F. and Bracco, F.V., Computed and Measured Turbulence in Axisymmetric Reciprocating Engines, AIAA Journal, 21 (1983) 601-607.
68. Fraser, R.A., Felton, P.G., Bracco, F.V. and Santavicca, D.A., Preliminary Turbulence Length Scales Measurements in a Motored IC Engine, SAE, Paper No. 860021, (1986) 1174-1186.
69. Wong, V.W. and Hault, D.P., Rapid Distortion Theory Applied to Turbulent Combustion, SAE, Paper No. 790357, (1979) 1243-1262.

70. Tagalian, J. and Heywood, J.B., Flame Initiation in a Spark-Ignition Engine, Combustion and Flame, 64 (1986) 243-246.
71. Morel, T., Rackmil, C.I., Keribar, R. and Jennings, M.J., Model of Heat Transfer and Combustion in Spark Ignited Engines and Its Comparison with Experiments, SAE, Paper No. 880198, (1988) 6348-6362.
72. Davis, G.C., Tabaczynski, R.J. and Belaire, R.C., The Effect of Intake Valve lift on turbulence Intensity and Burnrate in SI Engines-Model Versus Experiments, SAE, Paper No. 840030, (1984) 1186-1197.
73. Lavoie, G.A., Correlations of Combustion Data for S.I. Engine Calculations-Laminer Flame Speed, Quench Distance and Global Reaction Rates, SAE, Paper No.780229, (1978) 1015-1033.
74. Gülder, Ö.L., Correlations of Combustion Data for Alternative S.I. Engine Fuels, SAE, Paper No. 841000, (1984) 6839-6857.
75. Gilaber, P. and Pinchon, P., Measurements and Multi Dimensional Modeling of Gas-Wall Heat Transfer in a S.I. Engine, SAE, Paper No. 880516, (1988) 6839-6857.
76. Sitkei, G. and Ramanajah, G.V., A Rational Approach for Calculation of Heat Transfer in Diesel Engines, SAE, Paper No. 720027, (1972) 165-173.
77. Annand, W.J.D., Heat Transfer in The Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines, Proc. Instn. Mech. Engrs. 177 (1963) 973-990.
78. Borman, G. and Nishiwaki, K., Internal Combustion Engine Heat Transfer, Prog. Energy Combust. Sci., 13 (1987) 1-46.
79. Mansouri, S.H., Heywood, J.B. and Radhakrishan, K., Divided-Chamber Diesel Engine, Part I: A Cycle-Simulation which Predicts Performance and Emissions, SAE, Paper No. 820273, (1982) 1101-1132.
80. Assanis, D.N. and Heywood, J.B., Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies, SAE, Paper No. 860329, (1986) 2451-2476.
81. Morel, T. and Keribar, R., A Model for Predicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Bowl-in-Piston Combustion Chambers, SAE, Paper No. 850204, (1985) 277-293.
82. Borgnakke, C., Arpacı, V.S. and Tabaczynski, R.J., A Model for the Instantaneous Heat Transfer and Turbulence in a Spark Ignition Engine, SAE, Paper No. 800287, (1980) 1-15.
83. Streit, E.E. and Borman, G.L., Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine, SAE, Paper No. 710176, (1971) 733-768.

84. Chen, C. and Veshahg, A., A Premixed Turbulent Flame Velocity Model Based on Dimensional Reasoning, SAE, Paper No. 910077, (1991) 90-98.
85. Ferguson, C.R., Green R.M. and Lucht, R.P., Unburned Gas Temperatures in Internal Combustion Engine II: Heat Release Computations, Comb. Sci.&Tech., 55 (1987) 63-81.
86. Bayraktar, H., Motorlarda Benzin - Etilalkol - İzopropanol Karışımlarının Kullanılması, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1990.
87. Durgun, O., Motorlar II Ders Notları, K.T.Ü. Makina Müh. Böl. Trabzon, 1993.
88. Karaosmanoğlu, F., Işığgür, A., Soruşbay, C. ve Aksoy, H.A., Benzin Alternatifi Olarak Etanollü Benzinlerin Değerlendirilmesi, Türkiye 5. Enerji Kongresi, 22-26 Ekim 1990, Ankara, Bildiriler Kitabı, Cilt 3, 361-375.



8. ÖZGEÇMİŞ

1966 yılında Trabzon' da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Trabzon' da tamamladı. Lise öğrenimini 1983 yılında Ankara' da tamamladıktan sonra aynı yıl K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü' ne girdi. 1987 yılında K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü'nden "Makina Mühendisi" ünvanıyla mezun oldu. 1988 yılında K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümüne araştırma görevlisi olarak girdi. Aynı yıl başladığı yüksek lisans öğrenimini 1991 yılında tamamladı. 1991 yılında doktora öğrenimine başladı. Halen K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı' nda araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır.



2024 YILINDA
OKUNMUŞTUR

2024 YILINDA
OKUNMUŞTUR