

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL VE BİYODİZEL YAKITININ BİR DİZEL
MOTORUNDAKİ SİLİNDİR İÇİ BASINÇ DEĞİŞİMİNE
BAĞLI ISI YAYINIMININ İNCELENMESİ**

Mak. Müh. Sarper ÖZKAYNAK

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hakan KALELİ (YTÜ)

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iii
KISALTIMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xiv
1 GİRİŞ	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	2
3 ISI YAYINIM MODELLERİ.....	5
3.1 Tek Bölge İsi Yayınım Modelleri.....	5
3.1.1 Heywood İsi Yayınım Modeli	5
3.1.2 Wiebe İsi Yayınım Modeli.....	8
3.1.2.1 Tekli Wiebe İsi Yayınım Modeli	8
3.1.2.2 İkili Wiebe İsi Yayınım Modeli	9
3.1.3 Farklı Çalışma Şartlarındaki Farklı Yanma Profilleri.....	10
4 DENEY DÜZENEGİ.....	11
4.1 Motor ve Dinamometre.....	11
4.2 Sensörler	14
4.3 Veri Toplama	20
5 ÖLÇÜM VE KONTROL METOTLARI.....	21
5.1 Tork Ölçümü.....	21
5.2 Silindir İçi Basınç Ölçümü.....	21
5.3 Anlık Silindir Hacminin Ölçülmesi	21
5.4 Yakıt Tüketiminin Ölçülmesi	22
5.5 Hava Debinin Ölçülmesi	22
5.6 Gaz Kolu Kontrolü.....	22
6 DENEYSEL ÇALIŞMA.....	23
6.1 Deneyin Amacı	23
6.2 Deneyin Yapılışı.....	23
6.3 Deneyler Sonucunda Elde Edilen Motor Performans Ve Egzost Emisyon Değişimi Grafikleri.....	24
6.3.1 b0 İçin Performans Eğrileri.....	24
6.3.2 b5 İçin Performans Eğrileri.....	26
6.3.3 b20 İçin Performans Eğrileri.....	27

6.3.4	b50 İçin Performans Eğrileri.....	29
6.3.5	b100 İçin Performans Eğrileri.....	30
6.3.6	b0 İçin Egzost Emisyon Eğrileri.....	32
6.3.7	b5 İçin Egzost Emisyon Eğrileri.....	33
6.3.8	b20 İçin Egzost Emisyon Eğrileri.....	34
6.3.9	b50 İçin Egzost Emisyon Eğrileri	35
6.3.10	b100 İçin Egzost Emisyon Eğrileri	36
6.3.11	Yakıtların Performans Değişimlerinin Karşılaştırması.....	37
6.3.12	Yakıtların Egzost Emisyonlarının Değişimlerinin Karşılaştırması.....	38
6.4	Performans Ve Egzost Emisyonu Deney Sonuçları.....	40
6.5	Deneyler Sonucunda Elde Edilen Silindir İçi Basınç ve Hesaplanan Değişimi Grafikleri	42
6.5.1	2580 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	42
6.5.2	2465 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	45
6.5.3	2420 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	48
6.5.4	2260 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	51
6.5.5	2020 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri	54
6.5.6.	1930 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	57
6.5.7	1760 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	60
6.5.8	1500 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	63
6.5.9	1275 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	66
6.5.10	1160 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	69
6.5.11	885 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayınımı Grafikleri.....	72
6.6	Isı Yayınımı Karşılaştırma Sonuçları.....	75
6.7	Yakıtların Yanma Başlangıcı Değişimleri.....	77
6.7.1	Yakıtlar İçin Yanma Başlangıcı Değişimleri.....	77
6.8	Yakıtların Yanma Başlangıcı Tartışma ve Sonuçları.....	78
7.	TARTIŞMA VE SONUÇLAR.....	79
8	KAYNAKLAR	81
9.	ÖZGEÇMİŞ.....	83

SİMGE LİSTESİ

∂Q_{hr}	Yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisi
∂W	Piston hareketinden dolayı oluşan iş
dU	İç enerji değişimi
∂Q_{lost}	Silindir duvarına olan ısı geçişi
m	Silindir içerisindeki toplam kütle
c_v	Sabit hacimdeki ısınma ısısı
dT	Sıcaklık değişimi
p	Anlık silindir içi basınç
V	Anlık silindir içi hacim
R	Gaz sabiti
c_p	Sabit basınçtaki ısınma ısısı
γ	İzentropik üs
∂Q_{net}	Net ısı yayılımı
$d\theta$	Krank açısı
$x_b(\theta)$	Krank açısına bağlı yanma oranı
Q_{chem}	Toplam kimyasal ısı yayılımı
a	Wiebe verimlilik faktörü
m	Wiebe form faktörü
θ_{soc}	Isı yayılımı başlangıç krank açısı
θ_d	Isı yayılımı süresi
LHV	Yakıtın alt ısı değeri
η_{conv}	Yanma oranı

KISALTMA LİSTESİ

HC	Hidrokarbon
CO	Karbonmonoksit
HCCI	Homogeneous charge compression ignition
NO _x	Toplam azotoksitler
CO ₂	Karbondioksit
LHV	Lower heating value

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1 Isı yayınımlı için yanma odası kapalı sistemi.....	6
Şekil 4.1 Dizel motor test düzeneği blok şeması.....	11
Şekil 4.2 Dizel motor test düzeneği	13
Şekil 4.3 Direnç kutusu	14
Şekil 4.4 Silindir iç basınç sensörünün ve termokaplın montajı.....	15
Şekil 4.5 Dizel motor ve DC motor bağlantısı.....	16
Şekil 4.6 Yakıt seviye sensörü	17
Şekil 4.7 Hava akış sensörü, hava dinlendirme tankı ve amplifikatör.....	18
Şekil 4.8 Egzost emisyon analiz cihazı	19
Şekil 4.9 Kontrol odası.....	19
Şekil 6.1 b0 için güç değişimi grafiği	24
Şekil 6.2 b0 için tork değişimi grafiği.....	25
Şekil 6.3 b0 için yakıt tüketimi değişimi grafiği.....	25
Şekil 6.4 b5 için güç değişimi grafiği	26
Şekil 6.5 b5 için moment değişimi grafiği.....	26
Şekil 6.6 b5 için yakıt tüketimi değişimi grafiği.....	27
Şekil 6.7 b20 için güç değişimi grafiği.....	27
Şekil 6.8 b20 için moment değişimi grafiği	28
Şekil 6.9 b20 için yakıt tüketimi değişimi grafiği.....	28
Şekil 6.10 b50 için güç değişimi grafiği.....	29
Şekil 6.11 b50 için moment değişimi grafiği.....	29
Şekil 6.12 b5 için yakıt tüketimi değişimi grafiği.....	30
Şekil 6.13 b100 için güç değişimi grafiği	30
Şekil 6.14 b100 için moment değişimi grafiği.....	31
Şekil 6.15 b100 için yakıt tüketimi değişimi grafiği.....	31
Şekil 6.16 b0 için CO ₂ ve O ₂ değişimi grafiği	32

Şekil 6.17 b0 için CO, NO _x ve THC değişimi grafiği.....	32
Şekil 6.18 b5 için CO ₂ ve O ₂ değişimi grafiği	33
Şekil 6.19 b5 için CO, NO _x ve THC değişimi grafiği.....	33
Şekil 6.20 b20 için CO ₂ ve O ₂ değişimi grafiği	34
Şekil 6.21 b20 için CO, NO _x ve THC değişimi grafiği.....	34
Şekil 6.22 b20 için CO ₂ ve O ₂ değişimi grafiği	35
Şekil 6.23 b50 için CO, NO _x ve THC değişimi grafiği.....	35
Şekil 6.24 b100 için CO ₂ ve O ₂ değişimi grafiği	36
Şekil 6.25 b100 için CO, NO _x ve THC değişimi grafiği.....	36
Şekil 6.26 Farklı yakıtlar için motor gücü karşılaştırma grafiği	37
Şekil 6.27 Farklı yakıtlar için motor momenti karşılaştırma grafiği.....	37
Şekil 6.28 Farklı yakıtlar için motorun yakıt tüketimi karşılaştırma grafiği.....	38
Şekil 6.29 Farklı yakıtlar için CO ₂ ve O ₂ emisyonlarının karşılaştırma grafiği.....	38
Şekil 6.30 Farklı yakıtlar için NO _x emisyonlarının karşılaştırma grafiği.....	39
Şekil 6.31 Farklı yakıtlar için THC emisyonlarının karşılaştırma grafiği	39
Şekil 6.32 2580 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	42
Şekil 6.33 2580 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	43
Şekil 6.34 2580 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği.....	43
Şekil 6.35 2580 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını yanma başlangıcı ve tepe bölgesi	44
Şekil 6.36 2580 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği püskürtme bölgesi	44
Şekil 6.37 2580 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği tepe bölgesi	45
Şekil 6.38 2465 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği.....	45
Şekil 6.39 2465 dev/dak şartındaki -açı grafiği yanma başlangıcı.....	46
Şekil 6.40 2465 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği	46
Şekil 6.41 2465 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını yanma başlangıcı ve tepe bölgesi	47
Şekil 6.42 2465 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi	47
Şekil 6.43 2465 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi.....	48

Şekil 6.44 2420 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	48
Şekil 6.45 2420 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	49
Şekil 6.46 2420 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği.....	49
Şekil 6.47 2420 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıcı ve tepe bölgesi	50
Şekil 6.48 2420 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi	50
Şekil 6.49 2420 dev/dak şartındaki ısı yayılımı tepe bölgesi.....	51
Şekil 6.50 2260 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	51
Şekil 6.51 2260 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	52
Şekil 6.52 2260 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği.....	52
Şekil 6.53 2260 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği ani yanma bölgesi	53
Şekil 6.54 2260 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi	53
Şekil 6.55 2260 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi.....	54
Şekil 6.56 2020 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	54
Şekil 6.57 2020 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	55
Şekil 6.58 2020 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği	55
Şekil 6.59 2020 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi	56
Şekil 6.60 2020 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi	56
Şekil 6.61 2020 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıç ve tepe bölgesi	57
Şekil 6.62 1930 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	57
Şekil 6.63 1930 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	58
Şekil 6.64 1930 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği	58
Şekil 6.65 1930 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıç ve tepe bölgesi	59
Şekil 6.66 1930 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi.....	59
Şekil 6.67 1930 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi	60
Şekil 6.68 1760 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği.....	60
Şekil 6.69 1760 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	61
Şekil 6.70 1760 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği	61

Şekil 6.71 1760 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıç ve tepe bölgesi	62
Şekil 6.72 1760 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi	62
Şekil 6.73 1760 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi	63
Şekil 6.74 1500 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	63
Şekil 6.75 1500 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı.....	64
Şekil 6.76 1500 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği.....	64
Şekil 6.77 1500 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıç ve tepe bölgesi	65
Şekil 6.78 1500 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi	65
Şekil 6.79 1500 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi	66
Şekil 6.80 1275 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	66
Şekil 6.81 1275 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	67
Şekil 6.82 1275 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği.....	67
Şekil 6.83 1275 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği ani yanma bölgesi	68
Şekil 6.84 1275 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi	68
Şekil 6.85 1275 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi.....	69
Şekil 6.86 1160 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	69
Şekil 6.87 1160 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	70
Şekil 6.88 1160 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği	70
Şekil 6.89 1160 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıç ve tepe bölgesi	71
Şekil 6.90 1160 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi	71
Şekil 6.91 1160 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi.....	72
Şekil 6.92 885 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği	72
Şekil 6.93 885 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı	73
Şekil 6.94 885 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği	73
Şekil 6.95 885 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıç ve ani yanma bölgesi..	74
Şekil 6.96 885 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi	74
Şekil 6.97 885 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi.....	75

Şekil 6.98 Dizel motor ısı yayınıını karakteristik eğrisi	76
Şekil 6.99 Yanma başlangıcı değişimi karşılaştırması	77
Şekil 6.100 Isı yayınıını-açı grafiğinin Signal Processing Tool ile analizi.....	78

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 Dizel motorun teknik özellikleri.....	12
Çizelge 4.2 DC motorun teknik özellikleri.....	13
Çizelge 4.3 Silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri.....	15
Çizelge 4.4 Veri toplama kartının teknik özellikleri.....	19

ÖNSÖZ

Enerji kaynaklarının hızla azaldığı fakat enerji ihtiyacının arttığı günümüzde alternatif enerji kaynaklarına olan ilgi gittikçe artmaktadır. Fosil yakıta olan bağımlılığı azaltacak, çevre dostu ve ucuz alternatif enerji kaynakları bilim insanlarının öncelikli araştırma konusu olmayı sürdürmektedir.

İçten yanmalı motorlarda kullanılan alternatif enerji kaynaklarından en popüler olanı biyodizel teknolojisi ise üretim yöntemleri, çevre duyarlılığı, performansı ve egzost emisyon değerleri ile oldukça önemli yer tutmaktadır. Bu çalışmada motorin ile motorin biyodizel karışımlarının performans, egzost emisyonları ve ısı yayınımları karşılaştırılmıştır.

Çalışmamdaki büyük katkılarından dolayı ; değerli hocam Prof. Dr. Hakan Kaleli'ye, Dr. Alp Tekin Ergenç'e, Arş. Gör. Orkun Özener'e, Arş. Gör. Levent Yüksek'e, Piri Reis Üniversitesi Arş. Gör. Ahmet Mert'e ve aileme sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

ÖZET

İçten yanmalı motorlarda, deneysel olarak ölçülen basınç verileri ile yanma prosesinin incelenmesi oldukça yaygın bir yöntemdir. Bu yöntemde kullanılan metodların çoğu ise termodinamiğin birinci yasasının içten yanmalı motorlara uygulanmasına dayanmaktadır. Bu metot ile yapılan inceleme, motor geometrisinde yapılan değişikliklerin motor performansına etkileri, farklı yakıtların performans ve egzoz emsionları üzerindeki etkileri, yakıt enjeksiyon sistemi ve motor çalışma şartları hakkında önemli bilgiler vermektedir.

Yapılan bu çalışmanın amacı, dizel motor test düzeneği kurulması, dizel motorlardaki ortaya konulan ısı yayılım modellerinin incelenmesi, dizel ve çeşitli biyodizel yakıtları ile çalışan motordaki ısı yayınımlarının karşılaştırılması, motor performans ve egzost emisyon deneylerinin yapılmasıdır. Deneyler normal dizel, biyodizel ve dizel-biyodizel yakıt karışımları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Motorlardan alınan deneysel basınç verileri MATLAB programında yazılan bir ısı yayılımı programı ile işlenmiş ve çıktılar karşılaştırılmıştır.

Sonuç olarak yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla yakıt yanmaya daha erken başlamakta ve ısı yayılımında en yüksek noktaya daha erken ulaşmaktadır. Bu yüzden toplam ısı yayılımı düşük kalmakta bu durum da güçteki düşüşe sebep olmaktadır. Ayrıca biyodizel yüzdesinin artmasıyla CO, CO₂ ve THC emisyonlarında iyileşme sağlandığı tespit edilmiş fakat NO_x emisyonlarında artış gözlemlenmiştir. Bu testlerin yapılabilmesi için tamamen bilgisayar kontrollü bir dizel motor test düzeneği geliştirilmiştir.

ABSTRACT

Investigating combustion processes in internal combustion engines by using experimentally measured in-cylinder pressure data is a very common technique. The methods used for this procedure is mostly based on the application of First Law of Thermodynamics on internal combustion engines. This type of investigation gives important information about the effects of geometrical improvements on engine performance, impacts of different kinds of alternative fuels on engine performance and exhaust emissions, fuel injection strategies and engine running conditions.

The main aim of this thesis is investigating heat release models and comparing the performance and heat release rates of a diesel engine running on biodiesel blends. Experiments were concluded on a direct injection air cooled diesel engine with normal diesel fuel and waste oil biodiesel. The data acquired from the test rig are processed by a computer program written with MATLAB and output data are compared.

For results, with the increasing percentage of biodiesel, it can be said that fuel burns earlier and reaches the maximum heat release earlier. For this reason total heat release becomes lower and this causes a drop in engine power. Furthermore, with the increasing biodiesel percentage CO, CO₂ and THC emissions become lower but NO_x levels increases. On the other hand a fully computer controlled diesel engine test rig was set up in order to make the tests.

1. GİRİŞ

Direk püskürtmeli dizel motorların kullanım alanları özellikle son yıllarda genişlemiştir. Bunun sebebi olarak dizel motorların yüksek verimleri sayesinde benzinli motorlara oranla daha az yakıt tüketmesi gösterilebilir. Deniz taşımacılığı, raylı sistemler, sabit sistemler ve kara araçları gibi gittikçe genişleyen kullanım alanından dolayı dizel motorlar üzerindeki iyileştirme çalışmaları da hız kazanmıştır. Bu çalışmalar sonucunda özellikle common rail püskürtme sisteminin geliştirilmesiyle ısı veriminin artırılması, gürültü düzeyinin azaltılması ve is oluşumunun azaltılması yönünde oldukça başarılı sonuçlar ortaya çıkmıştır. Bu başarılı sonuçların yanında günümüzün en büyük problemleri olan çevre kirliliği ve küresel ısınmaya olan etkilerinden dolayı dizel motorların egzoz emisyonlarının azaltılması konusuna önem verilmesi gerektiği açıktır. Egzoz emisyonlarının azaltılması için yapılan çalışmalar göstermiştir ki alternatif yakıtların kullanılması oldukça başarılı sonuçlar vermektedir. Fakat bu alternatif yakıtların kullanılması dizel motorlarda performans yönünden kayıplar meydana getirebilmektedir.

Motor teknolojilerindeki son gelişmelerle birlikte alternatif yakıtlardan biyodizelin kullanım alanı oldukça artmış ve biyodizel üzerinde yapılan çalışmalar yoğunlaşmıştır. Biyodizel, transesterifikasyon sonucunda bitkisel veya hayvansal yağlardan elde edilen alternatif bir yakıttır. Transesterifikasyon sonucunda viskozitesi düşürülen yağ, içerisinde gliserin maddesinin arındırılmasıyla motor yakıtı olarak kullanılabilir. Dizel motorlarda biyodizel kullanılması sonucunda egzoz emisyonlarından hidrokarbonlar (HC) ve karbonmonoksitlerde (CO) ciddi düşüşler görülebilmektedir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

A.K. Agarwal, 2006 yılında biyoyakıtların içten yanmalı motorlarda kullanımı konusunda yaptığı çalışmada dizel yakıtı ile B20 biyodizel yakıtı arasındaki ısı yayılımı farklarını deneysel olarak ortaya koymuştur. Bu çalışmada B20'nin normal dizele göre daha erken yanmaya başladığı ve daha kısa tutuşma gecikmesi gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca B20 kullanıldığında yanma süresinin uzadığı görülmüş olup, B20'nin normal dizel yakıtına göre daha az toplam ısı yayılımı yaptığı açıklanmıştır.

P.K. Sahoo ve L.M. Das'ın 2009 yılında yaptığı çalışmada 3 farklı biodizel yakıtının (Jatropha, Karanja, Polanga) dizel motorlardaki yanma analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada Heywood'un önerdiği termodinamiğin birinci yasasının çözümü olan ısı yayılımı modeli kullanılmıştır. Bu çalışmada 3 biyodizel türü ile normal dizel yakıtı karşılaştırıldığında yapılan deneylerde tüm yük şartlarında biyodizellerin maksimum silindir içi basıncı normal dizele göre daha fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca tutuşma gecikmesinin biyodizellerde daha kısa olmasından dolayı toplam ısı yayılımının normal dizel yakıtı kullanıldığında daha yüksek çıktığı belirtilmiştir.

D.H. QI ve arkadaşları tarafından 2009 yılında yapılan çalışmada dizel motorunda kullanılan soya fasülyesi yağından yapılan biyodizelin yanması ve performansı analiz edilmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda düşük yüklerde biyodizelin maksimum silindir içi basıncının normal dizel yakıtına göre daha yüksek çıktığı, yüksek yüklerde ise maksimum silindir basınçlarının neredeyse aynı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca bütün yüklerde biyodizelin normal dizel yakıtına göre daha önce yanmaya başladığı ve tutuşma gecikmesinin daha kısa olduğu açıklanmıştır. Isı yayılımı karşılaştırmasında ise düşük yüklerde normal dizel yakıtının ısı yayılımının biyodizele göre az miktarda düşük olduğu fakat yüksek yüklerde biyodizelin ısı yayılımının normal dizele göre düşük kaldığı belirtilmiştir.

H. Yaşar ve arkadaşları tarafından 2008 yılında ikili Wiebe fonksiyonu kullanarak HCCI motorlar için tek bölgeli model geliştirme çalışmaları yapılmıştır. Standart Wiebe fonksiyonu ile silindir içi basıncın maksimum değerinin veya maksimum basıncın olduğu zamanın tahmin edilebildiği belirtilmiştir. Ayrıca standart Wiebe fonksiyonu ile elde edilen maksimum silindir basıncının, deneysel silindir basıncına göre daha yüksek kaldığı açıklanmıştır. Bu nedenlerle HCCI motor modellemesi için ikili Wiebe fonksiyonunun kullanılmasına karar verilmiş ve ikili Wiebe fonksiyonu sabitleri deneysel veriler ile kıyaslanarak bulunmuştur. Sonuç olarak bu çalışmada ikili Wiebe fonksiyonu kullanılarak deneysel verilere daha fazla yaklaşıldığı açıklanmıştır.

2009 yılında K. Acharya ve arkadaşları tarafından Wayne State University’de yapılan çalışmada soya fasülyesinden üretilen biyodizel ve dizel-biyodizel karışımlarının yüksek hızlı dizel motorlarındaki yanmaya, performansa ve emisyonlara olan etkileri incelenmiştir. Ayrıca test yapılan dizel motorun common rail olmasından dolayı püskürtme basıncının etkileri üzerinde de çalışılmıştır. Yapılan testlerde püskürtme süresinin ve püskürtme zamanının değiştirilmesiyle ani yanma sonucu oluşan maksimum ısı yayılımının aynı krank açısında olması sağlanmıştır. Sonuç olarak yakıttaki biyodizel oranının artmasıyla tutuşma gecikme süresinin kısaldığı, maksimum anlık ısı yayılımının düştüğü, NO_x, CO ve toplam hidrokarbon emisyonlarının azaldığı belirtilmiştir.

1999 yılında M. Brunt ve K. Platts tarafından termodinamiğin birinci yasasının çözümlenerek ısı yayılımı hesabı yapıldığında ortaya çıkan sonuçların doğruluğu üzerinde bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada birinci yasa çözümlenmesinin ısı yayılımı analizinde en çok kullanılan ve en güçlü yöntem olduğu belirtilmiştir. Sonuç olarak toplam ısı yayılımında en önemli hatanın ısı transferi tahmininde yaşandığı örneklerle açıklanmış, politropik üs olarak değişken bir model tavsiye edilmiştir.

1997 yılında S. Homsy ve A. Atreya Michigan Üniversitesi’nde sabit koşullar altında deneysel ısı yayılımı analizi çalışması gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada aşırı beslemeli 12.7 litrelik direk püskürtmeli bir dizel motorda deneyler yapılmıştır. Egzost emisyonlarının da hesaba katıldığı yöntemlerle ısı yayılımının daha hassas hesap edileceği anlatılmış ve yapılan deneylerle bu yöntemler ispatlanmıştır.

M. Brunt, H. Rai ve A. Emtage 1998 yılında silindir içi basınç ile ısı yayılımının hesaplanması konusunda bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada termodinamiğin birinci yasa çözümlenmesiyle hesaplanan ısı yayılımı ele alınmış, hata analizi yapılmıştır. Hataların özellikle özgül ısıların oranında ve silindir içi basınç ölçümlerinde olduğu ortaya konmuş, toplam ısı yayılımının hassas hesabı için mutlaka ısı transferinin analizinin dikkatli şekilde yapılması gerektiği açıklanmıştır.

2002 yılında P. Lakshminarayanan, Y. Aghav, A. Dani ve P. Mehta tarafından direk püskürtmeli dizel motorlardaki hassas ısı yayılımının tahmini konusunda bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada NO_x ve gürültü oluşumunun tutuşma gecikmesine bağlı olduğu, ve bu sürenin azaltılması için modern dizel motorlarda yüksek sıkıştırma oranının kullanıldığı, hassas ısı yayılımı tahmini için yakıtın hava ile karışım oranının bilinmesinin yeterli olacağı açıklanmıştır.

J. Szybist, J. Song, M. Alam, A. Boehman tarafından 2006 yılında biyodizelin yanması,

emisyonları ve emisyon kontrolü konusunda çalışma yapılmış ve biyodizelin sağlayabileceği faydalar açıklanmıştır. Bu çalışmaya göre biyodizelin sıkıştırma modülünün yüksekliği nedeniyle NO_x emisyonlarını arttırdığı fakat setan sayısının optimize edilmesiyle bu artışın önüne geçilebileceği, toplam hidrokarbon ve partikül madde miktarının ciddi oranda azaldığı açıklanmıştır.

R. Radu ve arkadaşları tarafından 2009 yılında atık yağ biyodizelinin direk püskürtmeli bir dizel motordaki etkilerini konu alan bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaya göre b50 biyodizel kullanıldığında düşük püskürtme hızı ve uzun püskürtme zamanından dolayı silindir içi basınç ve ısı yayınının düştüğü, motor güç ve torkunun da buna bağlı olarak azaldığı belirtilmiştir.

J. Ghojel ve D. Honnery'nin 2005 yılında direk püskürtmeli dizel motorlar için tasarladığı tek bölgeli ısı yayılım modelinde özgül ısıların tahmini konusunda basit bir yaklaşım ortaya konmuştur. Bu modelin ile normal dizel yakıtı ve biyodizel karışımları için geçerli olacağı belirtilerek gerçek zamanlı dizel motor ölçümlerinde kullanılabilirliği açıklanmıştır.

A. Özsezen, M. Çanakçı, A. Türkcan ve C. Sayın tarafından 2008 yılında tamamlanan çalışmada atık hurma ve kanola yağı biyodizeli kullanıldığında dizel motor performansına etkileri açıklanmıştır. Biyodizel kullanıldığında yakıt tüketiminin arttığı, motor gücünün düştüğü gözlemlenmiş, kanola yağı biyodizelinde bu düşüşün daha az olduğu belirtilmiştir. Biyodizelin tutuşma gecikmesinin daha az olduğu ve bu yüzden hidrokarbonların ve CO'nun azaldığı fakat CO_2 ile NO_x 'in arttığı açıklanmıştır.

Balci B. Tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi'nde 2005 yılında yapılan "Dizel Motor Yakıtı Olarak Kullanılan Atık Bitkisel Yağ Esterlerinin Maksimum Basınç Ve Tutuşma Gecikmesi Açısından Motorin İle Karşılaştırılması" isimli yüksek lisans tezinde biyodizel ve motorinin güç, moment ve yakıt tüketimi olarak benzer değişimler gösterdiği, biyodizelin tutuşma gecikmesi sürelerinin motorine göre krank açısı cinsinden daha uzun olduğu belirtilmiştir.

Nişancı S. tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi'nde 2007 yılında yapılan "Biyodizel Yakıt Karışımlarının Performans Ve Emisyon Üzerine Etkilerinin Deneysel Araştırılması" isimli yüksek lisans tezinde biyodizel kullanıldığında motor gücünde ve torkunda düşüş, özgül yakıt sarfiyatında ise artış meydana geldiği, silindir içi basınç değerlerinin aynı kaldığı belirtilmiştir.

3. ISI YAYINIM MODELLERİ

Alternatif yakıtların kullanılması gibi dizel motorun çalışma parametrelerinde yapılacak değişikliklerin etkilerini inceleyebilmek için teorik çalışmalar oldukça önem taşımaktadır. Matematik modelleme ile yapılan değişikliklerin içten yanmalı motor performansına olan etkilerin tahmini yapılabilmektedir. Isı yayılımı modellemesi ile motor gücü, toplam ısı yayılımı, ısı yayılım dağılımı, silindir içi sıcaklıklar, yanma zamanlaması ve yanma oranı gibi bir içten yanmalı motor performansı hakkında oldukça önemli bilgilere ulaşılabilir. Ayrıca ısı yayılımı analizi sonucunda egzoz emisyonları hakkında da fikir yürütülebilir.

İçten yanmalı motor performansı tahmini için geliştirilen çeşitli matematik modeller mevcuttur. Bu matematik modeller

- Tek bölgeli
- Çok bölgeli

yanma modelleri olarak ikiye ayrılabilir.

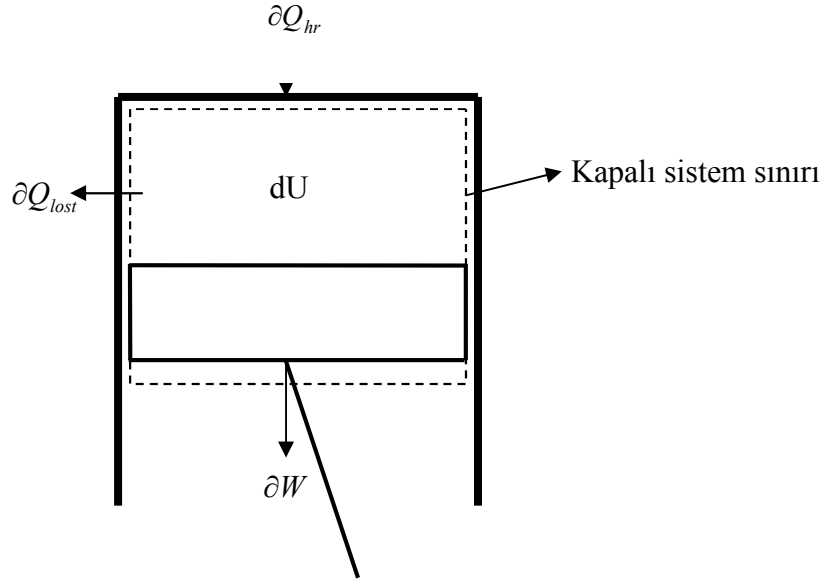
Tek bölgeli yanma modellerinde silindir içi karışım bir bütün olarak ele alınmaktadır. Yani silindir içi sıcaklık ve basınç dağılımı karışım üzerinde homojendir. Çok bölgeli yanma modellerinde ise hava ve yakıt ayrı ayrı olarak ele alınır, sıcaklık ve basınçlardaki değişimler ayrı ayrı incelenir. Tek bölgeli yanma modelleri, çok bölgeli yanma modellerine kıyasla daha sade, daha hızlı ve incelemesi daha kolaydır. Bu yüzden bu çalışmada tek bölgeli bir yanma modeli seçilmiştir.

3.1. Tek Bölgeli Yanma Modeli

3.1.1 Heywood Isı Yayınım Modeli

Termodinamiğin birinci yasasına göre Şekil 3.1’de gösterilen kapalı bir sistemde:

$$\partial Q_{hr} = \partial W + dU + \partial Q_{lost} \quad (1)$$



Şekil 3.1 Isı yayılımı için yanma odası kapalı sistemi

Burada;

∂Q_{hr} : Yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisi

∂W : Piston hareketinden dolayı oluşan iş

dU : İç enerji değişimi

∂Q_{lost} : Silindir duvarına olan ısı geçişi

Gerekli açılımlar yapılırsa:

$$\partial W = p dV \quad (2)$$

$$dU = m c_v dT \quad (3)$$

Silindir içeriği ideal gaz olarak kabul edilirse:

$$pV = mRT \quad (4)$$

$$dT = \frac{d(pV)}{mR} \quad (5)$$

Gaz sabiti “R”nin sabit olduğu kabul edilirse:

$$\frac{c_p}{c_v} = \gamma \quad (6)$$

$$\frac{R}{c_v} = \gamma - 1 \quad (7)$$

Özgül ısıların oranı olan γ sabit olarak kabul edilebilir. Dizel motorlardaki ısı yayılımında bu oran 1,3 ile 1,35 arasında alınabilir. (John B. Heywood, 1988)

(2) ve (3) eşitlikleri (1)'de yerine konulursa:

$$\partial Q_{hr} = p dV + m c_v dT + \partial Q_{lost} \quad (8)$$

(5) eşitliği yardımıyla

$$\partial Q_{hr} = p dV + m c_v \frac{d(pV)}{mR} + \partial Q_{lost} \quad (9)$$

(7) eşitliğinin (9)'da kullanılmasıyla:

$$\partial Q_{hr} = p dV + \frac{1}{\gamma - 1} d(pV) + \partial Q_{lost} \quad (10)$$

$$\partial Q_{hr} = p dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dp + \frac{1}{\gamma - 1} p dV + \partial Q_{lost} \quad (11)$$

$$\partial Q_{hr} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dp + \partial Q_{lost} \quad (12)$$

elde edilir.

Analizi basitleştirmek amacıyla ∂Q_{lost} terimi ihmal edilir ve net ısı yayılımı bulunur.

$$\partial Q_{hr} - \partial Q_{lost} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dp \quad (13)$$

$$\partial Q_{net} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p dV + \frac{1}{\gamma - 1} V dp \quad (14)$$

Eşitlik (14) belirli krank açısı aralığında θ krank:

$$\frac{\partial Q_{net}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (15)$$

elde edilir.

Silindir içi basınç ve bu basınç değerlerine karşılık gelen krank açısı değerleri ile anlık net ısı yayılımı (15) eşitlik ile bulunabilir.

Toplam net ısı yayılımı ise;

$$Q_{T,net} = \int_{\theta_i}^{\theta_s} \frac{\partial Q_{net}}{\partial \theta} d\theta \quad (16)$$

ile bulunabilir. Burada θ_i püskürtmenin başlangıcı, θ_s ise yanma sonu olarak alınabilir.

3.1.2 Wiebe Isı Yayılım Modeli

3.1.2.1 Tekli Wiebe Isı Yayılım Modeli

Yanma sırasında silindir içerisindeki kimyasal ve fiziksel olaylar tam olarak açıklanamadığı için çeşitli kabuller üzerinden analizler yapılmaktadır. Değişen motor şartlarıyla birlikte ayrıntılı analiz yapmak zorlaşacağı için ampirik modeller üzerinden analiz yapılması oldukça kolaylık sağlamaktadır. Mümkün olan en az değişken parametre ile basit matematik modelleme sayesinde, test şartları haricinde de analiz kolaylıkla yapılabilmektedir.

Wiebe fonksiyonunda öncelikle yanma oranı x_b belirlenir. Daha sonra deneysel olarak elde edilen ısı yayılım verileri ile ampirik olarak geliştirilen wiebe fonksiyonundaki sabitler bulunur. (Ferguson C. R. 2000, Heywood J. B. 1988, Stiesch G. 2006, Stiesch G. 2003)

Wiebe yanma oranı:

$$x_b(\theta) = \frac{Q_{hr}(\theta)}{Q_{chem}} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_{soc}}{\Delta\theta_d} \right)^{m+1} \right] \quad (17)$$

Burada

x_b : yanma oranı

Q_{hr} : ısı yayılımı

Q_{chem} : toplam kimyasal ısı yayılımı

a: Wiebe verimlilik faktörü

m: Wiebe form faktörü

θ : anlık krank açısı

θ_{soc} : ısı yayılımı başlangıç krank açısı

θ_d : ısı yayılımı süresi

Toplam kimyasal ısı yayılımı, silindir içerisine giren toplam yakıtın verebileceği maksimum kimyasal enerjidir.

$$Q_{chem} = m_{fuel} LHV \quad (18)$$

LHV, yakıtın alt ısı değeridir.

(17) eşitlik yakıtın toplam kimyasal enerjisinin hangi anda ne kadarının açığa çıktığını belirttiğinden dolayı dönüşüm verimliliği “ η_{conv} ” tanımlanabilir. η_{conv} , yanmanın bittiği anda, yakıtın yanma oranını belirtmektedir. Genel olarak bu oran %90 ile %99,9 arasında kabul edilmektedir. Yani;

$$\eta_{conv} = \frac{Q_{hr}(\theta)}{Q_{chem}} \Big|_{\theta=\theta_{eoc}} \quad (19)$$

Burada θ_{eoc} : Isı yayılımının bitiş krank açısı

Böylece;

$$\eta_{conv} = 1 - e^{-a} \text{ olmaktadır.}$$

Yanma oranı $\eta_{conv} = 0,99$ kabul edilirse “a” sabitinin değeri 4,6 olarak bulunur.

Krank açısına bağlı ısı yayılım oranı (17)’de verilen Wiebe fonksiyonunun diferansiyeli ile bulunabilir:

$$\frac{\partial Q_{hr}}{\partial \theta} = Q_{chem} \frac{dx_b}{d\theta} \quad (20)$$

$$\frac{\partial Q_{hr}}{\partial \theta} = a Q_{chem} (m+1) \left(\frac{\theta - \theta_{soc}}{\Delta \theta_d} \right)^m \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_{soc}}{\Delta \theta_d} \right)^{m+1} \right] \quad (21)$$

3.1.2.2 İkili Wiebe Isı Yayılım Modeli

Dizel motorlardaki yanma prosesi temel olarak ikiye ayrılabilir: Ön karışım kontrollü yanma ve difüzyon kontrollü yanma. Bu iki farklı yanma ile ortaya çıkan ısı yayılımı profilini tahmin edebilmek için “ikili Wiebe fonksiyonu” geliştirilmiştir. Bu fonksiyonda yanma ikiye ayrılır:

$$\partial Q_{hr} = \partial Q_{chem1} + \partial Q_{chem2} \quad (22)$$

Burada;

Q_{chem1} : ön karışım kontrollü yanma sırasındaki ısı yayılımı

Q_{chem2} : difüzyon kontrollü yanma sırasındaki ısı yayılımı

Tek Wiebe fonksiyonunun değişkenleri ikiye ayrılarak yeni ikili Wiebe fonksiyonu oluşturulur:

$$\frac{\partial Q_{hr}}{\partial \theta} = a Q_{chem1} (m_1 + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{sod}}{\Delta \theta_{d1}} \right)^{m_1} \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_{sod}}{\Delta \theta_{d1}} \right)^{m_1 + 1} \right] + a Q_{chem2} (m_2 + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{so2}}{\Delta \theta_{d2}} \right)^{m_2} \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_{so2}}{\Delta \theta_{d2}} \right)^{m_2 + 1} \right] \quad (23)$$

3.1.3 Farklı Çalışma Şartlarındaki Farklı Yanma Profilleri

Wiebe ve ikili Wiebe fonksiyonlarının doğru çalışabilmesi için değişken parametrelerin farklı çalışma koşullarındaki doğru değerleri gerekmektedir. Bunun için Heywood'un modeli olan termodinamiğin birinci yasası deneysel olarak elde edilen basınç verileri ile uygulanır ve ısı yayılım profili bulunur. İkili Wiebe fonksiyonunun bu profile uyması için gerekli parametreler seçilir. Bu uygulama ne kadar çok farklı deneysel basınç verileri ile yapılırsa sonuç o kadar doğru olacaktır. İkili Wiebe fonksiyonunun parametreleri bulunduktan sonra aynı motor için farklı çalışma koşullarındaki ısı yayınımları bulunabilir.

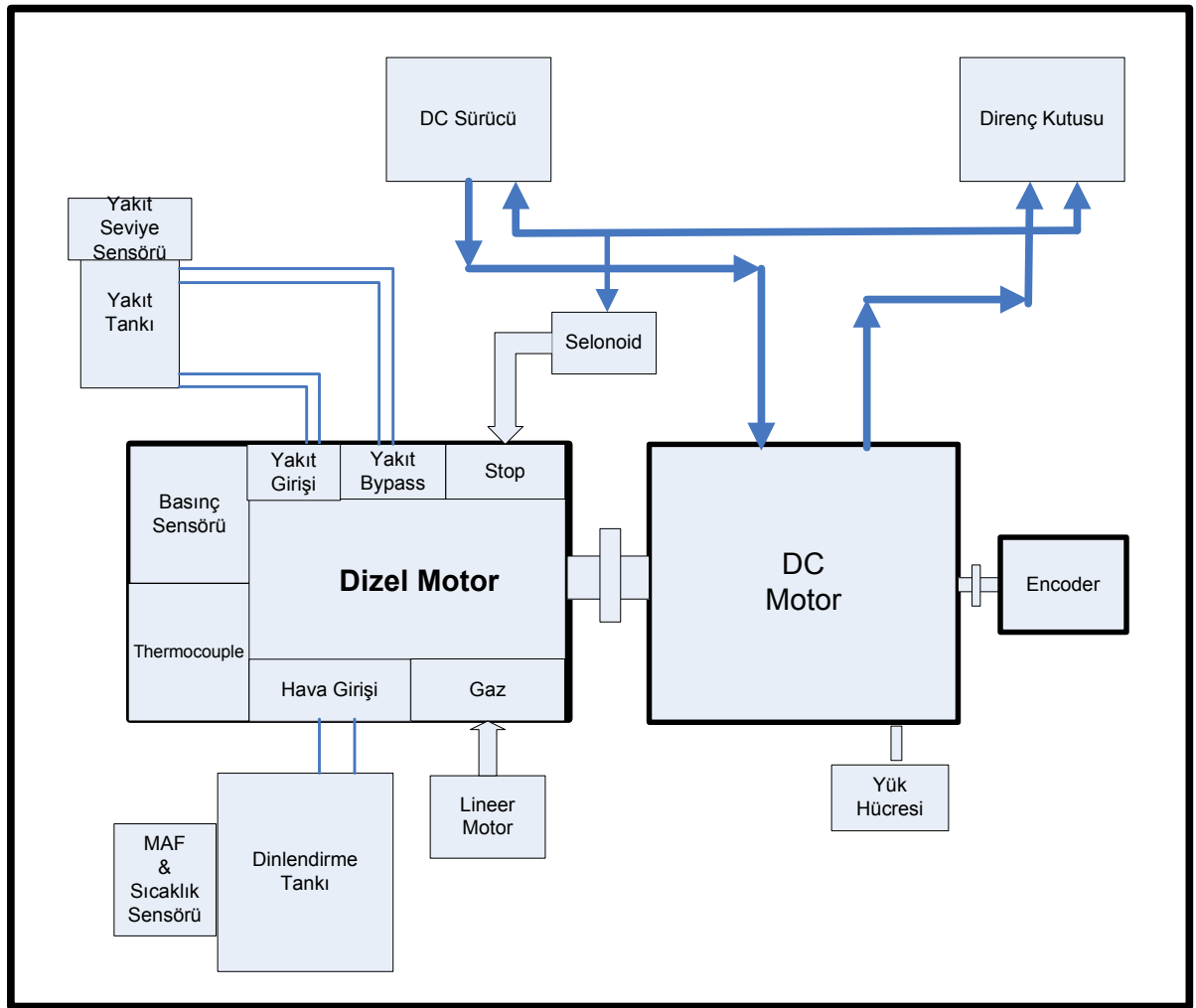
Farklı motor tipleri için ikili Wiebe fonksiyonunun uygulanması olanaksızdır. Farklı motor tiplerindeki parametrelerin belirlenmesi için daha karmaşık çok boyutlu modeller gerekmektedir. Bir dizel motor tipi için hesaplama süresinin kısalığı ve sadeliği nedeniyle ampirik ifadeler içeren ikili Wiebe fonksiyonunun kullanımı oldukça yaygındır. (Ferguson C. R. 2000)

4. DENEY DÜZENEĞİ

Yazılan matematik model kullanılarak farklı yakıtların ısı yayınımlarının kıyaslanması amacıyla Piri Reis Üniversitesi'nde bilgisayar kontrollü dizel motor test ünitesi kurulmuştur. Bu test düzeneği tamamen bilgisayar kontrollü olup, bütün veriler bilgisayar ortamında hassas olarak işlenmektedir. Kurulan test düzeneği 3 ana kısımdan oluşmaktadır:

- Motor ve dinamometre
- Sensörler
- Veri toplama

Test düzeneğinin blok şeması aşağıda verilmiştir:



Şekil 4.1 Dizel motor test düzeneği blok şeması

4.1 Motor Ve Dinamometre

Kullanılan dizel motor tek silindirli, direk püskürtmeli Antor 4LD820 modelidir. Motorun

teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Dizel motorun teknik özellikleri

Silindir sayısı (adet)	1
Silindir hacmi (cm ³)	817
Silindir çapı (mm)	102
Strok (mm)	100
Sıkıştırma oranı	17:1
Motor devri (d/dak)	2600 (3000)
Motor gücü (BG)	17 (12,68 kW)
Maksimum tork (kgm)	5@1600 d/dak (49 Nm@1600 d/dak)
Özgül yakıt tüketimi (gr/bg.h)	190 (255gr/kW.h)

Dinamometre olarak bir DC elektrik motoru kullanılmış ve bu DC motor elastik bir kaplin ile motor şaftına bağlanmıştır. Dizel motorun DC motoru döndürmesiyle üretilen elektrik enerjisi, direnç kutusu vasıtasıyla tüketilmekte ve dizel motorun yüklenmesi sağlanmaktadır.



Şekil 4.2 Dizel motor test düzeneği

Çoklu dirençler ile motor 1 kW'lık aralıklarla yüklenebilmektedir. DC motorun teknik özellikleri Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2 DC elektrik motorun teknik özellikleri

Sargı tipi	Şönt
Armatür Akımı (A)	38
Armatür Gerilimi (V)	15 kW
Alan Gerilimi (V)	200
Alan Akımı (A)	2,8



Şekil 4.3 Direnç kutusu

Dizel ve elektrik motoru üzerinde tutan şasinin tasarımı DC motorun kendi etrafında dönebilmesine izin vermektedir. Bu sayede bir yük hücresi yardımıyla motor torku ölçülebilmektedir. Tork ölçümü sensörler kısmında daha ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

4.2 Sensörler

Dizel motorlardaki yanma proseslerinin analizi için en önemli parametrelerden birisi silindir içi basınç verileridir. Bu yüzden test düzeneğinde piezoelektrik prensibine göre çalışan Kistler 6061B basınç sensörü mevcuttur. Bu sensör silindir kafasına alevi direk görmeyecek biçimde monte edilmiştir. Silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri Tablo 3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri

Üretici	Kistler
Tipi	6061B su soğutmalı
Ölçüm Aralığı (bar)	0-250
Hassasiyet (pC/bar)	25
Doğal frekansı (kHz)	90

Basınç sensörü çıkışı yine Kistler firmasının 5011B tipi bir amplifikatörü ile 0-10 V seviyesi arasında lineer değişecek şekilde şartlandırarak veri toplama kartına gönderilir.



Şekil 4.4 Silindir içi basınç sensörünün ve termokaplın montajı

Yukarıda bahsedilen basınç sensörü optik bir encoder ile eşzamanlı olarak çalışmaktadır. Optik encoder şaftın sonuna elastik bir kaplin ile bağlanmış olup motor devri, krank açısı ve üst ölü nokta gibi bilgileri vermektedir.

IFM marka optik encoder bir devrinde 3600 pals üretmektedir. Bu sayede her bir $0,1^0$ krank açısında sinyal almak mümkün olmaktadır. Ayrıca “Z” çıkışından ise bir turda bir sinyal gelmektedir ve üst ölü noktanın yeri bu sinyal ile belirlenmektedir.

DC motorun kendi etrafında dönebilecek şekilde tasarlanması motor torkunun ölçülmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Dizel motorun şaftı döndürmesiyle DC motor elektrik enerjisi oluşturur ve bu üretilen elektrik enerjisi direnç kutusunda tüketilmeye başlanınca DC motorun rotoru ters yönde bir kuvvet uygulayacaktır. Bu kuvvet DC motorun şasisine bağlanan bir yük hücresi ile ölçülmektedir. Yük hücresinin yeri ile şaft eksenindeki mesafe ile yük hücresinden ölçülen yükün çarpımı motor torkunu vermektedir. ESİT marka yerli yapım “S” tipi 250 kg’lık yük hücresi kullanılmaktadır. Yük hücresinin ürettiği gerilim amplifikatöre girdikten sonra 0-10 V arasında şartlandırılmış olarak veri toplama kartına gönderilir. Hassasiyeti 2mV/V ’tur.



Şekil 4.5 Dizel motor ve DC motor bağlantısı

Yakıt tüketimini ölçmek amacıyla ana yakıt tankından sonra özel yapım silindir şeklindeki bir depoya seviye sensörü yerleştirilmiştir. Bu şamadıralı tip seviye sensörü manyetizma prensibine göre çalışmaktadır. Her 1 mm’de çıkış gerilimini değiştirerek oldukça hassas ölçüm yapabilme şansı vermektedir. Dizel motorun enjektörünün geri dönüş borusu bu yakıt

tankının üst tarafından bağlanmıştır. Böylece anlık ve toplam yakıt tüketimleri hassas olarak ölçülebilmektedir.



Şekil 4.6 Yakıt seviye sensörü

Dizel motorun hava tüketimi ve çalışma şartlarındaki hava yakıt oranının hesaplanması için motor girişine bir MAF (mass air flow) sensörü yerleştirilmiştir. Bocsh marka MAF, hareketli parçası olmamakla birlikte sıcak film anemometresi prensibine göre çalışmaktadır. Bu prensibe göre MAF içerisinde bulunan bir tel, sürekli akım ile beslenmekte ve kendi direnci ile ısınmaktadır. MAF'tan hava geçtikçe bu telin sıcaklığı ve direnci düşmektedir. Bu durumda tel üzerine daha fazla akım çekmekte ve direnç dengesini korumaktadır. Tel üzerinden geçen akımdaki bu değişim, MAF içerisinde geçen hava akımıyla doğru orantılıdır. Entegre bir devre ile bu akım, gerilime dönüştürülerek veri toplama kartına iletilir.



Şekil 4.7 Hava akış sensörü, hava dinlendirme tankı ve amplifikatör

Dizel motor tek silindirli olduğundan dolayı, emme zamanı sonunda emme subabı kapandığında hava akımı subaba çarparak geri dönmektedir. Bu da MAF içerisinde ters akışa sebep olmaktadır. Bu ters akışı önlemek için hava filtresi öncesine bir “dinlenme tankı” yerleştirilmiştir. Bu dinlenme tankı, geri dönen havanın şiddetle MAF’a gitmesini önler ve MAF’tan gelen sinyallerdeki dalgalanmaları düzenler.

Bunlara ek olarak geçen havanın sıcaklığını ölçmek için MAF içerisinde bir termistör bulunmaktadır. Termistörün, MAF içerisinde geçen havanın sıcaklığı ile direnci değişmektedir ve bu direnç değişiminin ölçümü ile motora giren havanın sıcaklığı ölçülebilmektedir.

Dizel motor silindir kafasının sıcaklığının ölçülmesi amacıyla, silindir kafasının üstünde delik açılarak yanma odası yakınına “K” tipi bir termokapl yerleştirilmiştir.

Dizel motorun gaz kontrolü amacıyla gaz koluna bir lineer motor yerleştirilmiştir. Bu lineer motor LabVIEW programı ile kontrol edilmektedir.



Şekil 4.8 Egzost emisyon analiz cihazı

Egzost emisyon analizi için ön şartlandırılmalı Şekil 4.8’de görülen egzost analiz cihazı kullanılmıştır. CO₂, CO, NO_x, O₂ ölçümleri için Siemens Ultramat 23, THC ölçümleri için ise Fidamat 6 cihazı kullanılmıştır. Egzost gazının yoğuşmasının NO_x ölçümlerini olumsuz etkilemesinden dolayı bir örnekleme probu ile egzost borusundan alınan egzost numunesinin yoğuşmaması amacıyla 120⁰C’de tutulan ısıtılmalı hat ile Şekil 4.8’de görülen analiz cihazına aktarılmaktadır. Daha sonra şok soğumaya bırakılarak nemi alınan egzost numunesi sıralı filtrelerden geçerek analiz edilmektedir.

4.3 Veri Toplama

Sensörlerden gelen sinyallerin toplanması, gaz kontrolünün ve yük kontrolünün yapılabilmesi amacıyla çift çekirdek bir PC üzerinde National Instruments PCI 6221 veri toplama kartı kullanılmaktadır. Kullanılan bu kartın özellikleri Tablo 4.'te belirtilmiştir.

Çizelge 4.4 Veri toplama kartı teknik özellikleri

Çözünürlük	16 bit
Analog girişler	8 farksal, 16 giriş
Örnekleme Hızı	250 ksample/s
Analog çıkışlar	2 tane
Dijital Giriş ve çıkışlar	24 tane 1MHz hızında
Sayaçlar	2 tane 32 bit çözünürlük



Şekil 4.9 Kontrol odası

5. ÖLÇÜM VE KONTROL METOTLARI

5.1 Tork Ölçümü

Yük hücresinden ölçülen yük ile, yük hücresinin şaft merkezine olan uzaklığının çarpılmasıyla frenleme torku bulunur.

Tork [Nm]=yük [N]*yük kolu uzunluğu [m]

5.2 Silindir İçi Basınç Ölçümü

LabVIEW programı kullanılarak geliştirilen bir program ile encoder dan her turda gelen 3600 pils ile basınç sensöründen gelen sinyaller kayıt altına alınmaktadır. Encoder dan gelen her pils sinyali, veri toplama kartının basınç ölçümü yapılan kanalını tetiklenmekte ve silindir içi basınç sensöründen gelen voltaj değerleri kayıt edilmektedir. Basınç sensörünün ölçüm aralığı 0-250 bar ve amplifikatör çıkışı 0-10 V aralığında lineer olduğundan dolayı, LabVIEW programında kayıt edilen gerilim değerleri “25” ile çarpılmakta ve bağıl basınç değerleri “bar” birimi ile bulunmaktadır.

5.3 Anlık Silindir Hacminin Ölçülmesi

Anlık silindir hacminin bulunabilmesi için öncelikle encoder den gelen “Z” sinyalinin dizel motor üst ölü noktası ile eşleştirilmesi gerekmektedir. Bunun için dizel motorun enjektörüne giden yakıt hortumu çıkarılmış halde marş motoru ile krankın dönmesi sağlanmıştır. Bu sırada silindir içi basınç sensörü ve encoder sürekli kayıt halinde olduklarından, motorun “motoring” eğrisi çıkartılmıştır. Bu eğriden hava basıncının maksimum olduğu nokta, motorun üst ölü noktası olarak kabul edilmiş ve “Z” sinyali bu açığa göre ayarlanmıştır.

Üst ölü noktası ve anlık krank açısı kayıt edilen motorun anlık silindir hacim hesabı aşağıdaki gibi yapılmıştır.

Anlık strok:

$$y = l + a - \left(\sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \theta} \right) + a \cos \theta$$

olmak üzere anlık hacim:

$$vol = vol_c + \frac{\pi b^2}{4} y$$

bulunur. Burada;

l : biyel uzunluğu

a : krank çapı

b : piston çapı

vol_c : üst ölü nokta hacmi

5.4 Yakıt Tüketiminin Ölçülmesi

Şamandıralı tip yakıt sensörünün içinde bulunduğu yakıt tankı ile birlikte kalibrasyonu hassas terazi yardımıyla yapılmıştır. Bunun sonucunda yakıt tüketimi “kg/saat” birimi ile ölçülebilmektedir.

5.5 Hava Debinin Ölçülmesi

Bosch marka MAF ile ölçümler yapılmadan önce bu cihazın motor çalışma şartlarındaki kalibrasyon eğrisi çıkarılmıştır. Bunun için harici bir anemometre kullanılmıştır. Yapılan testlerde MAF’ın, orjinal kalibrasyon eğrisi ile uyduğu gözlemlenmiştir. Bu eğrinin denklemi çıkartılarak LabVIEW ile geliştirilen programın içerisine yerleştirilmiştir.

5.6 Gaz Kolu Kontrolü

Dizel motorun gaz koluna yerleştirilen bir lineer motor ile gaz kontrolü yapılmaktadır. Bunun için veri toplama kartı ile birlikte LabVIEW programı kullanılmıştır. Öncelikle lineer motorun her bir pals ile ne kadar hareket ettiği ölçülmüş ve bu değere göre bir katsayı belirlenmiştir. Bilgisayardan verilen mesafe girdisi bu katsayı ile çarpılarak pals sayısına dönüştürülmekte ve motorun gaz kontrolü hassas olarak yapılmaktadır.

6. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde Piri Reis Üniversitesi Dizel Motor Laboratuvarında yapılan deneysel çalışma hakkında bilgi verilecektir.

6.1 Deneyin Amacı

Bu çalışmada motorin ile farklı biyodizel karışımlarının performans, egzost emisyonları, silindir içi basınç değişimleri ve ısı yayılım karşılaştırma sonuçları elde edilmiştir. Biyodizel olarak atık yağlardan elde edilen biyodizel kullanılmış, karışımlar olarak dünyada kabul gören biyodizel-motorin karışım yüzdeleri b0, b5, b20, b50 ve b100 kullanılmıştır.

6.2 Deneyin Yapılışı ve Sayısal Sonuçların Elde Edilmesi

Çalışma Piri Reis Üniversitesi Dizel Motor Laboratuvarında bulunan ve özellikleri daha önce verilen Lombardini 4 LD 820 tek silindirli, hava soğutmalı, direk püskürtmeli dizel motorunda gerçekleştirilmiştir.

Farklı çalışma koşullarında dizel motor test düzeneğinden veriler alınmadan önce motorun sabit bir rejimde çalışması beklenmiştir. Dizel motorun silindir kapağının iç yüzeyinde bulunan sıcaklık ölçer yardımıyla motorun silindir kapağının iç yüzeyinin sabit bir sıcaklıkta olduğu ve egzost emisyon değerlerinin sabit bir değerde olduğu görüldükten motorun sabit bir rejimde çalıştığı anlaşılmış ve veriler bundan sonra kayıt altına alınmıştır.

Her bir yakıt değişiminden önce bütün yakıt pompasına kadar olan hattın boşalması sağlanmış ve yeni yakıt doldurulduktan sonra yakıt pompasından enjektöre kadar olan hattın da boşalması için 1 litre yakıt bitinceye kadar motor çalıştırılmıştır. Bu adımlar her bir yakıt değiştirilmesi sonrasında tekrarlanmıştır.

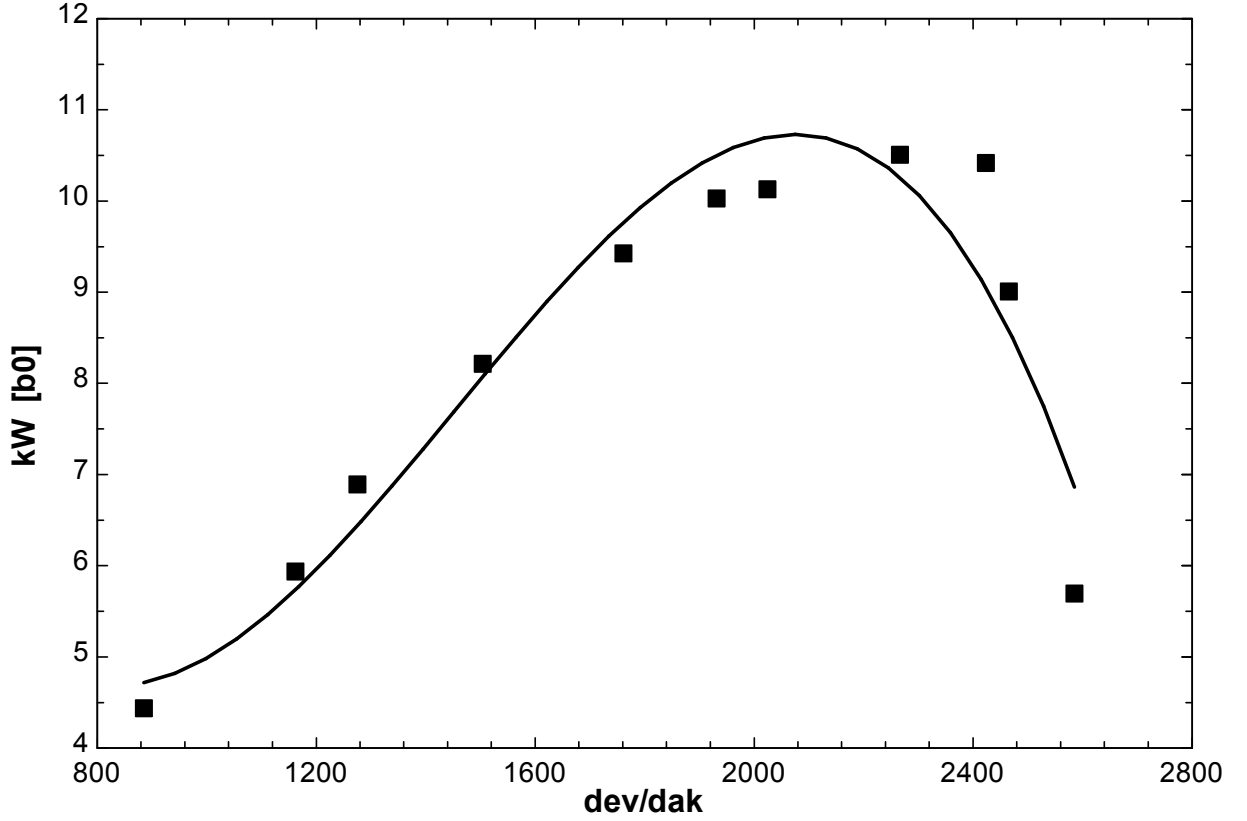
Dizel motor 10 dakikalık ısıtma periyodundan sonra tam gaz konumuna getirilmiş ve birbirine paralel bağlı dirençler yardımıyla DC motor üzerinden yüklenerek devir düşürülmüştür. Dirençler, kontaktörler vasıtası ile birbirlerine paralel olarak bağlanarak gruplar oluşturulmuştur. Bu gruplar 440 volta; 3 kW, 6 kW, 7,5 kW ve 10 kW güç çekecek şekilde oluşturulmuştur. Kontrol sisteminde bulunan PIC devresi bu direnç gruplarının kombinasyonlarını sağlayacak şekilde programlanmıştır. Motorun tam gaz durumunda yüklenmesi sırasında, 11 (onbir) ayrı deney noktasından ölçüm yapılacak şekilde direnç grupları sırası ile devreye alınmıştır.

Motor rejime girdikten sonra her bir 0,1 krank açısında alınan basınç verileri 100 çevrim boyunca bilgisayar ortamında kayıt altına alınmıştır. Kaydedilen bu 100 çevrimdeki her 0,1 krank açısındaki basınç değerlerinin ortalaması alınarak ölçüm değişimlerinin en aza

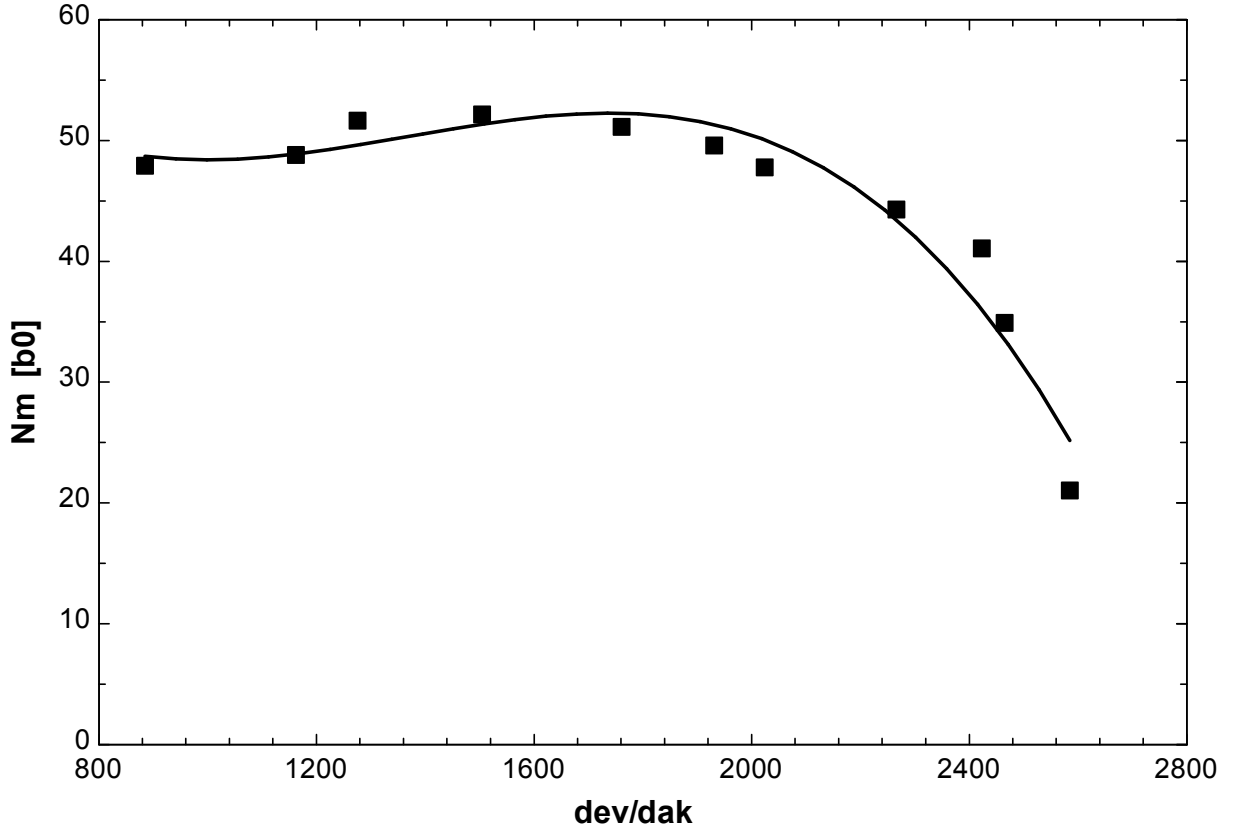
indirilmesi sağlanmıştır. Elde edilen 1 çevrimlik basınç verileri MATLAB programında yazılan bir kod ile işlenmiş ve eşitlik (15)'in sayısal olarak çözümü sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde ısı yayılımı ile ilgili bölümlerde yer almaktadır.

6.3 Deneyler Sonucunda Elde Edilen Motor Performans ve Egzost Emisyon Değişimi Grafikleri

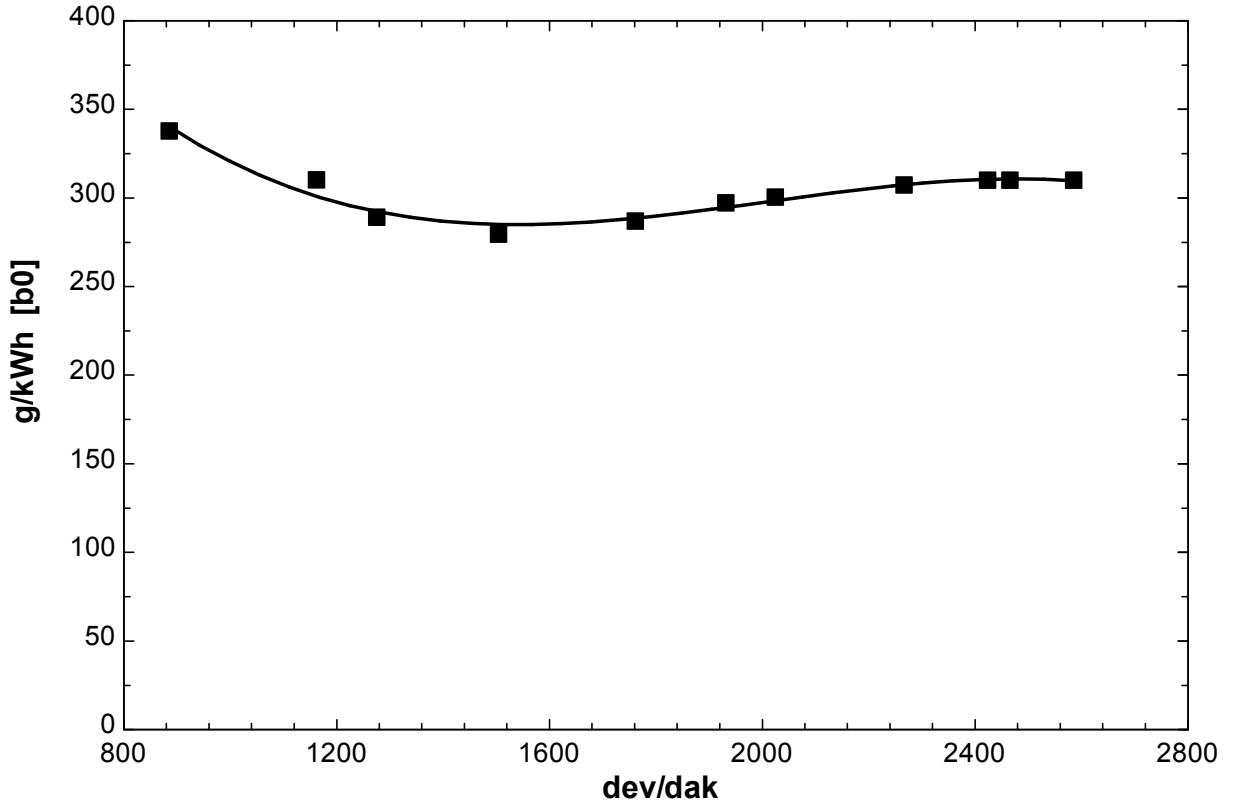
6.3.1 b0 İçin Performans Eğrileri



Şekil 6.1 b0 için güç değişimi grafiği

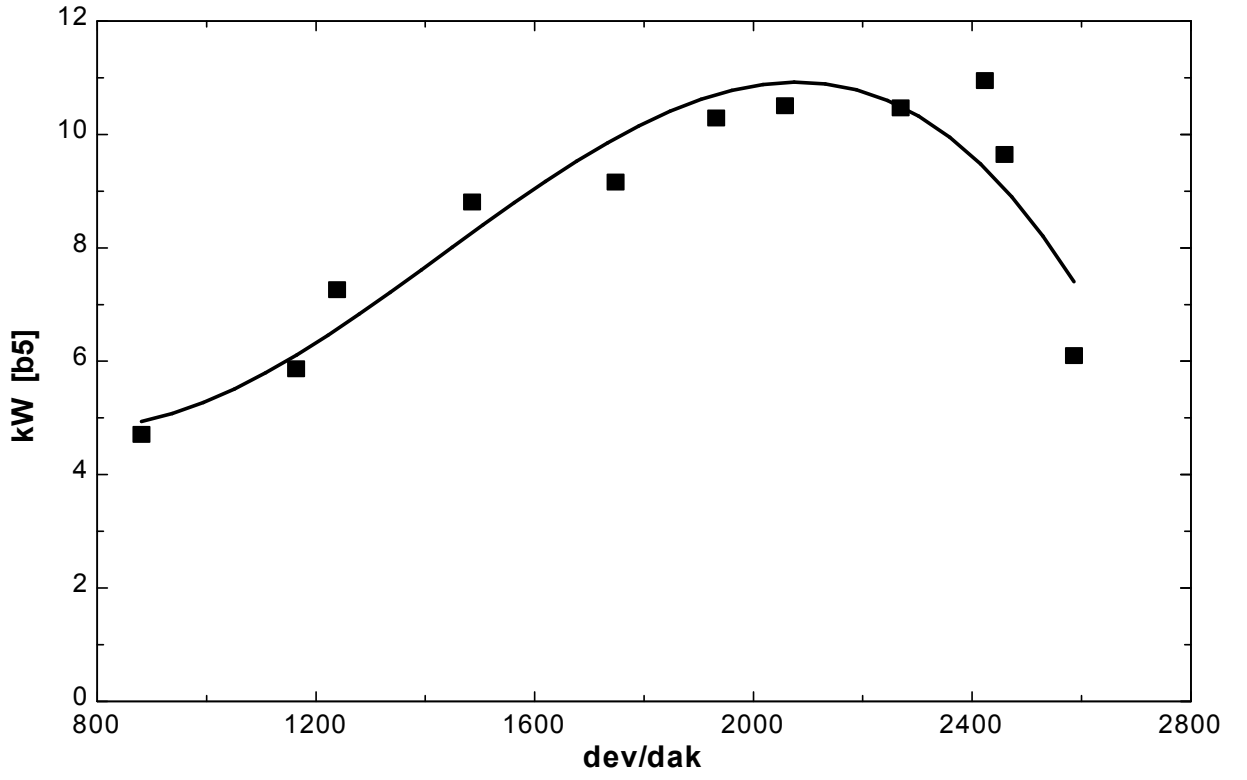


Şekil 6.2 b0 için tork değişimi grafiği

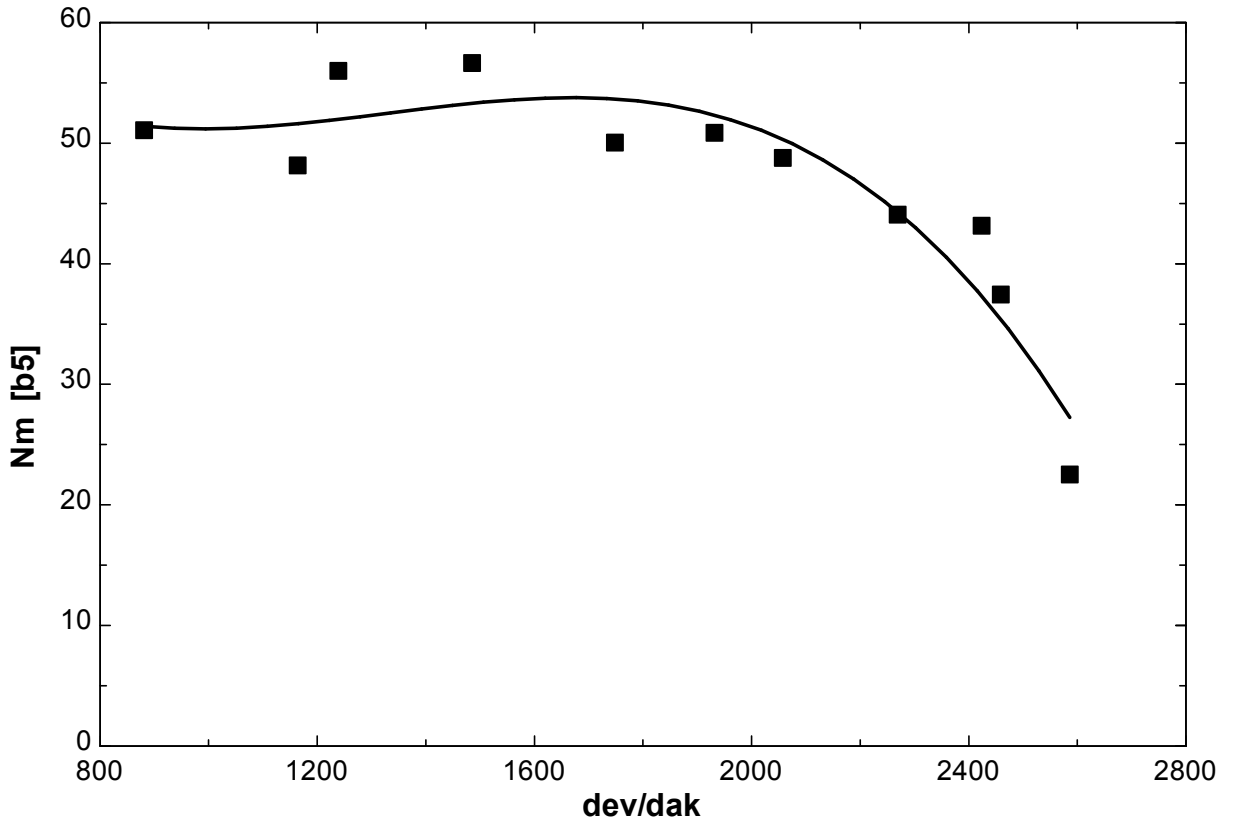


Şekil 6.3 b0 için yakıt tüketimi değişimi grafiği

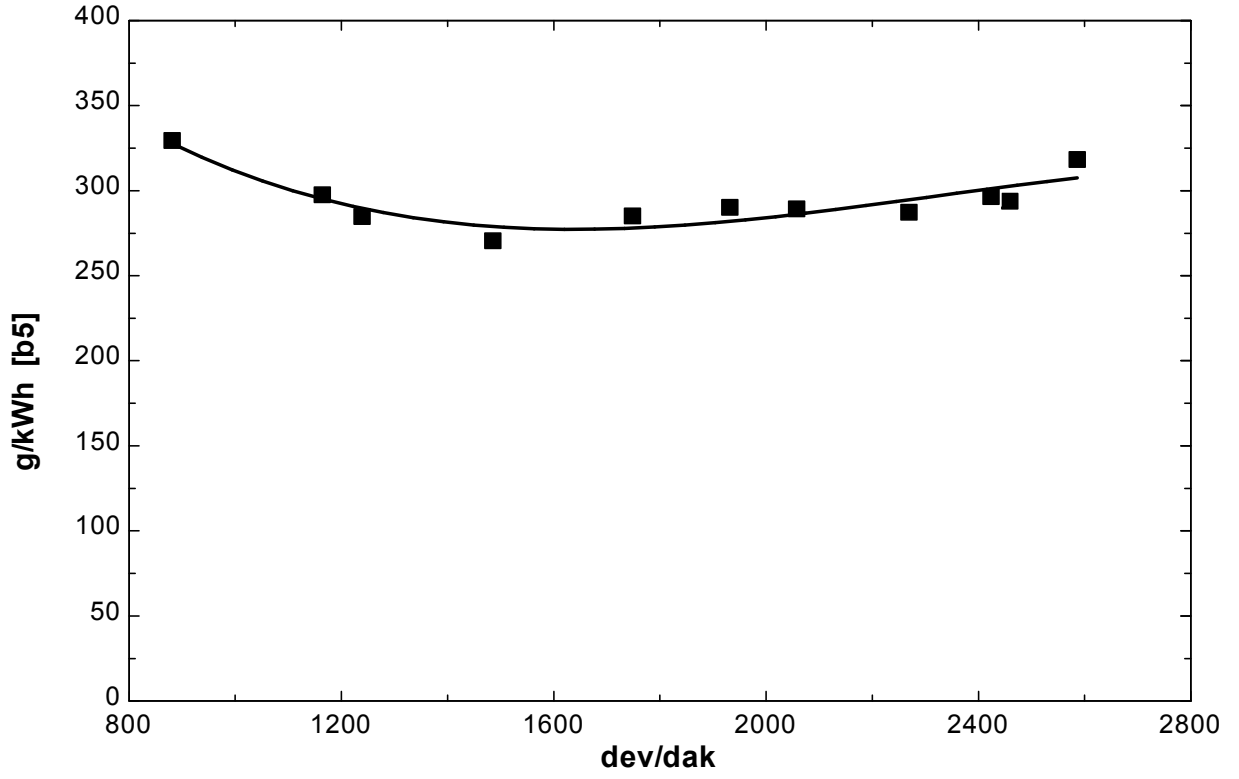
6.3.2 b5 İçin Performans Eğrileri



Şekil 6.4 b5 için güç değişimi grafiği

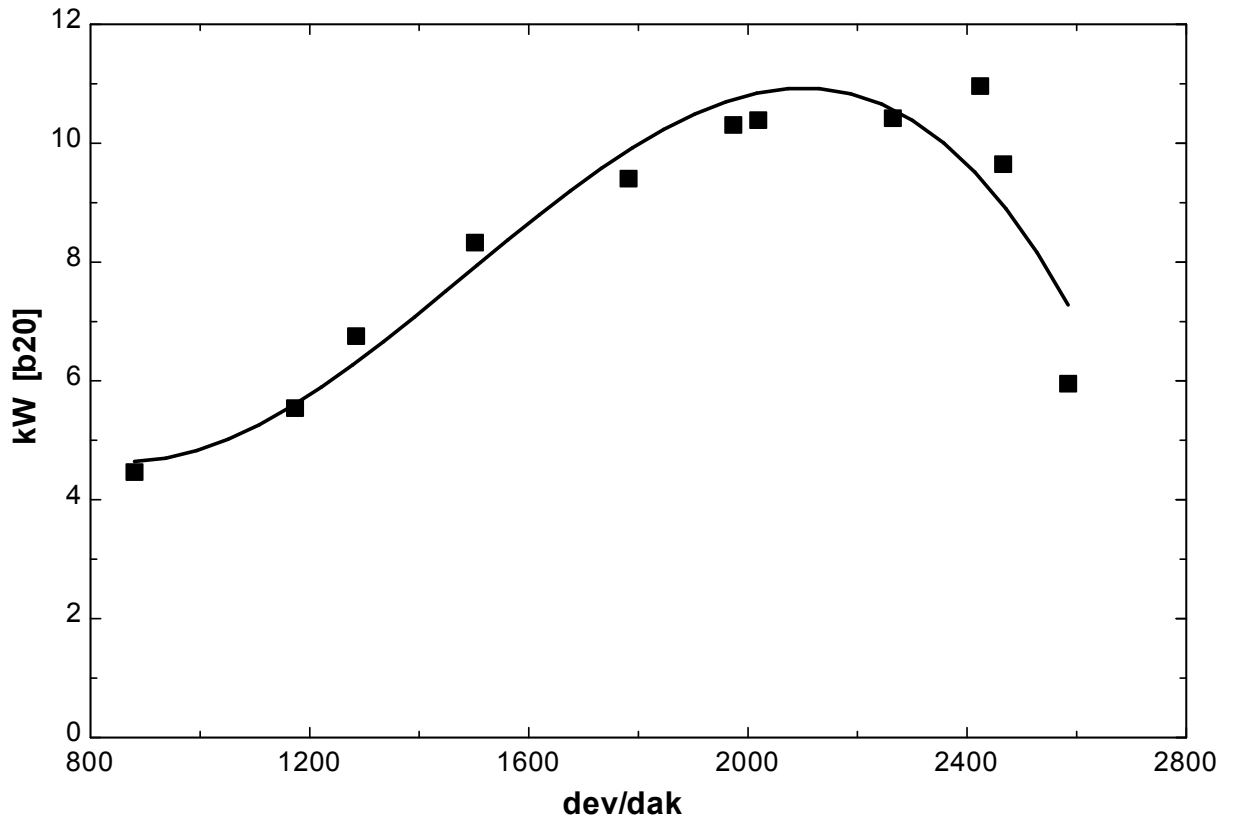


Şekil 6.5 b5 için moment değişimi grafiği

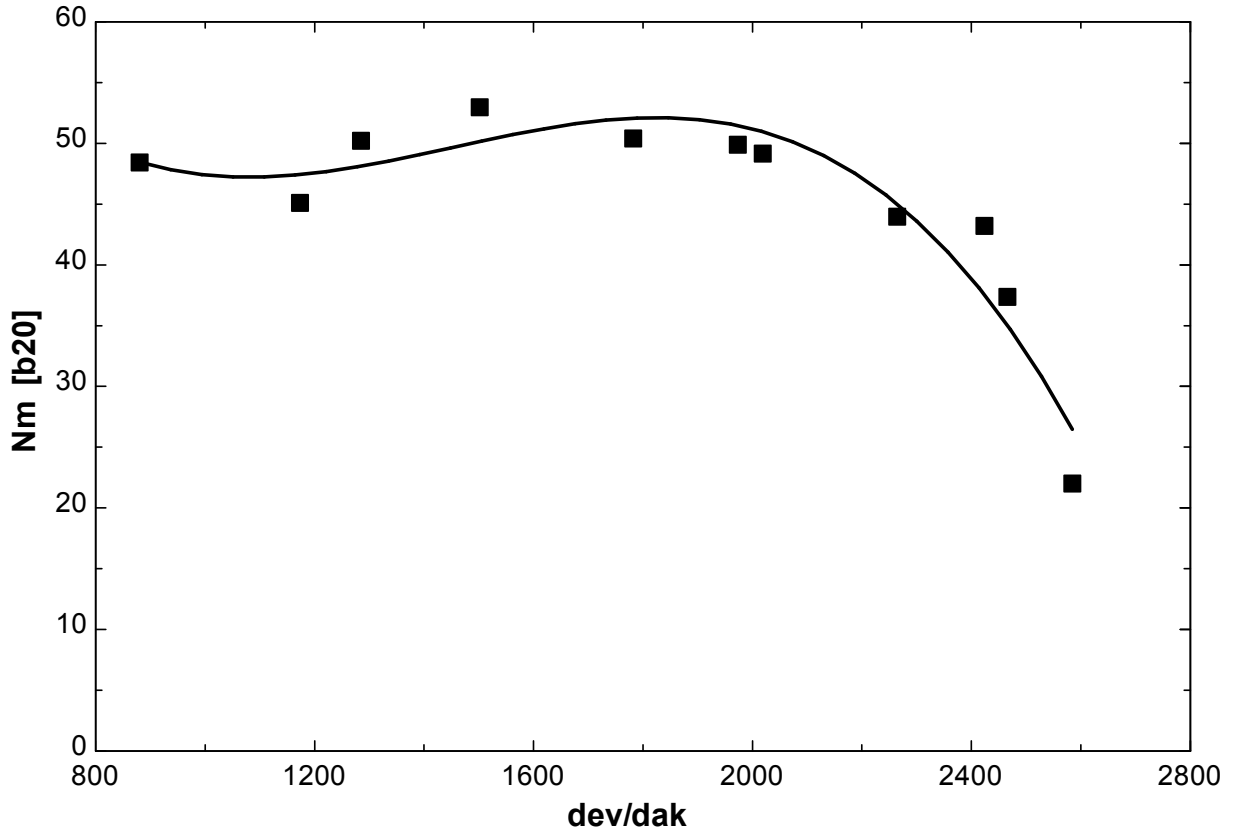


Şekil 6.6 b5 için yakıt tüketimi değişimi grafiği

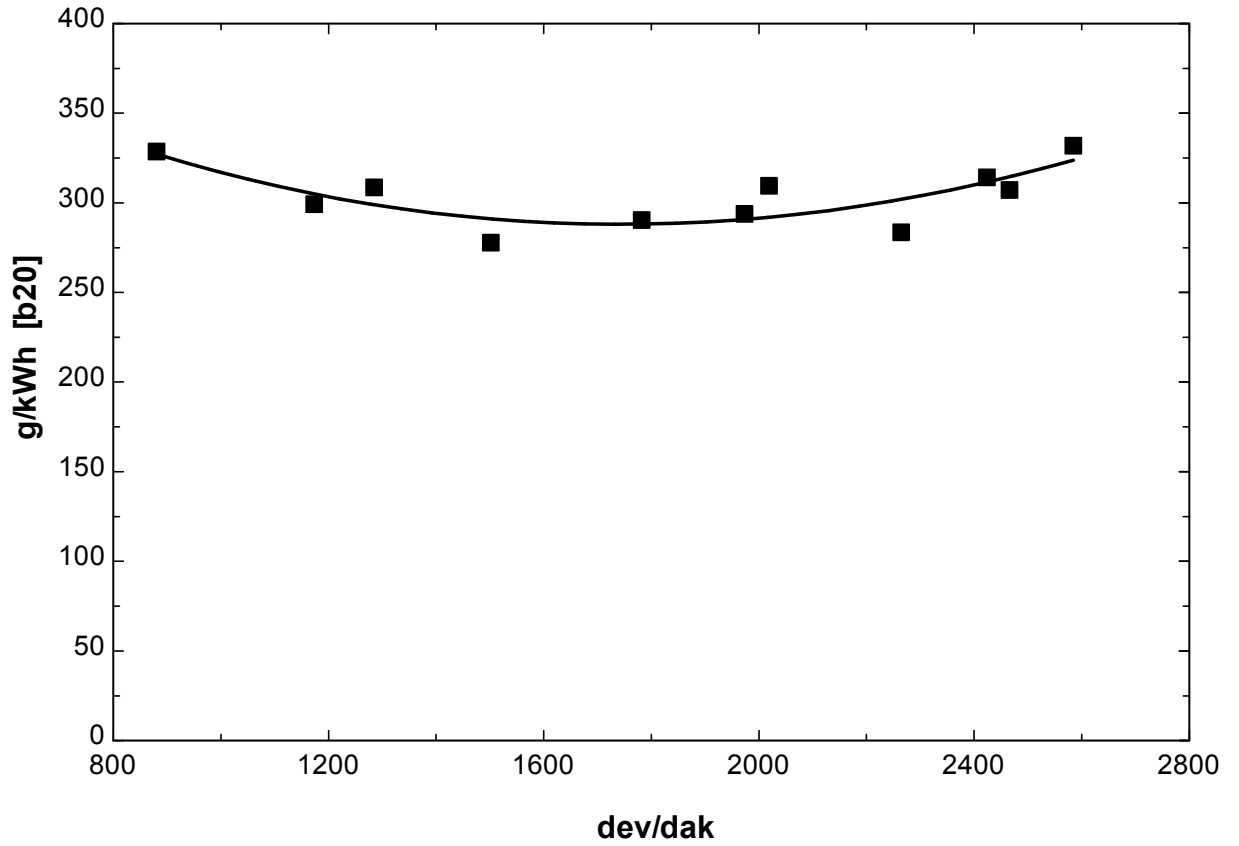
6.3.3 b20 İçin Performans Eğrileri



Şekil 6.7 b20 için güç değişimi grafiği

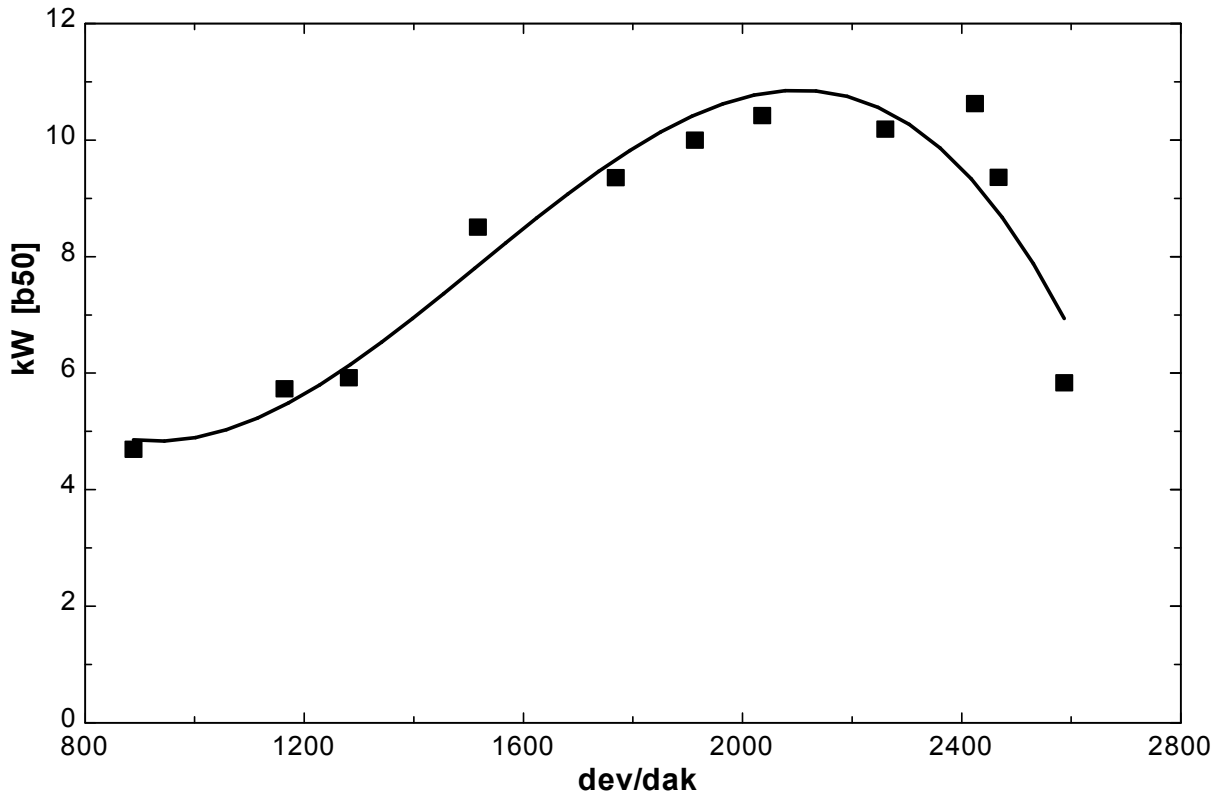


Şekil 6.8 b20 için moment değişimi grafiği

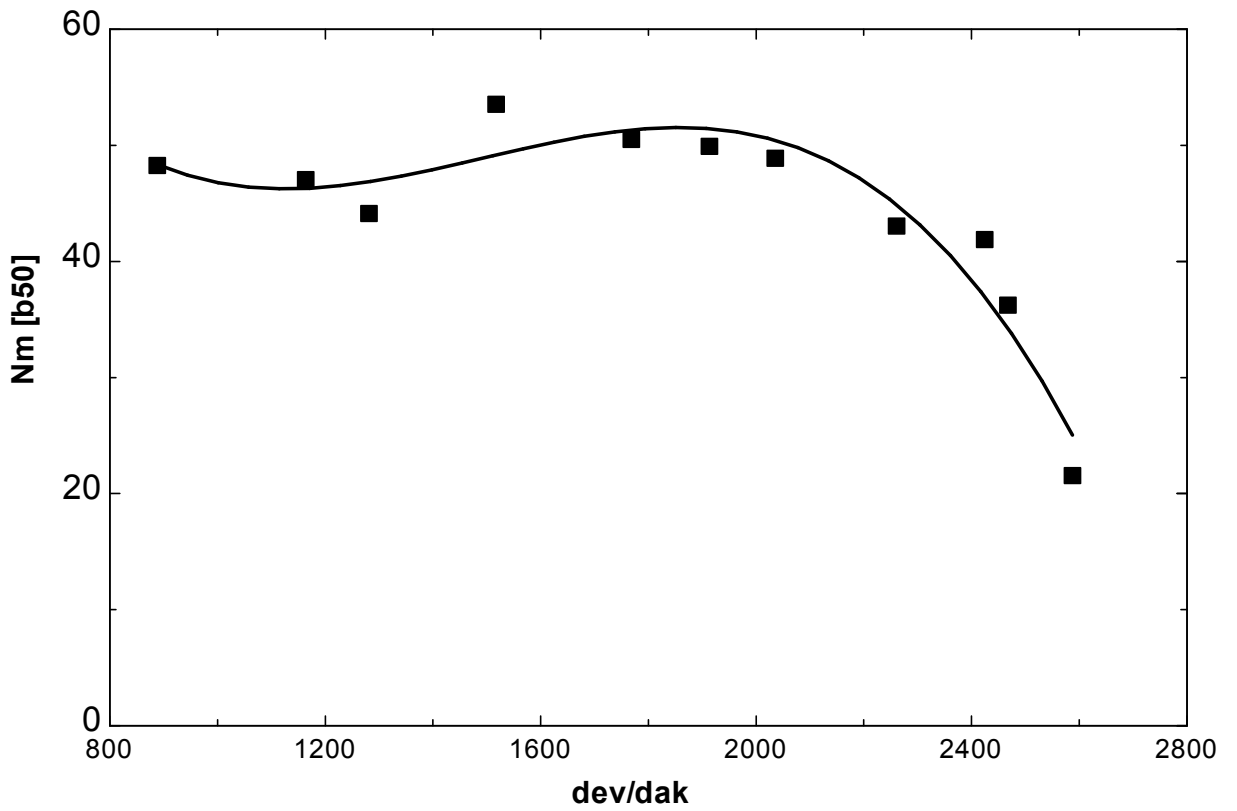


Şekil 6.9 b20 için yakıt tüketimi değişimi grafiği

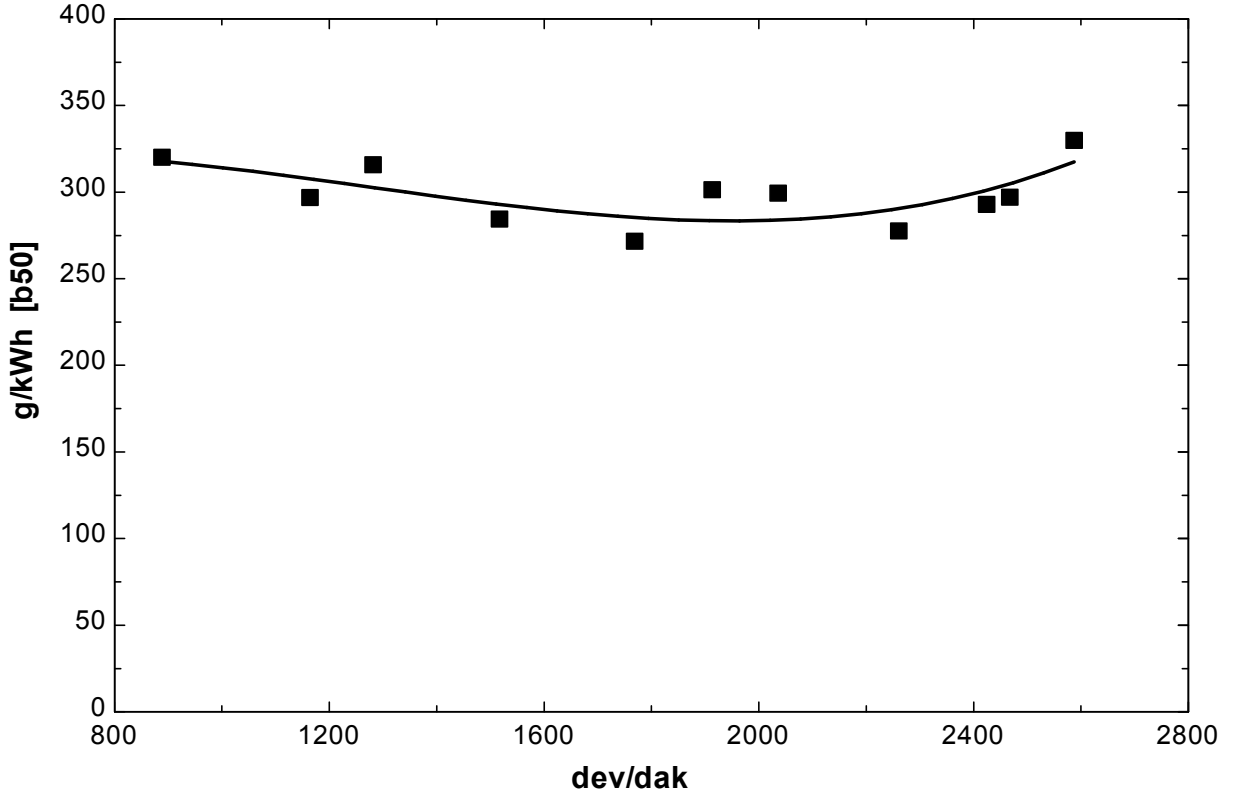
6.3.4 b50 İçin Performans Eğrileri



Şekil 6.10 b50 için güç değişimi grafiği

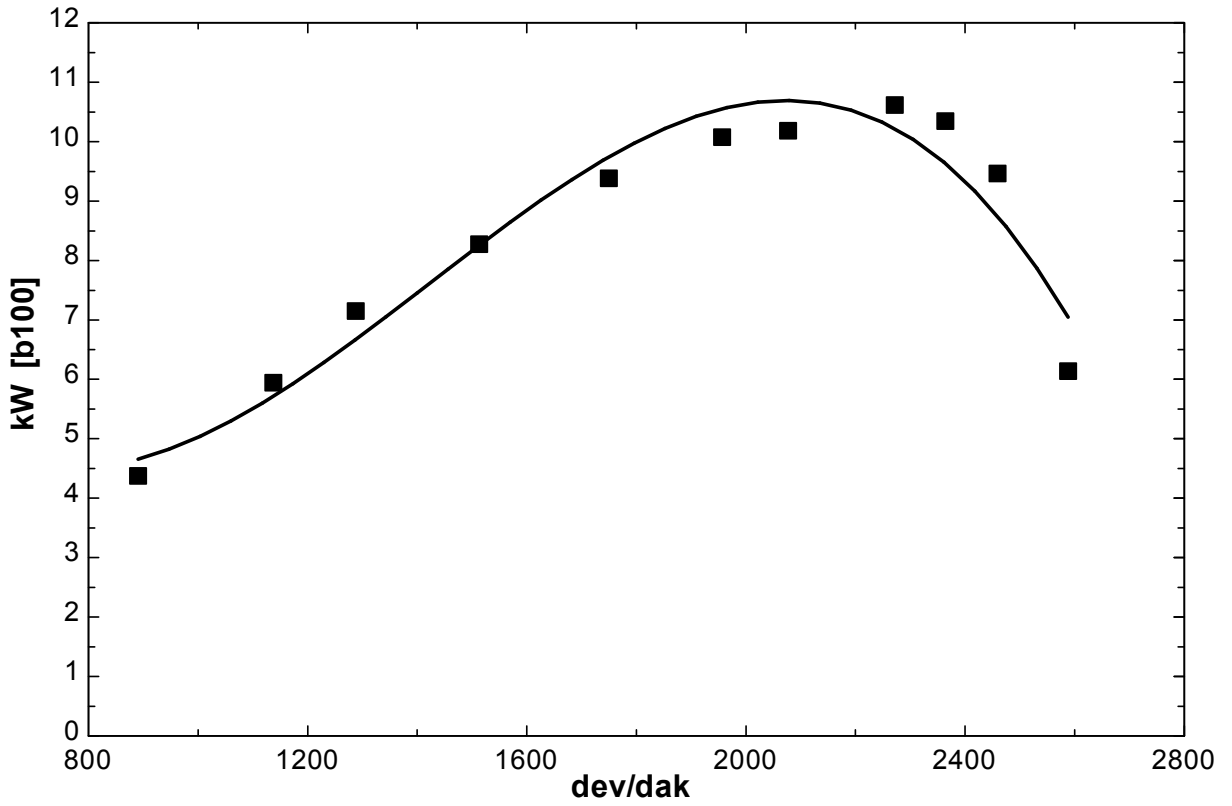


Şekil 6.11 b50 için moment değişimi grafiği

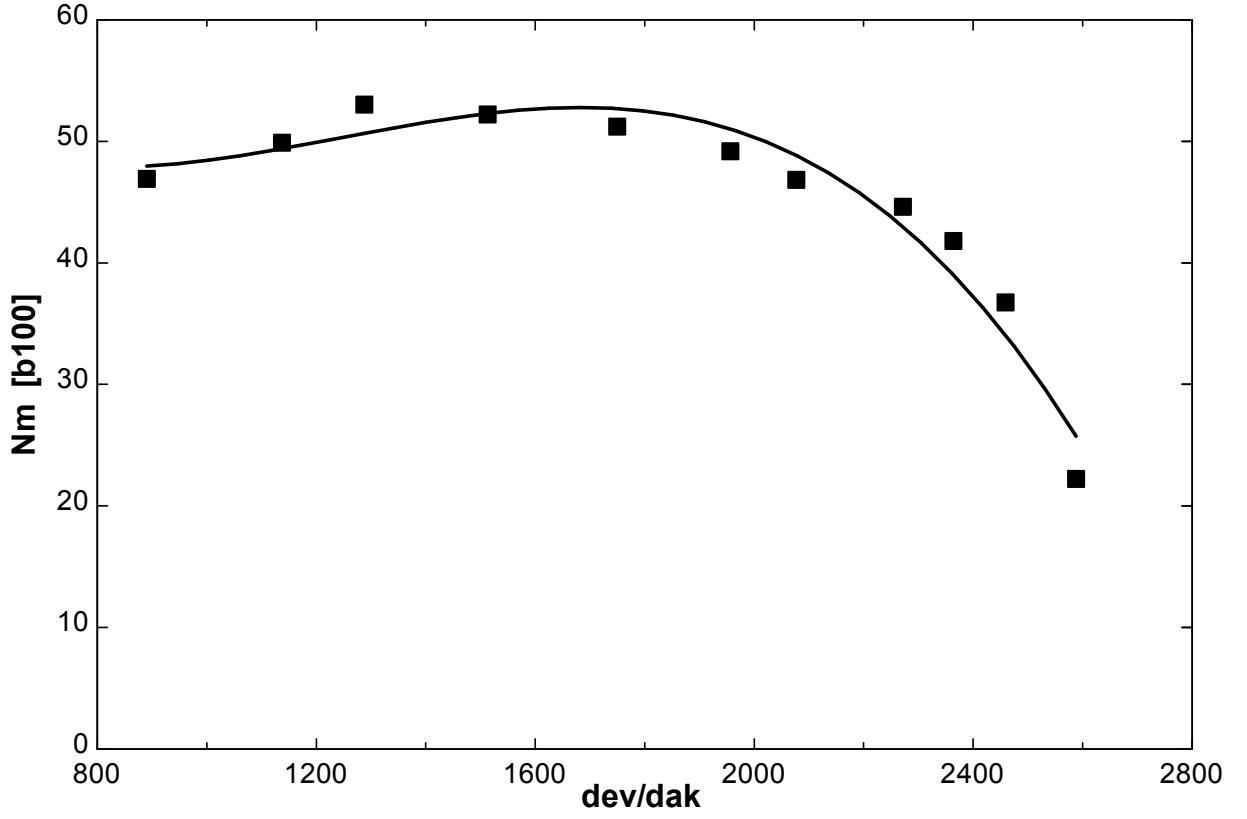


Şekil 6.12 b50 için yakıt tüketimi değişimi grafiği

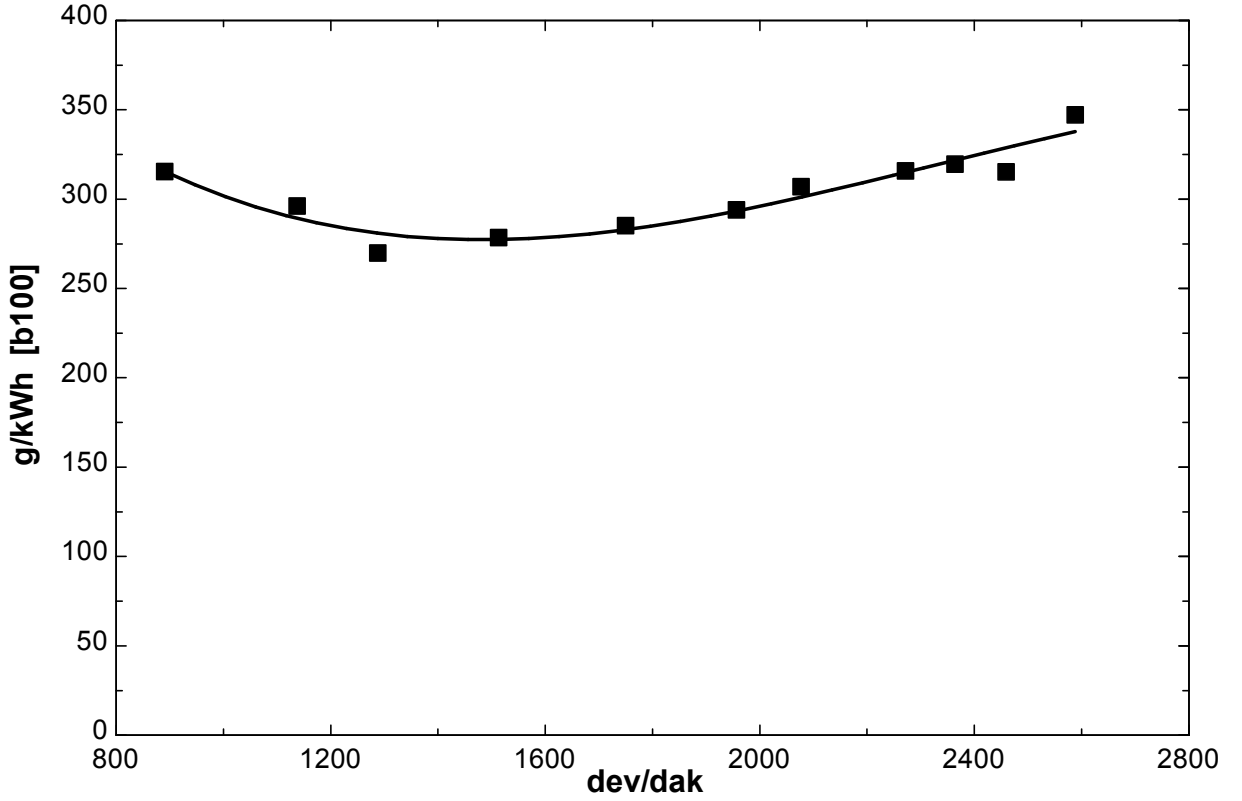
6.3.5 b100 İçin Performans Eğrileri



Şekil 6.13 b100 için güç değişimi grafiği

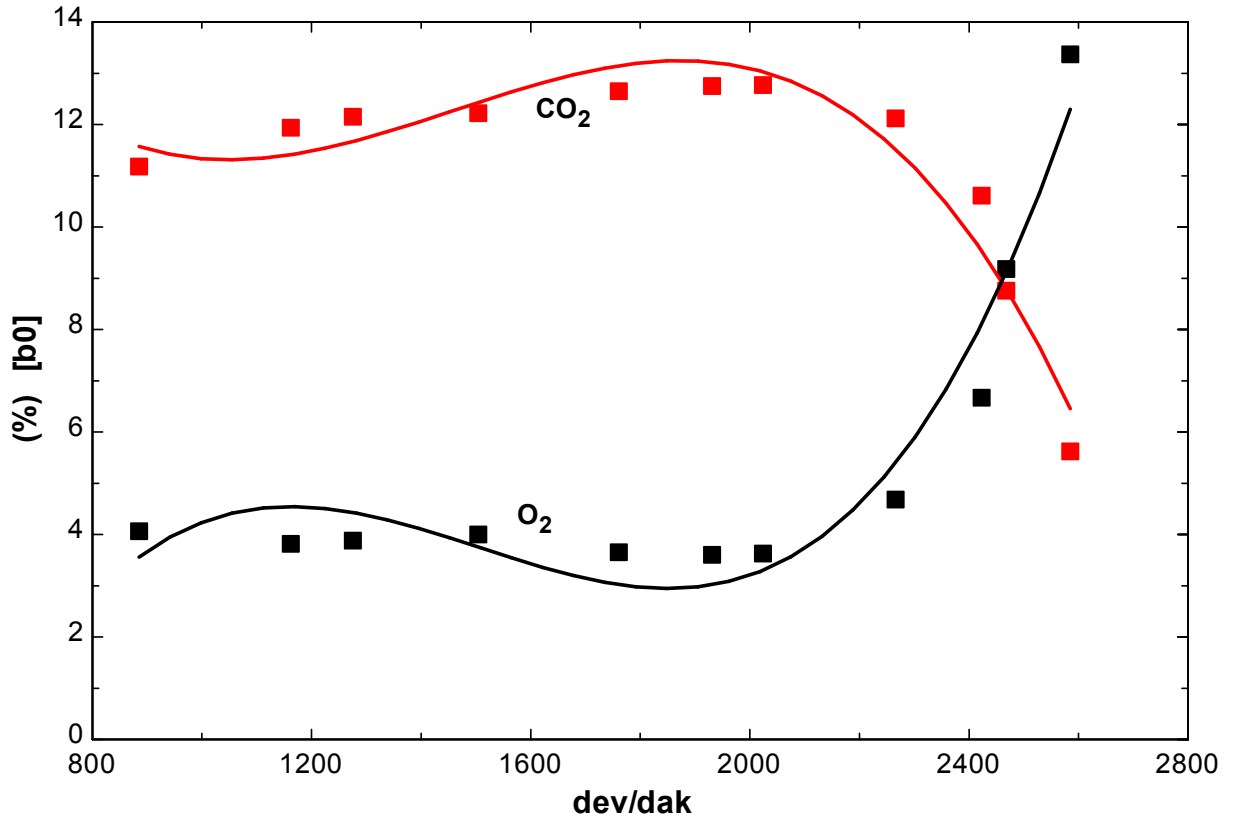


Şekil 6.14 b100 için moment değişimi grafiği

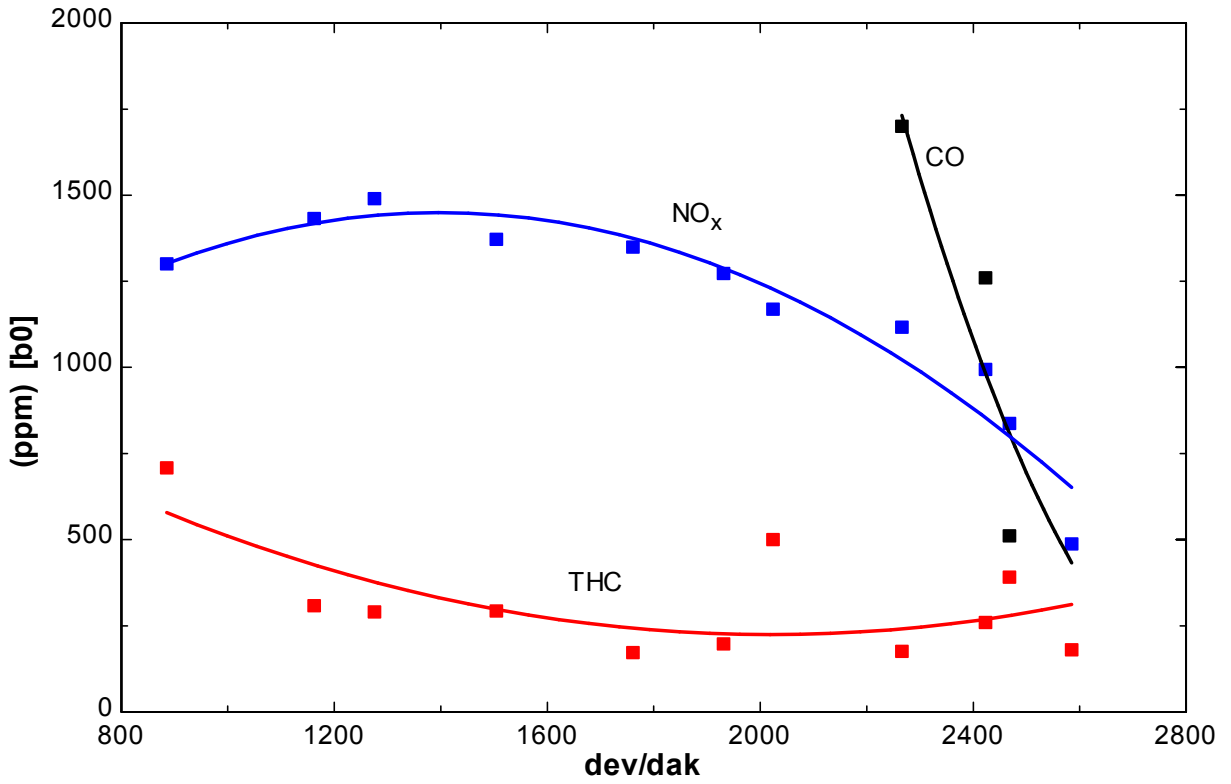


Şekil 6.15 b100 için yakıt tüketimi değişimi grafiği

6.3.6 b0 İçin Egzost Emisyon Eğrileri

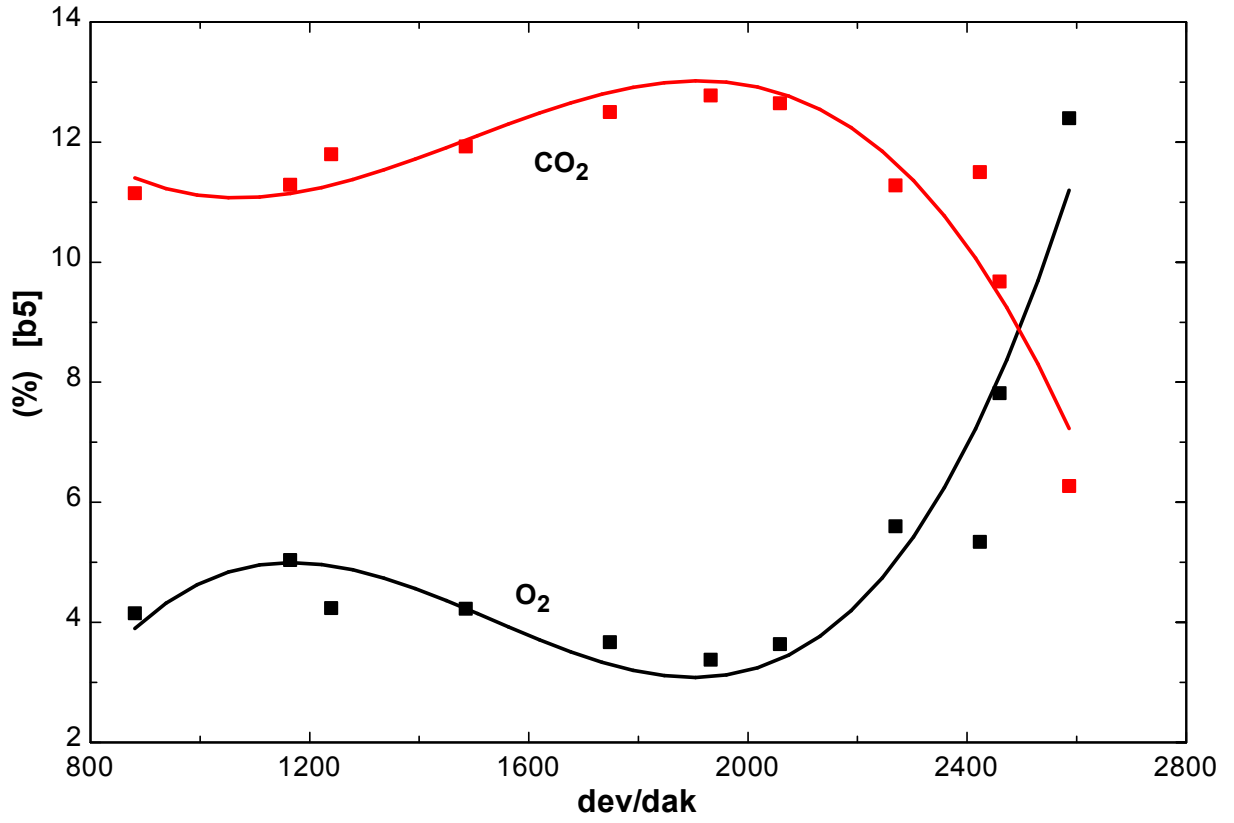


Şekil 6.16 b₀ için CO₂ ve O₂ değişimi grafiği

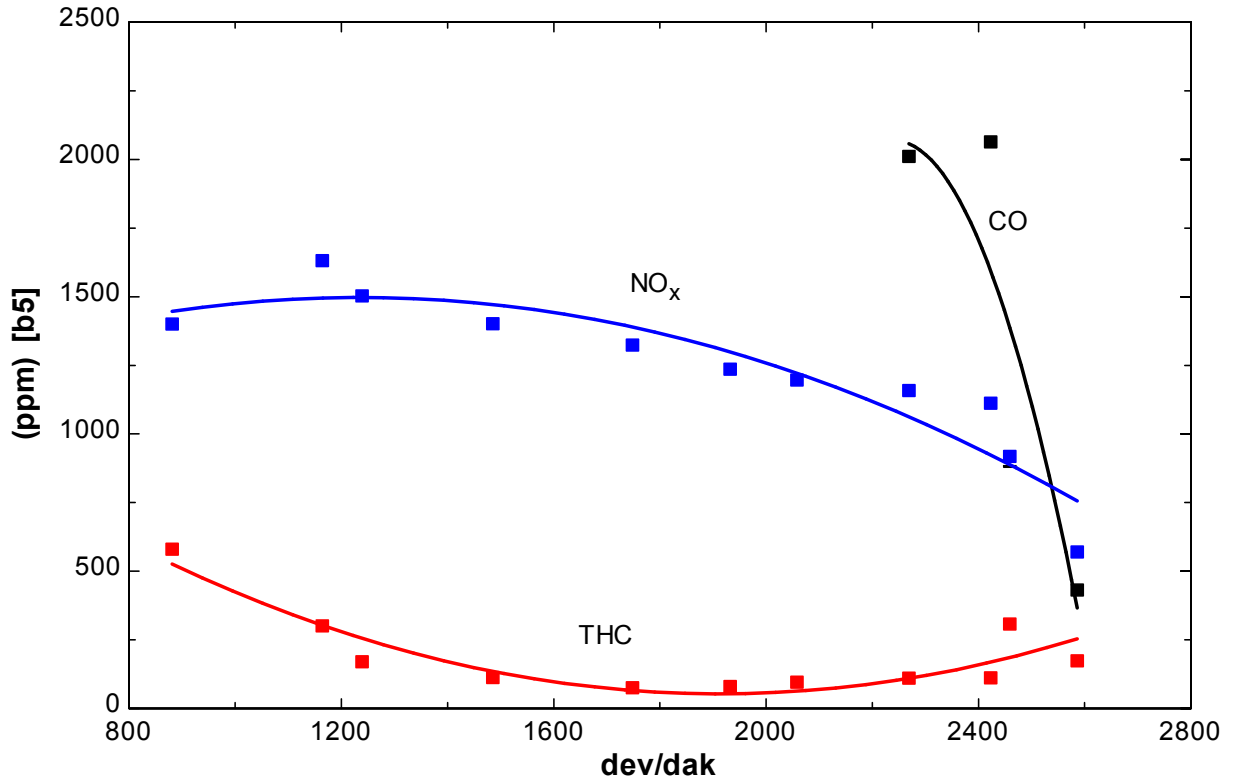


Şekil 6.17 b₀ için CO, NO_x ve THC değişimi grafiği

6.3.7 b5 İçin Egzost Emisyon Eğrileri

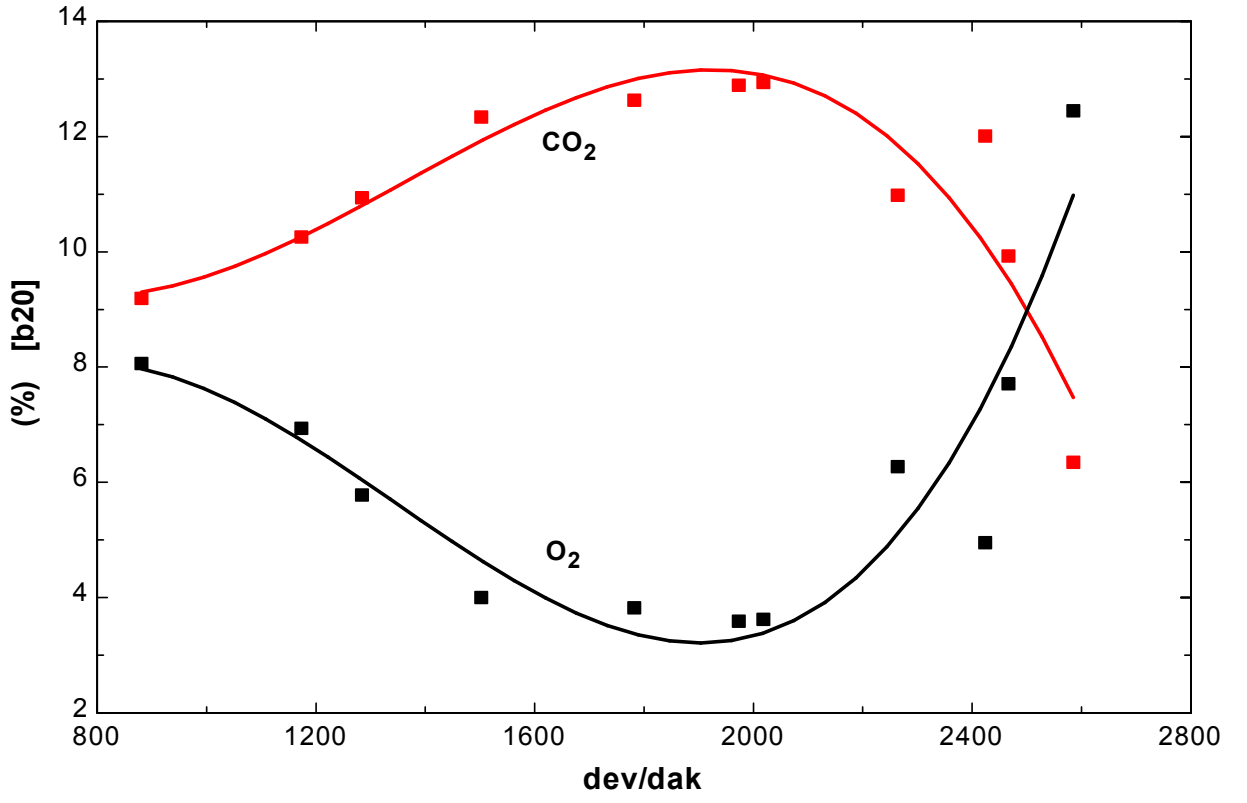


Şekil 6.18 b5 için CO₂ ve O₂ değişimi grafiği

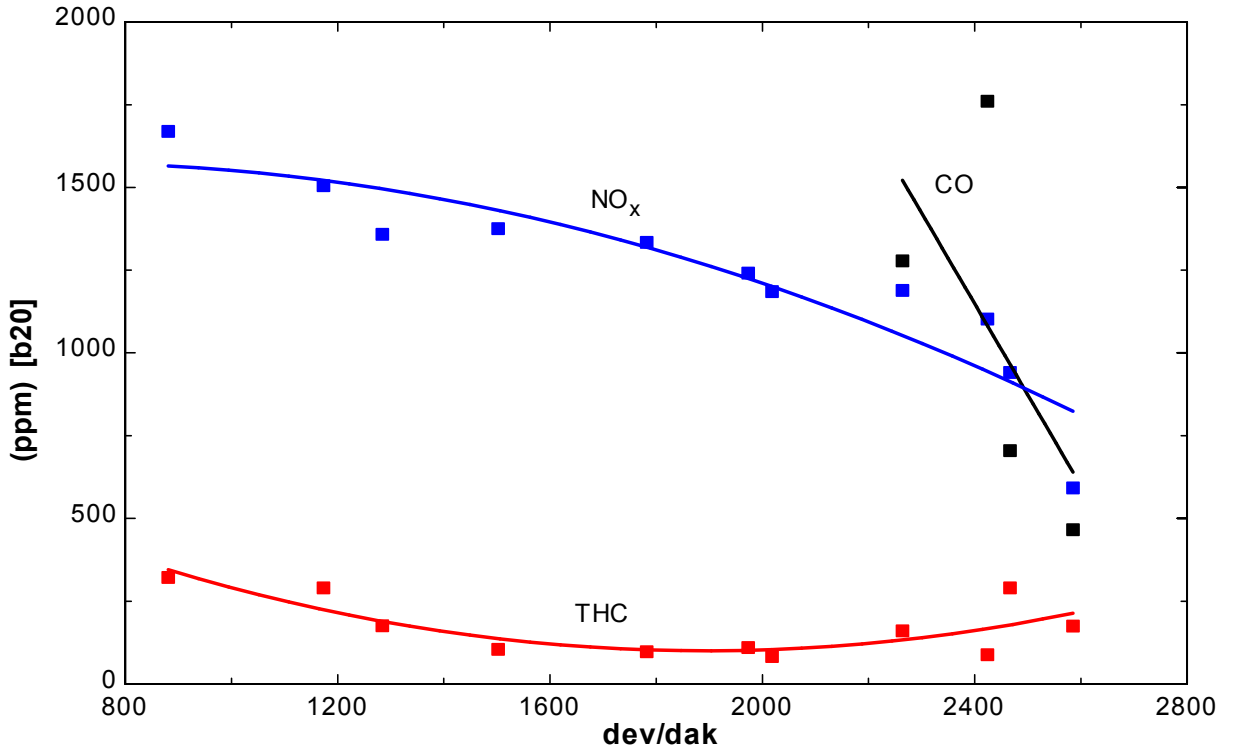


Şekil 6.19 b5 için CO, NO_x ve THC değişimi grafiği

6.3.8 b20 İçin Egzost Emisyon Eğrileri

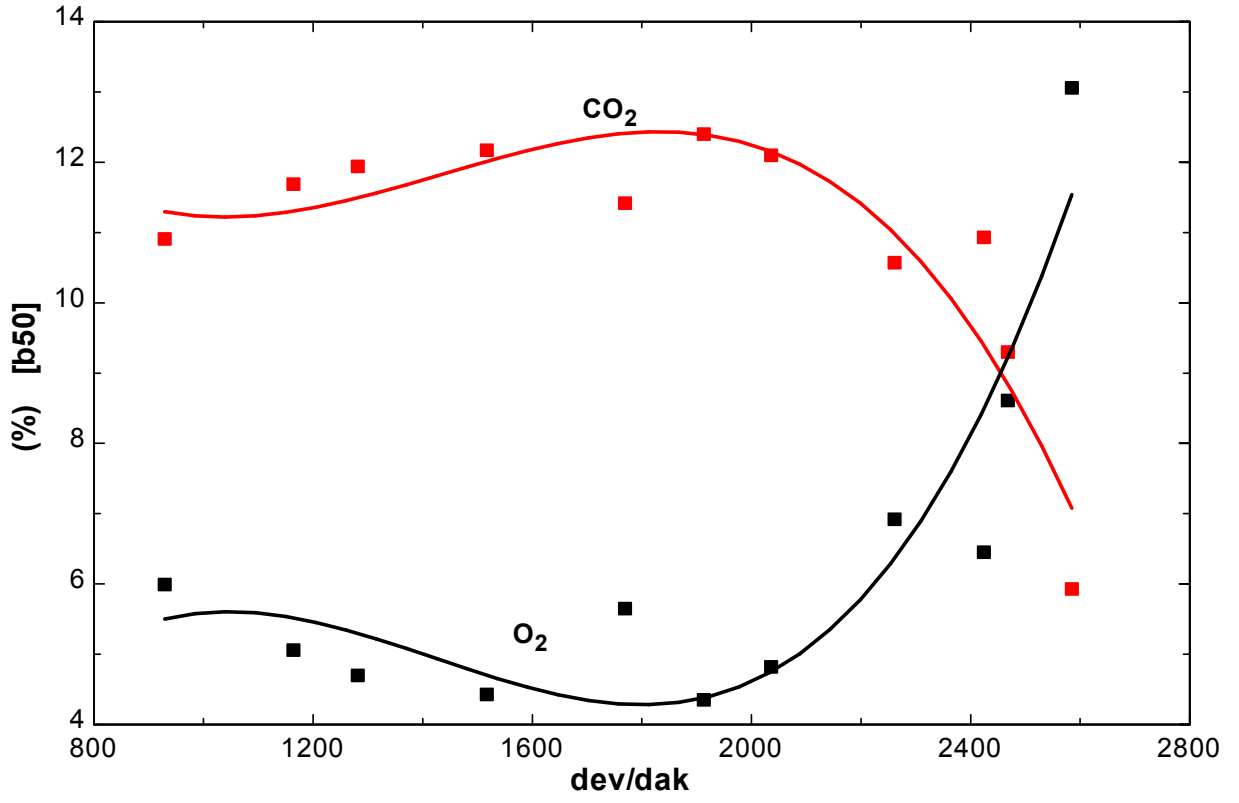


Şekil 6.20 b20 için CO₂ ve O₂ değişimi grafiği

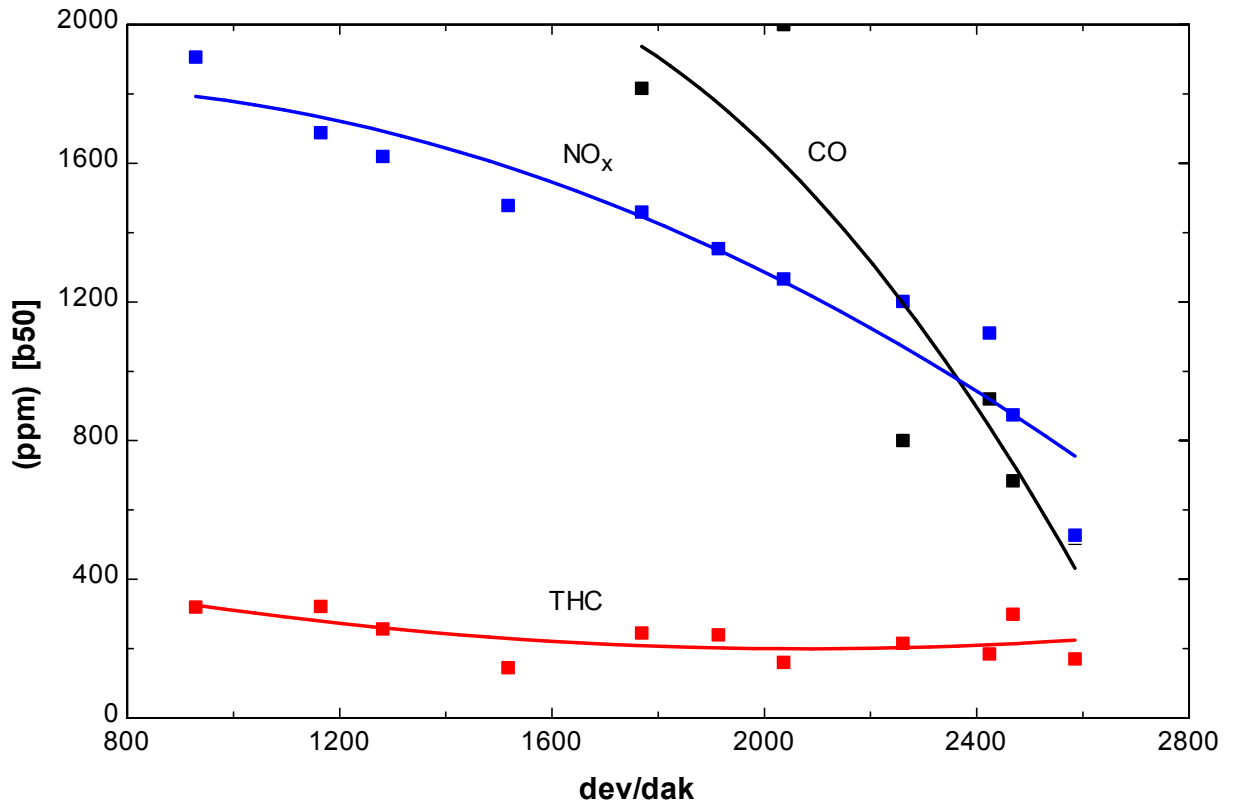


Şekil 6.21 b20 için CO, NO_x ve THC değişimi grafiği

6.3.9 b50 İçin Egzost Emisyon Eğrileri

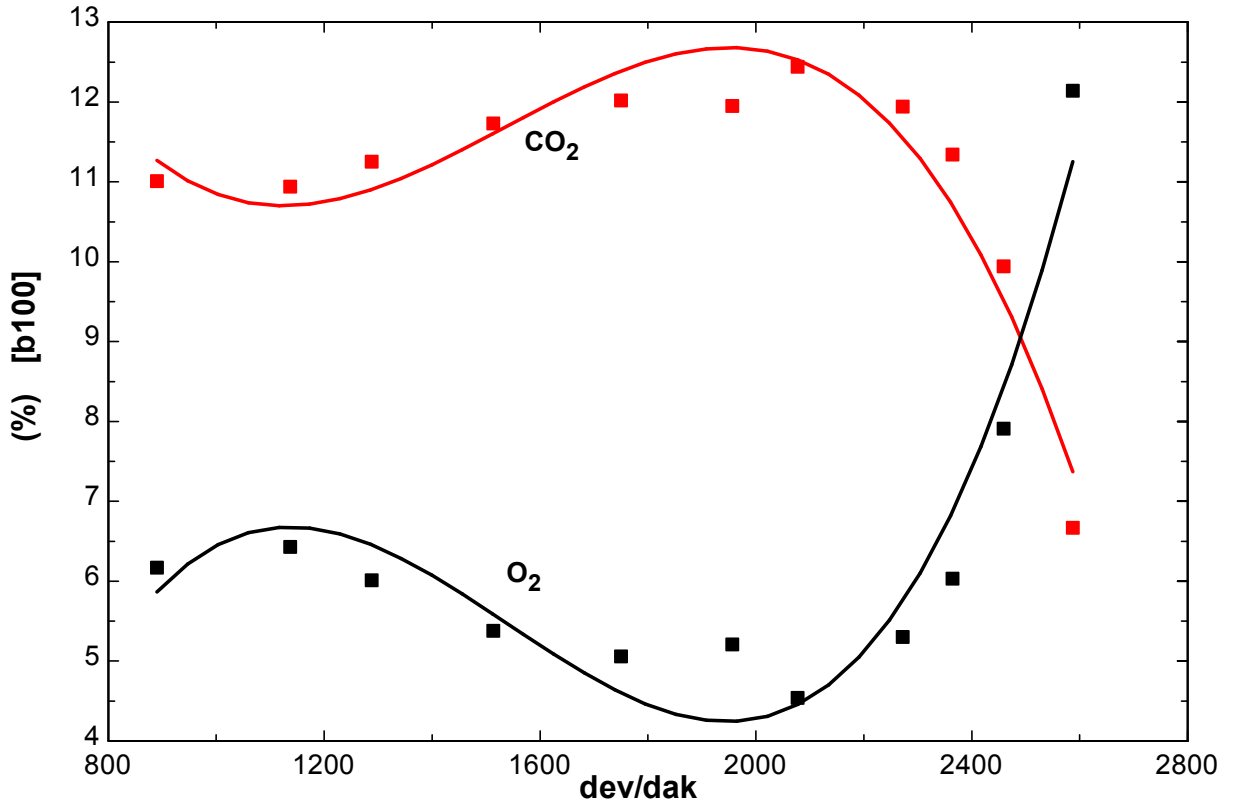


Şekil 6.22 b20 için CO₂ ve O₂ değişimi grafiği

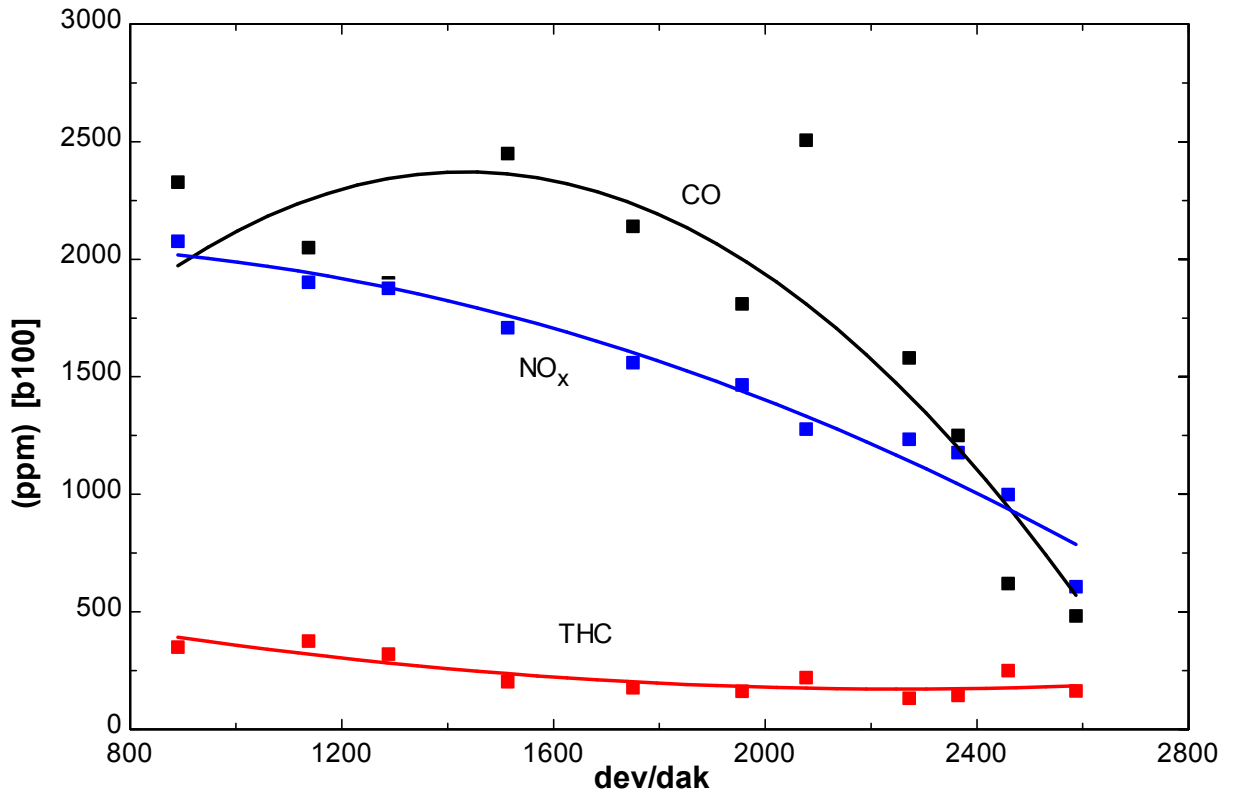


Şekil 6.23 b50 için CO, NO_x ve THC değişimi grafiği

6.3.10 b100 İçin Egzost Emisyon Eğrileri

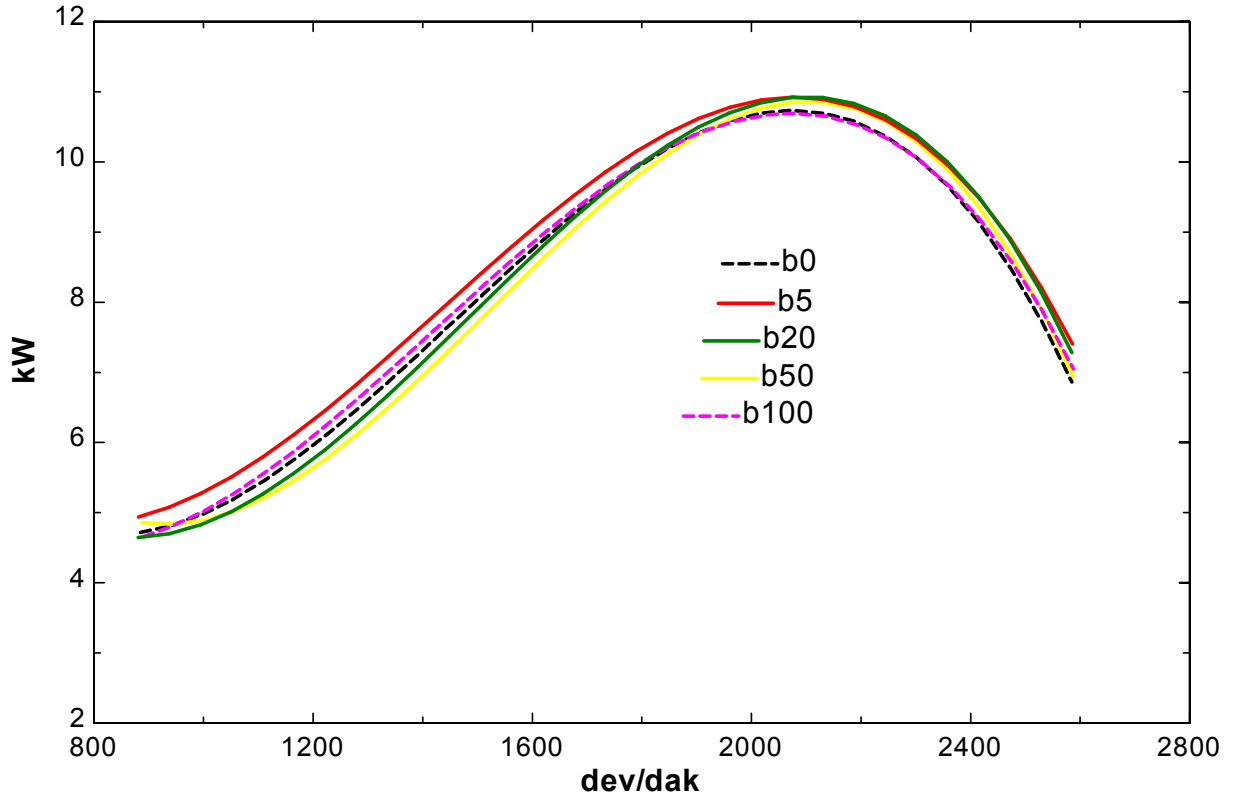


Şekil 6.24 b100 için CO₂ ve O₂ değişimi grafiği

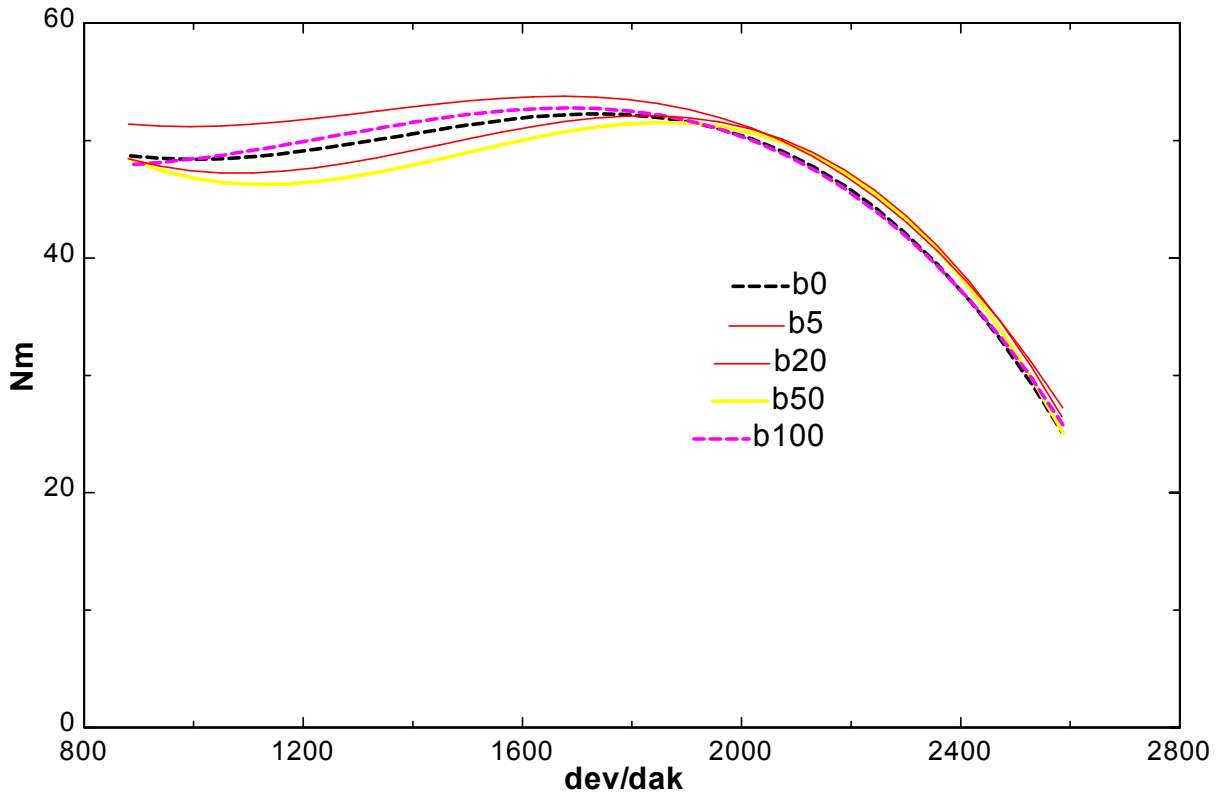


Şekil 6.25 b100 için CO, NO_x ve THC değişimi grafiği

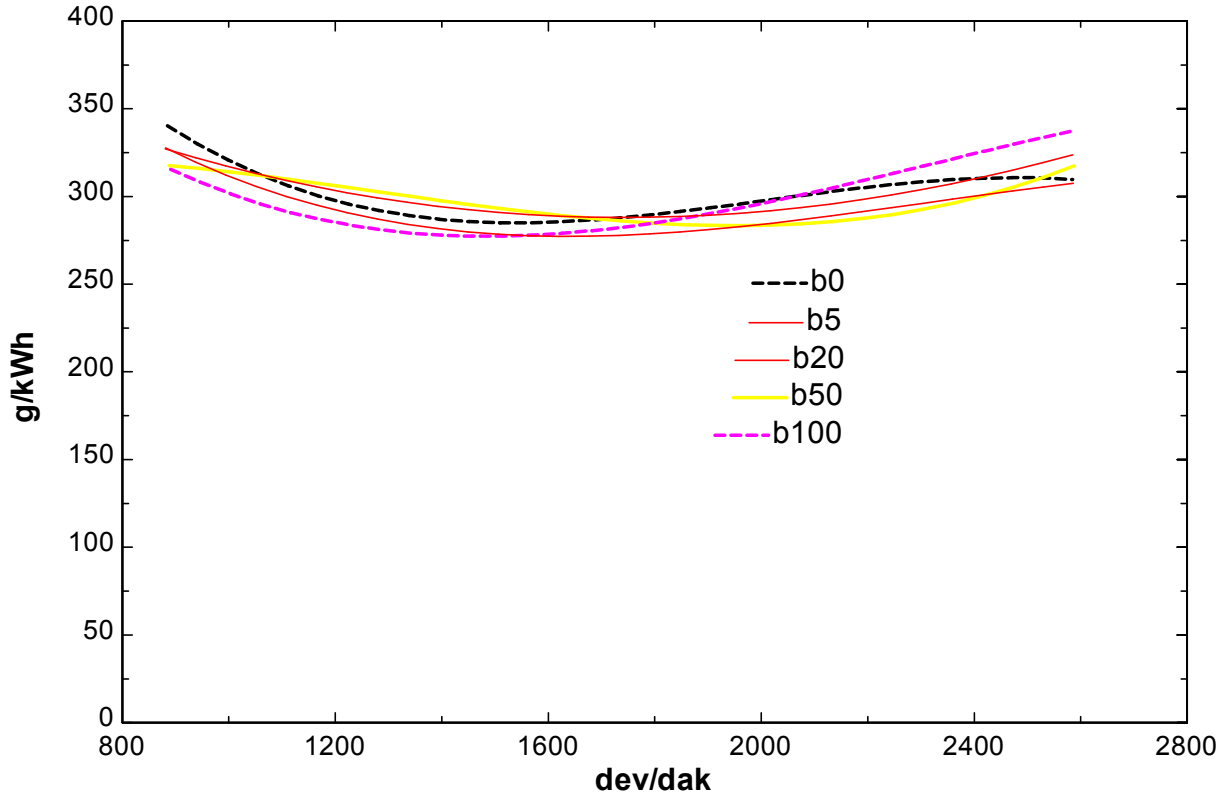
6.3.11 Yakıtların Performans Değişimlerinin Karşılaştırması



Şekil 6.26 Farklı yakıtlar için motor gücü karşılaştırma grafiği

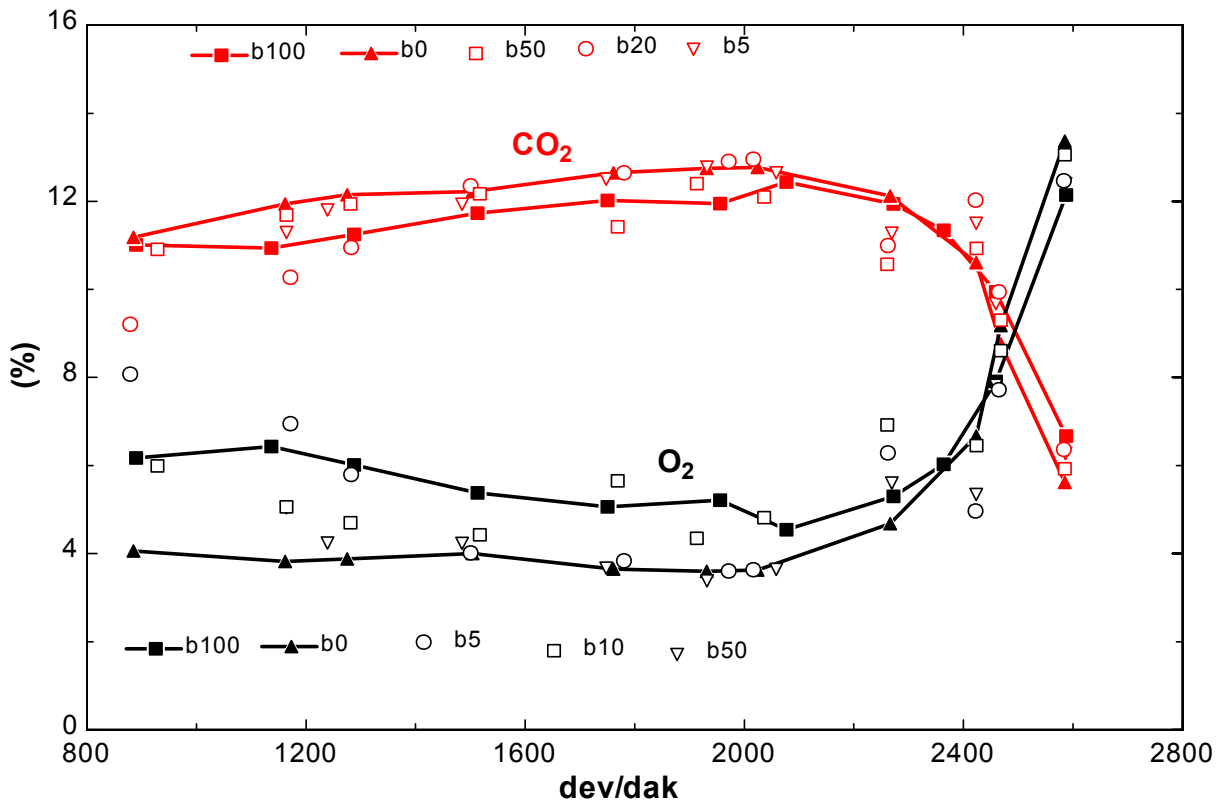


Şekil 6.27 Farklı yakıtlar için motor momentini karşılaştırma grafiği

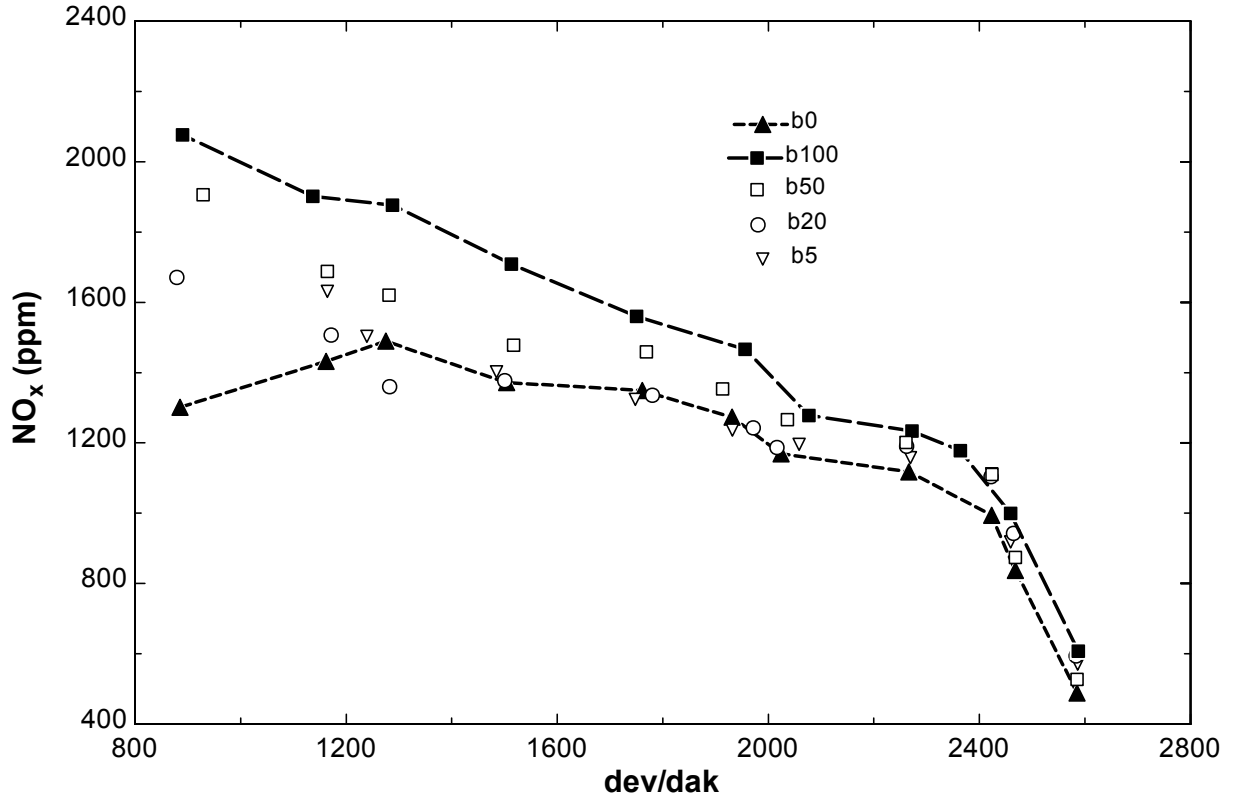


Şekil 6.28 Farklı yakıtlar için motorun yakıt tüketimi karşılaştırma grafiği

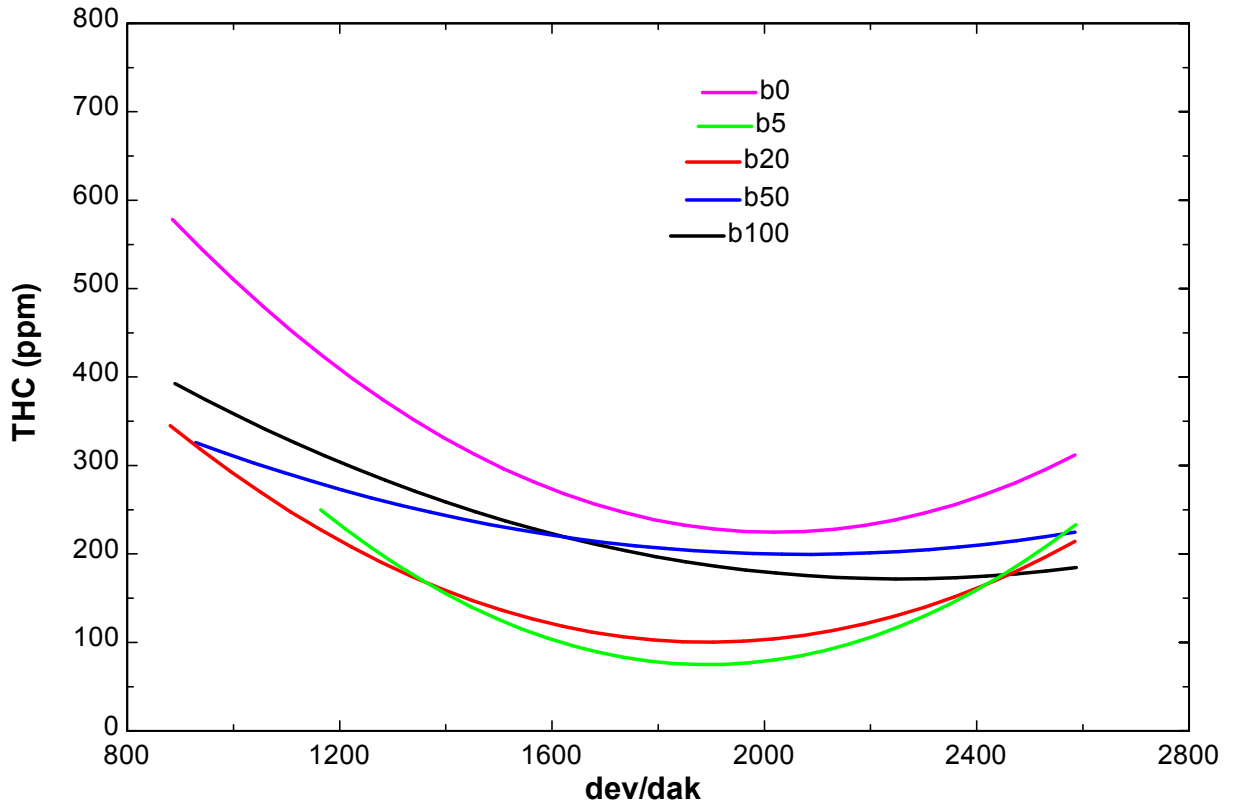
6.3.12 Yakıtların Egzost Emisyonlarının Değişimlerinin Karşılaştırması



Şekil 6.29 Farklı yakıtlar için CO₂ ve O₂ emisyonlarının karşılaştırma grafiği



Şekil 6.30 Farklı yakıtlar için NO_x emisyonlarının karşılaştırma grafiği



Şekil 6.31 Farklı yakıtlar için THC emisyonlarının karşılaştırma grafiği

6.4 Performans ve Egzost Emisyonu Deney Sonuçları

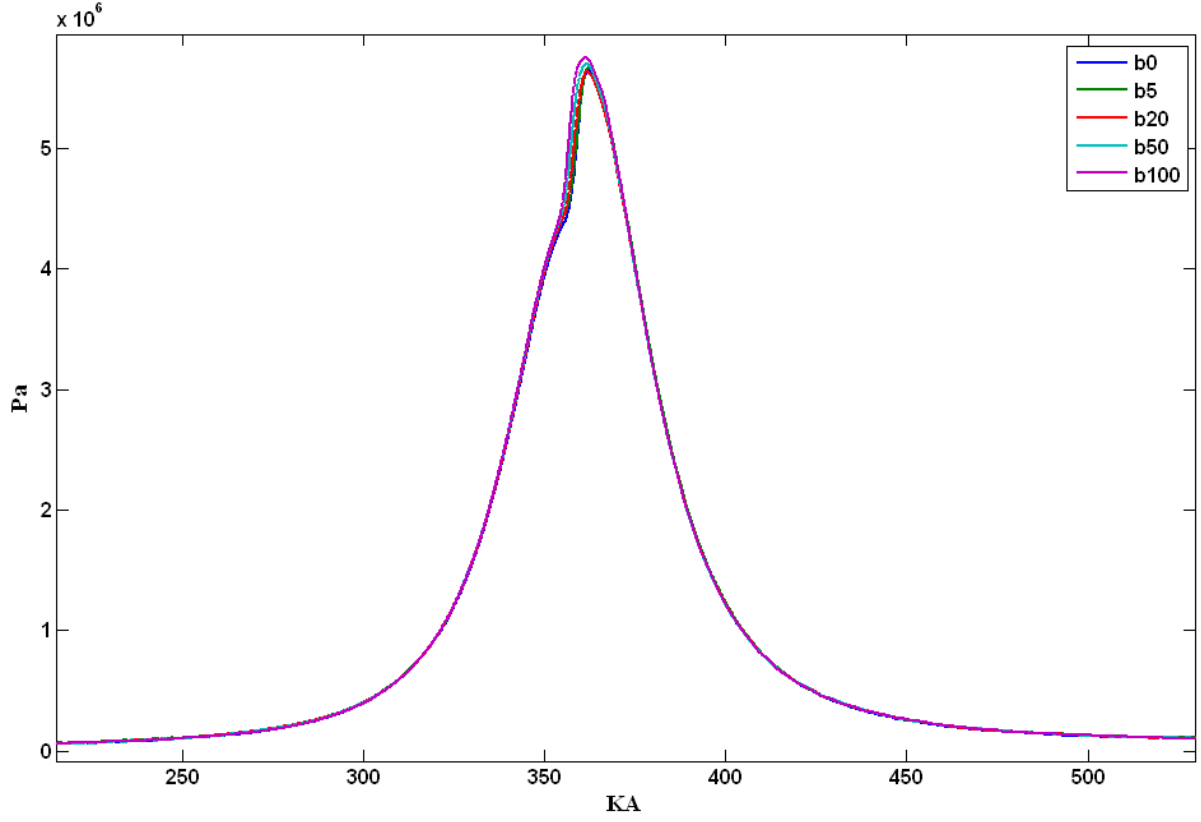
- Bütün yakıtların güç, tork, yakıt tüketimi ve egzost emisyon eğrileri değişimleri Şekil 6.1, Şekil 6.2, Şekil 6.3, Şekil 6.4, Şekil 6.5, Şekil 6.6, Şekil 6.7, Şekil 6.8, Şekil 6.9, Şekil 6.10, Şekil 6.11, Şekil 6.12, Şekil 6.13, Şekil 6.14, Şekil 6.15, Şekil 6.16, Şekil 6.17, Şekil 6.18, Şekil 6.19, Şekil 6.20, Şekil 6.21, Şekil 6.22, Şekil 6.23, Şekil 6.24 ve Şekil 6.25'te gösterildiği gibi benzer yollar izlemektedir.
- Şekil 6.1, Şekil 6.4, Şekil 6.7, Şekil 6.10 ve Şekil 6.13'ten görülebileceği gibi bütün yakıtlar için güç devir ile birlikte artmakta, en yüksek değerine 2260 dev/dak şartında ulaşmakta ve bu devirden sonra düşme eğilimi göstermektedir.
- Şekil 6.2, Şekil 6.5, Şekil 6.8, Şekil 6.11 ve Şekil 6.14'te gösterilen bütün yakıtlar için motor momenti 1500 dev/dak şartına kadar artmakta, bu devirde en yüksek değerlerine ulaşmaktadır. Daha yüksek devirlere çıkıldıkça azalma eğilimi göstermektedir.
- Şekil 6.3, Şekil 6.6, Şekil 6.9, Şekil 6.12 ve Şekil 6.15'te dizel motorun yakıt tüketiminin düşük ve yüksek devirlerde yüksek, orta devir bandında daha düşük olarak gerçekleştiği gösterilmiştir.
- En az yakıt tüketiminin b0 için Şekil 6.3'te 2420 dev/dak, b5 için Şekil 6.6'da 1500 dev/dak, b20 için Şekil 6.9'da 1500 dev/dak, b50 için Şekil 6.12'de 1760 dev/dak ve b100 için Şekil 6.15'de 1275 dev/dak şartlarında sağlandığı gözlemlenmiştir.
- Her yakıt için CO₂ emisyonlarının Şekil 6.16, Şekil 6.18, Şekil 6.20, Şekil 6.22 ve Şekil 6.24'te 2000 dev/dak şartına kadar artış gösterdiği, bu noktadan itibaren ise düşüşe geçtiği gösterilmiştir.
- O₂ emisyonları değişimi Şekil 6.16, Şekil 6.18, Şekil 6.20, Şekil 6.22 ve Şekil 6.24'te 2000 dev/dak şartına kadar her yakıt için azalma, bu devirden itibaren yükselme eğilimi göstermektedir.
- NO_x emisyonlarının Şekil 6.17, Şekil 6.19, Şekil 6.21, Şekil 6.23 ve Şekil 6.25'te her yakıt için artan devirler birlikte düşme eğilimi gösterdiği tespit edilmiştir.
- Şekil 6.17, Şekil 6.19, Şekil 6.21, Şekil 6.23 ve Şekil 6.25'te gösterildiği gibi THC emisyonları 1900 dev/dak şartında her yakıt için minimum değer göstermiştir.
- Şekil 6.17, Şekil 6.19, Şekil 6.21, Şekil 6.23 ve Şekil 6.25'te gösterildiği gibi CO emisyonları, yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin azalmasıyla 2000 dev/dak ve altındaki şartlarda emisyon ölçüm cihazının sınırları dışarısında kalmıştır. Bütün devir şartlarında

sadece b100 yakıtının CO emisyonları ölçülebilmıştır.

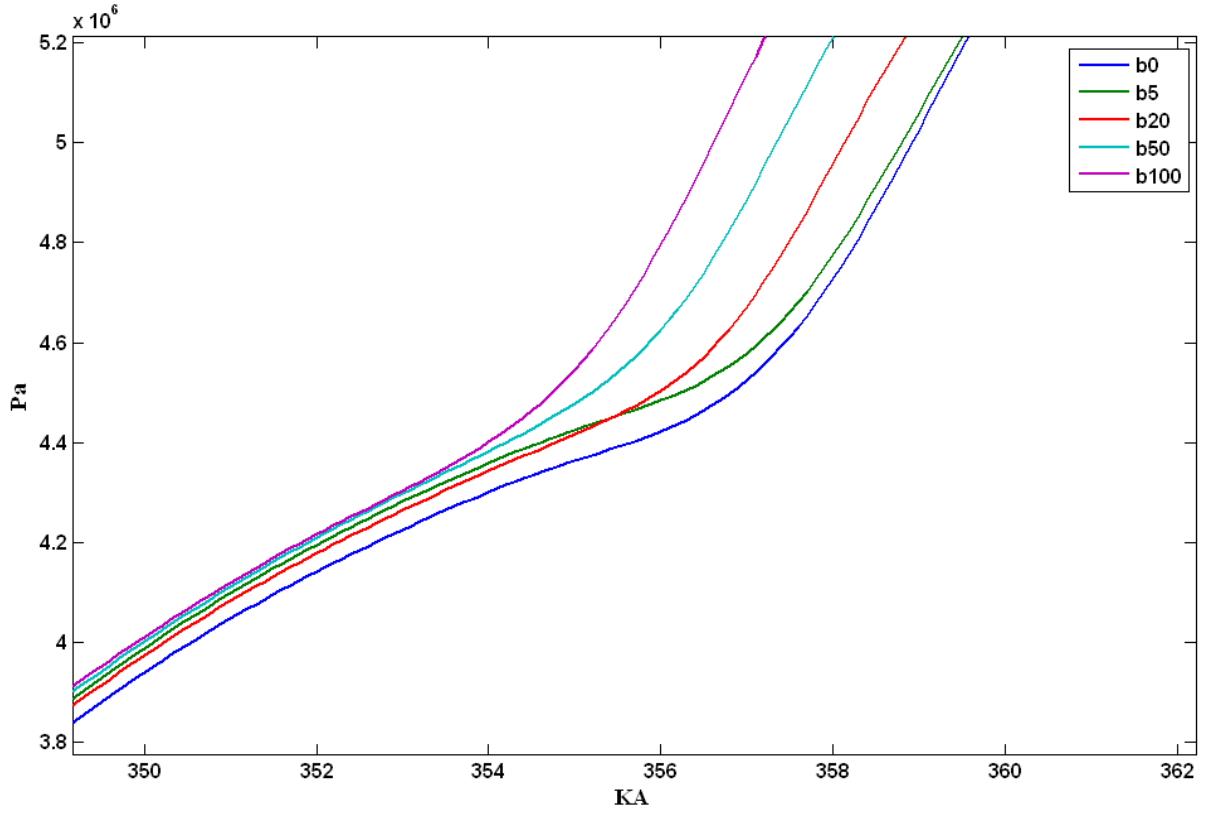
- Yakıtların motordaki güç ve tork değişimlerinin kıyaslanmasında belirgin bir fark elde edilemediği Şekil 6.26 ve Şekil 6.27'de gösterilmiştir.
- Yakıtların motordaki yakıt tüketimi karşılaştırmaları Şekil 6.28'de gösterilmiş olup düşük devir yüksek yük şartlarında biyodizel ve biyodizel karışımlarının motorine göre daha az yakıt tükettiği, yüksek devir düşük yük şartlarında ise biyodizelin yakıt tüketiminin en fazla olduğu görülmüştür.
- CO₂ emisyonlarının karşılaştırmasında her motor şartında b100'ün b0'ın altında kaldığı ve yakıt karışımlarının ise bu iki eğri arasında değiştiği Şekil 6.29'da tespit edilmiştir.
- Şekil 6.29'da O₂ emisyonları karşılaştırmalarında b100 yakıtının b0'a göre daha yüksek seyrettiği ve yakıt karışımlarının bu iki eğri arasında değiştiği görülmüştür.
- Şekil 6.30'da NO_x emisyonlarının için her motor çalışma şartında b100, b0 yakıtına göre daha yüksekte kaldığı gösterilmiştir. Yakıt karışımlarının bu iki eğri arasında değiştiği tespit edilmiştir.
- Şekil 6.31'den görülebileceği gibi THC emisyonları en yüksek b0 için oluşmuş, biyodizel karışımları her motor çalışma şartında b0'ın altında kalmıştır.

6.5 Deneyler Sonucunda Elde Edilen Silindir İçi Basınç ve Hesaplanan Değişimi Grafikleri

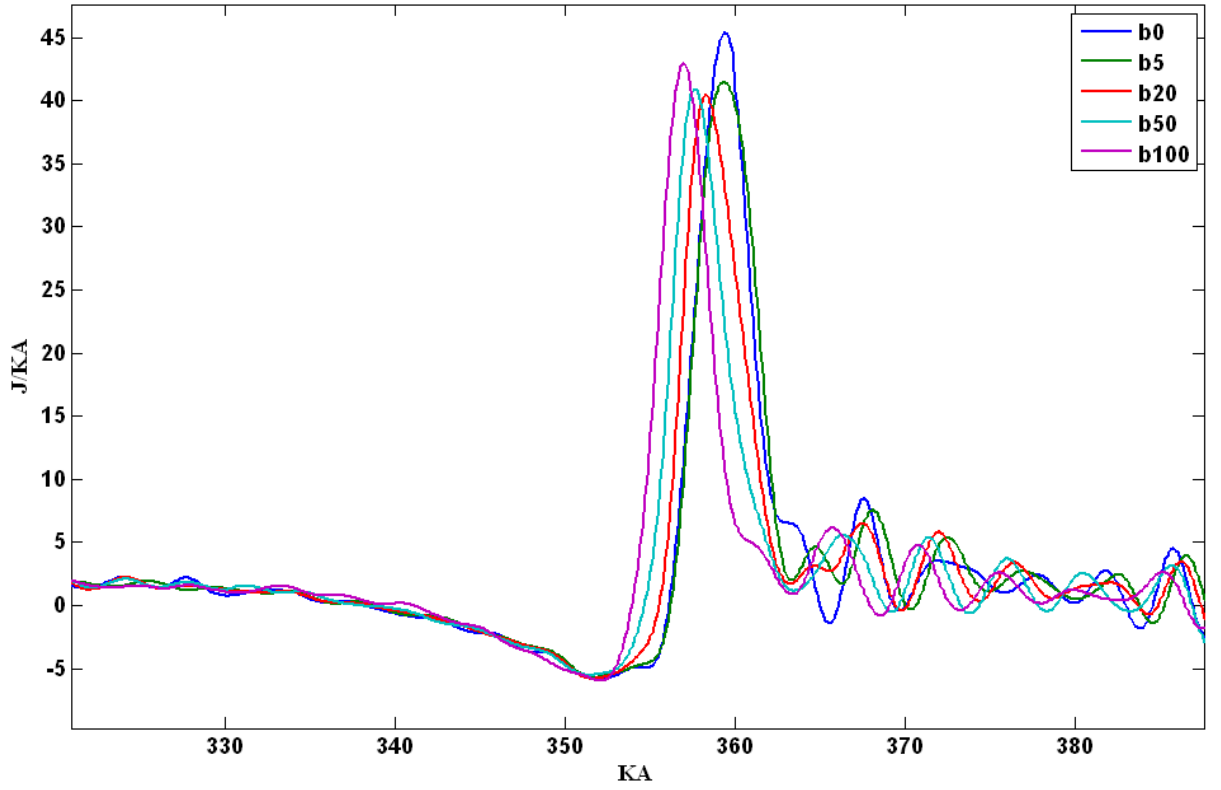
6.5.1 2580 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayımları Grafikleri



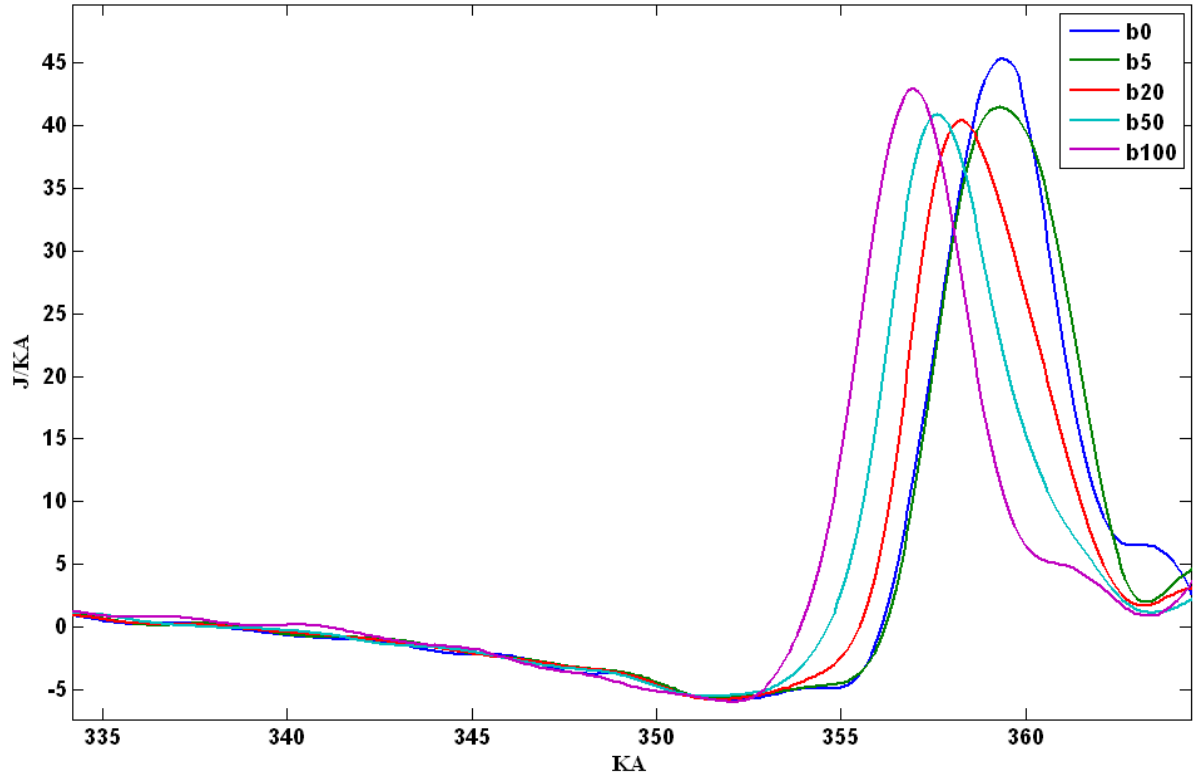
Şekil 6.32 2580 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



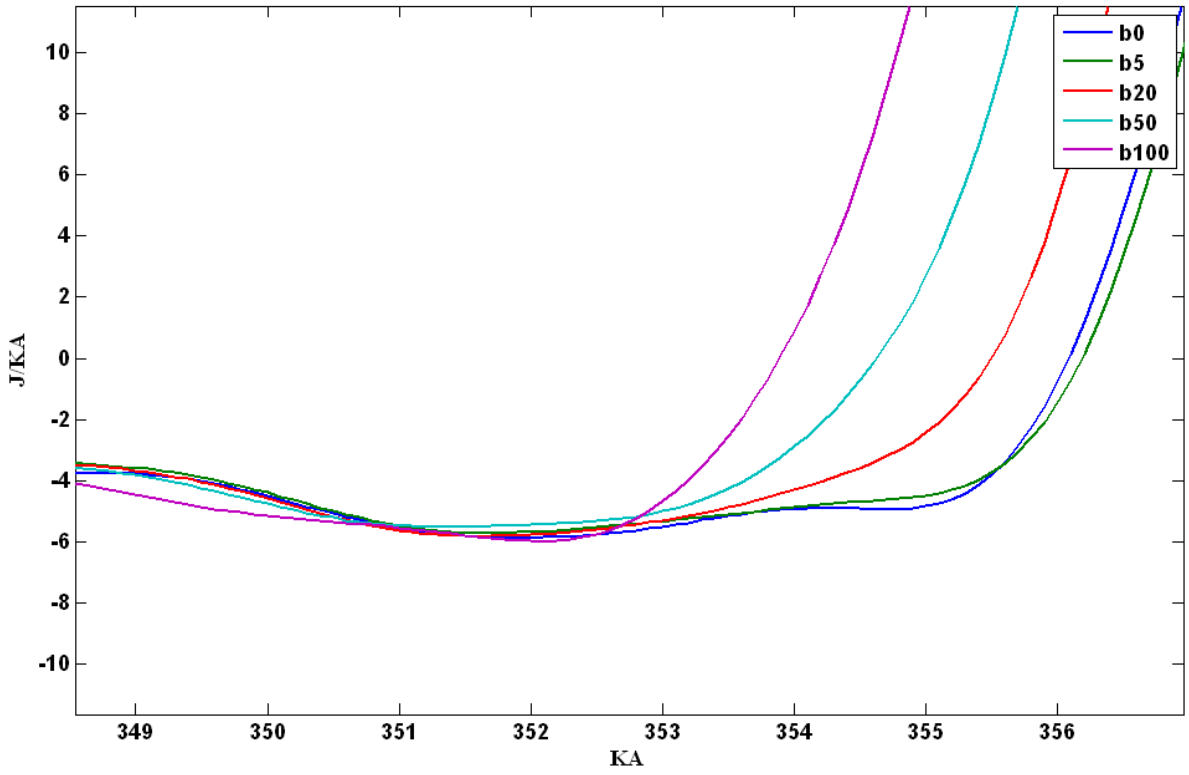
Şekil 6.33 2580 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



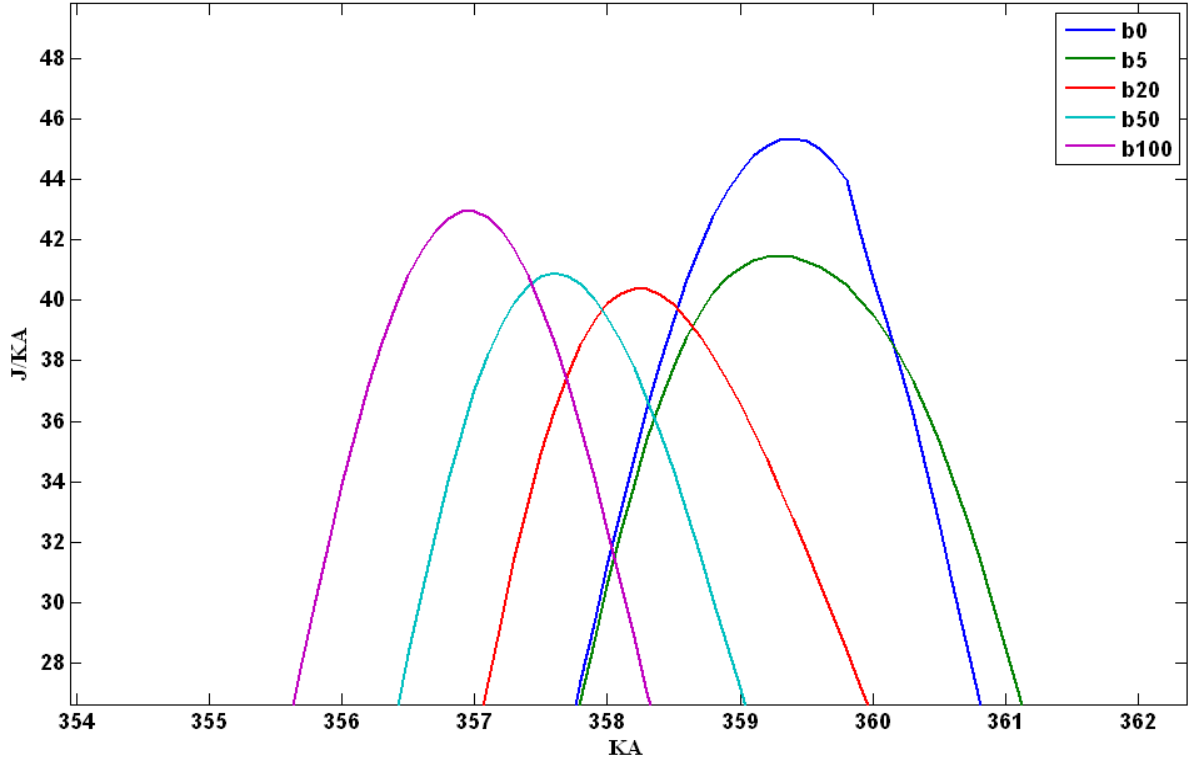
Şekil 6.34 2580 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği



Şekil 6.35 2580 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı yanma başlangıcı ve tepe bölgesi

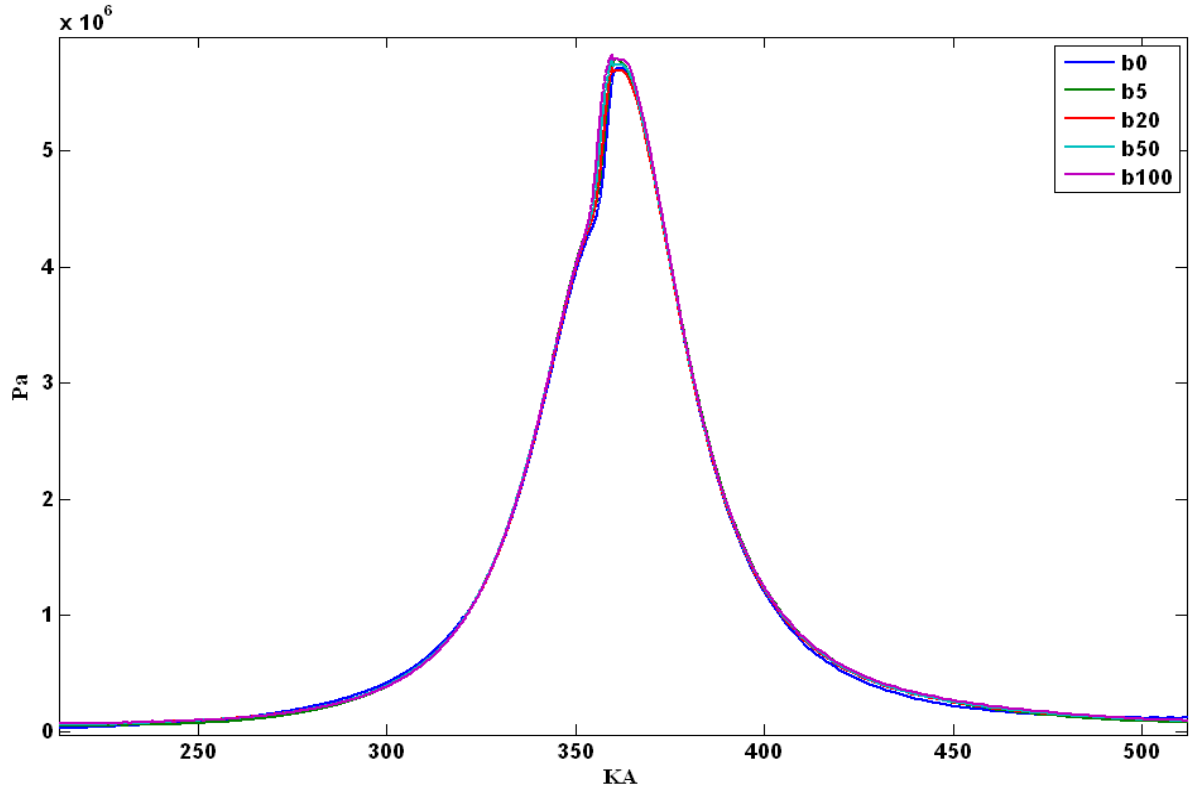


Şekil 6.36 2580 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı grafiği püskürtme bölgesi

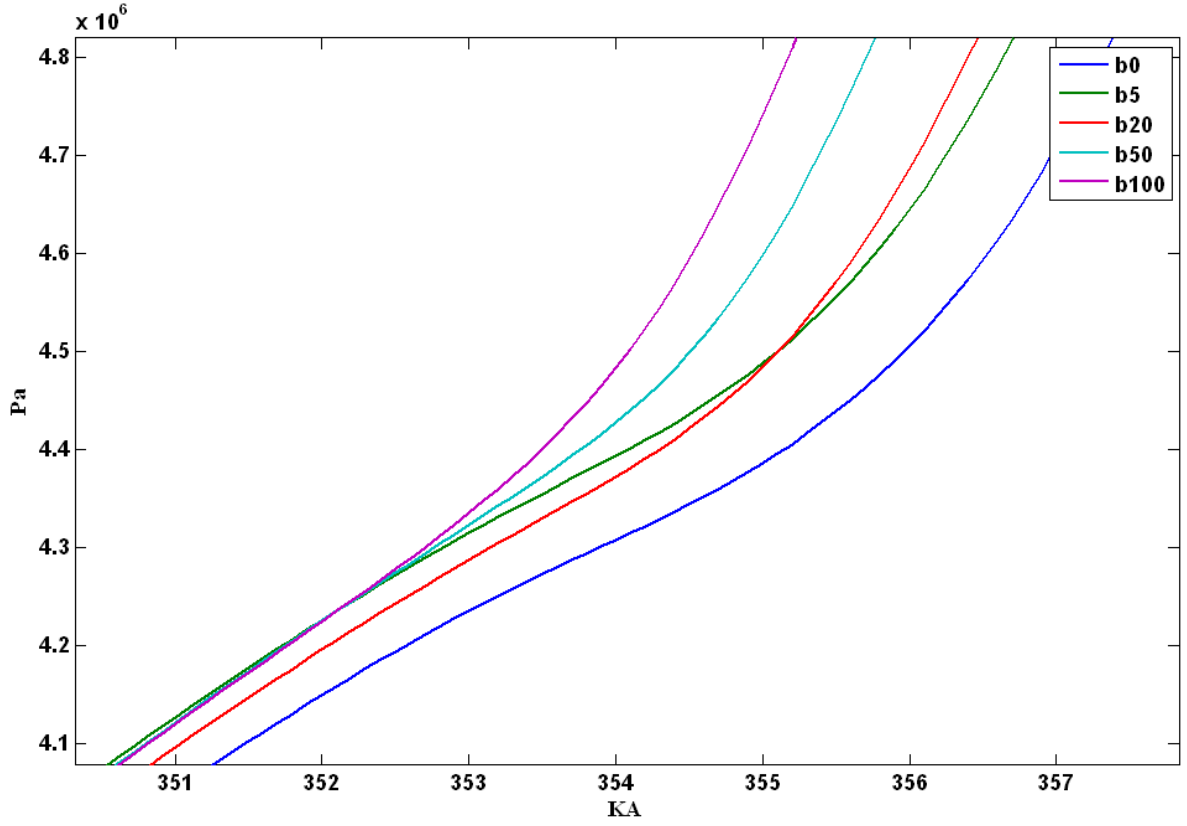


Şekil 6.37 2580 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği tepe bölgesi

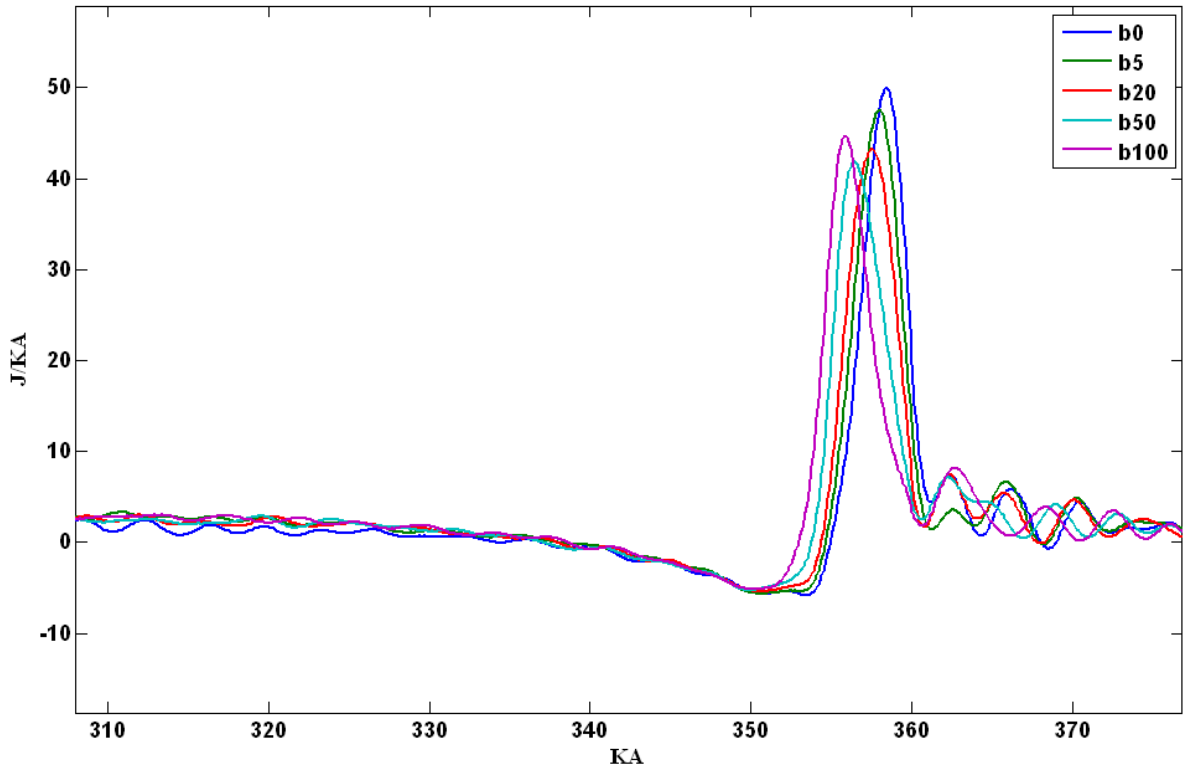
6.5.2 2465 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayını Grafikleri



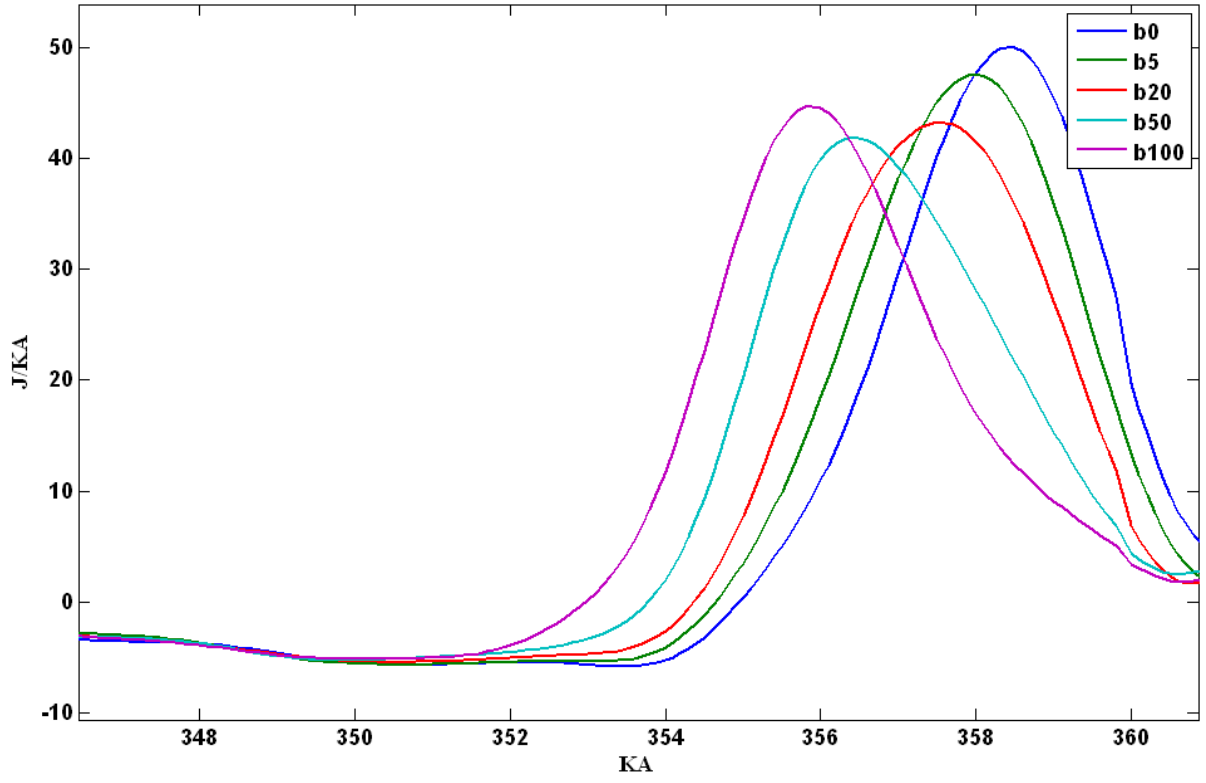
Şekil 6.38 2465 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



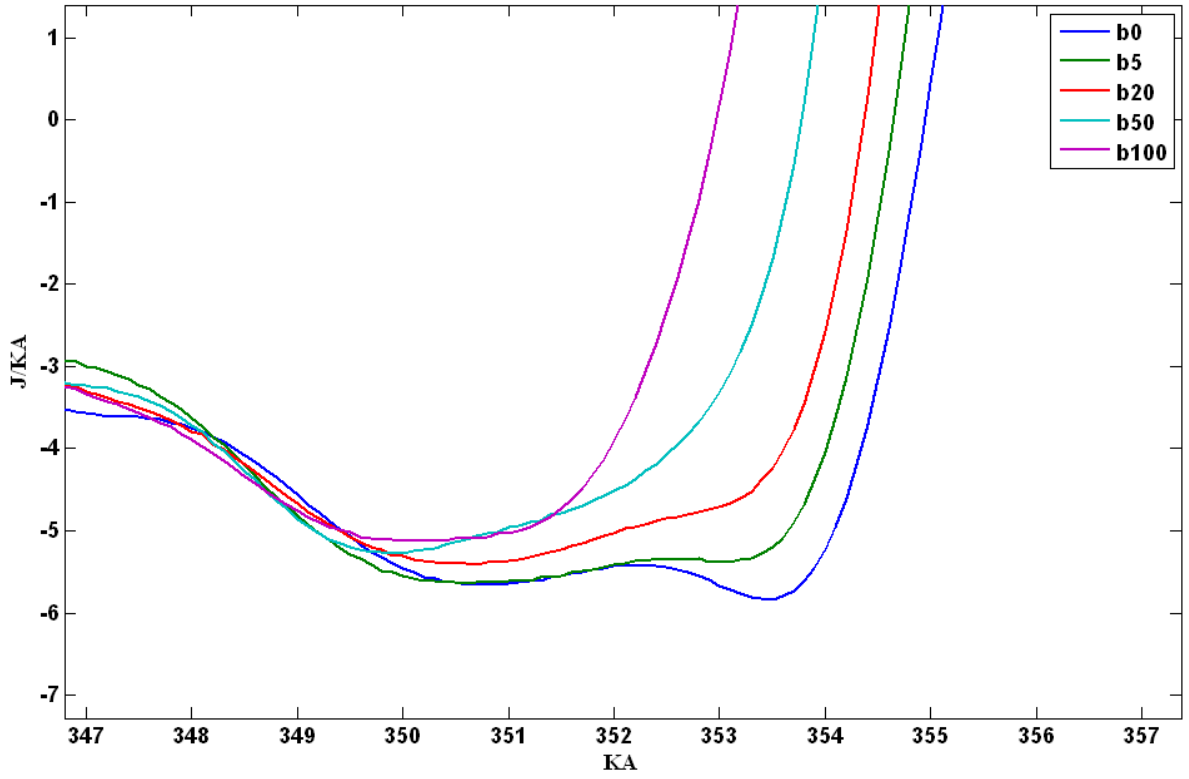
Şekil 6.39 2465 dev/dak şartındaki -açı grafiği yanma başlangıcı



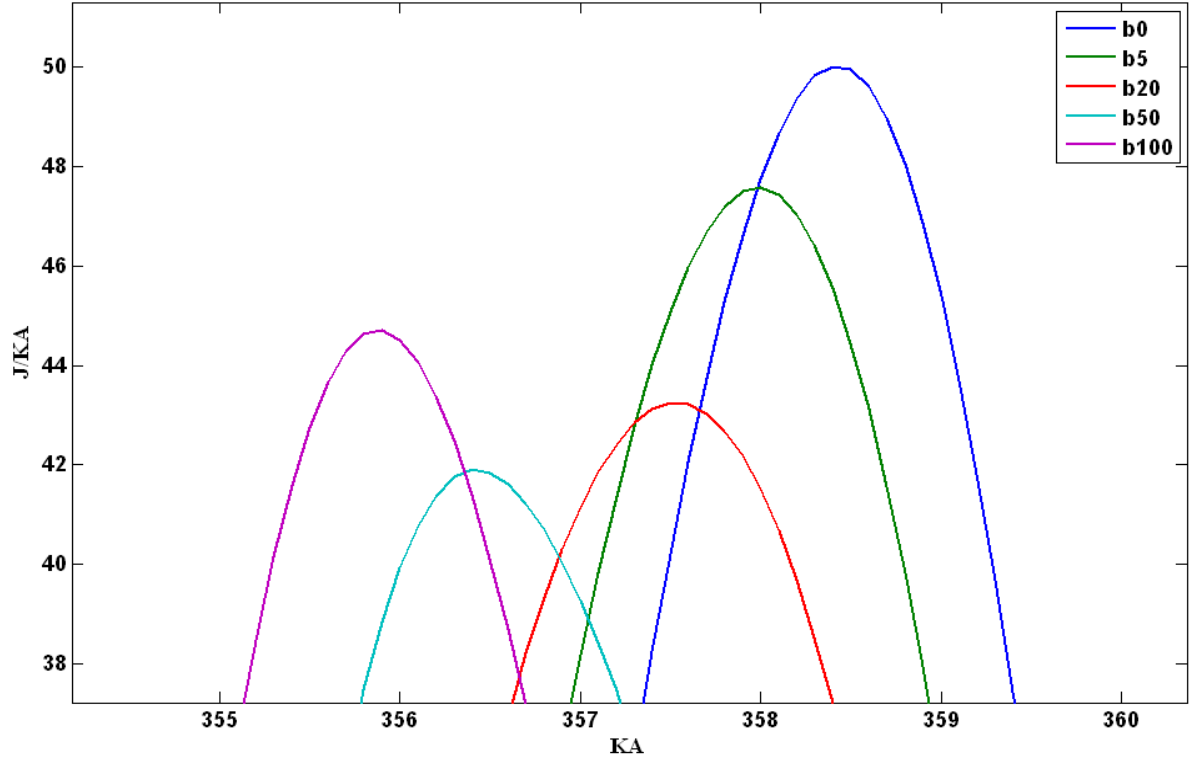
Şekil 6.40 2465 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği



Şekil 6.41 2465 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı yanma başlangıcı ve tepe bölgesi

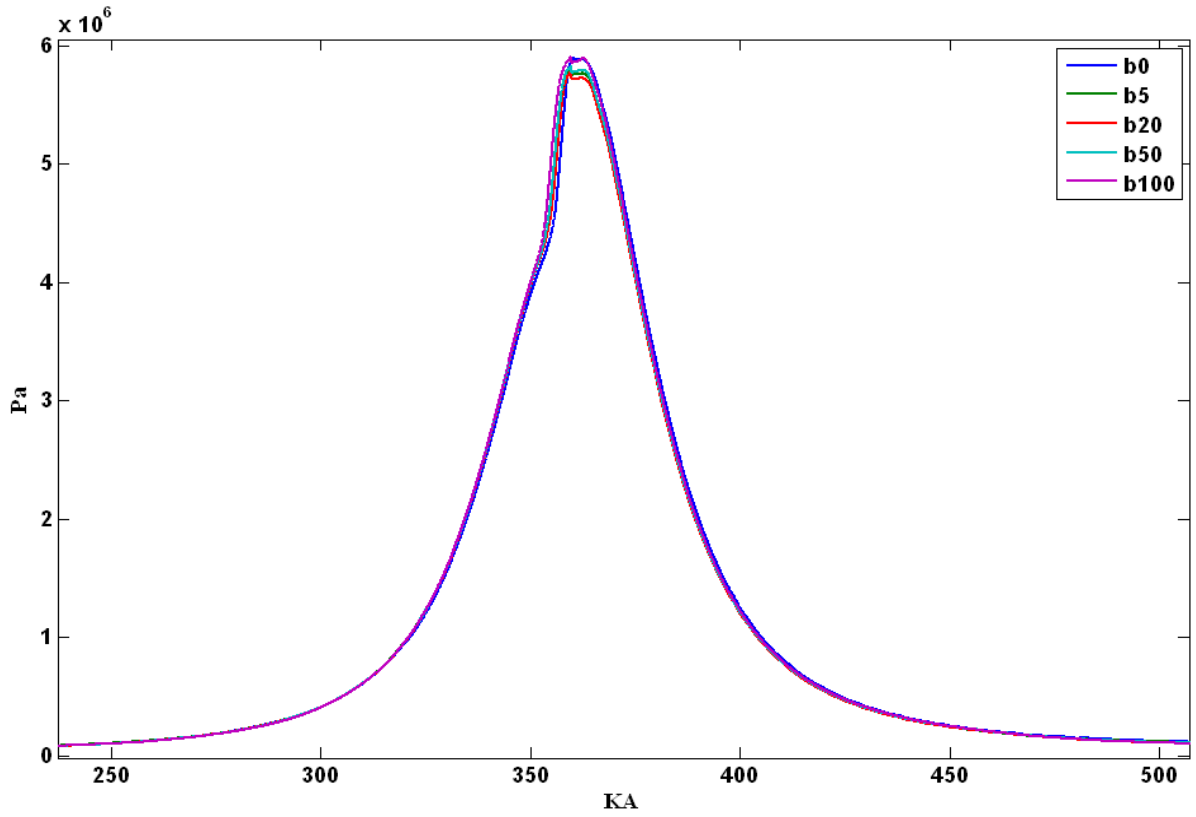


Şekil 6.42 2465 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı tepe bölgesi

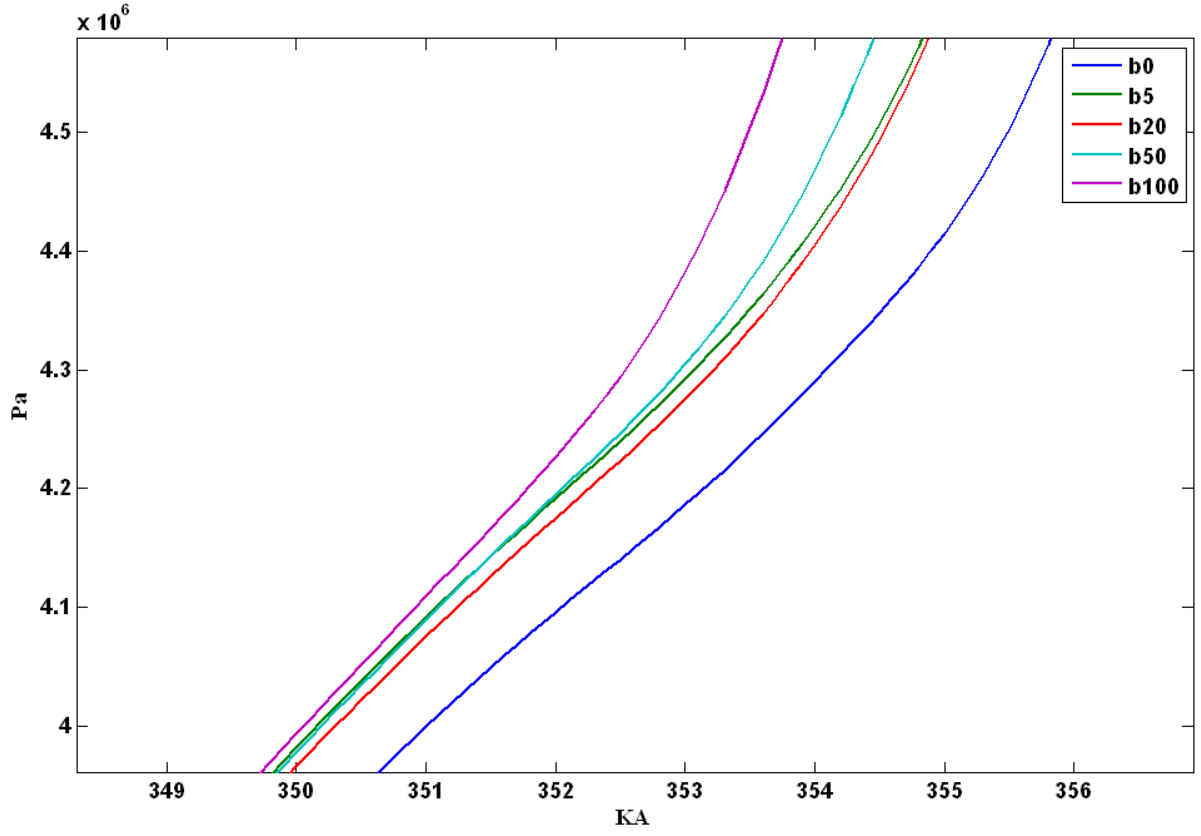


Şekil 6.43 2465 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi

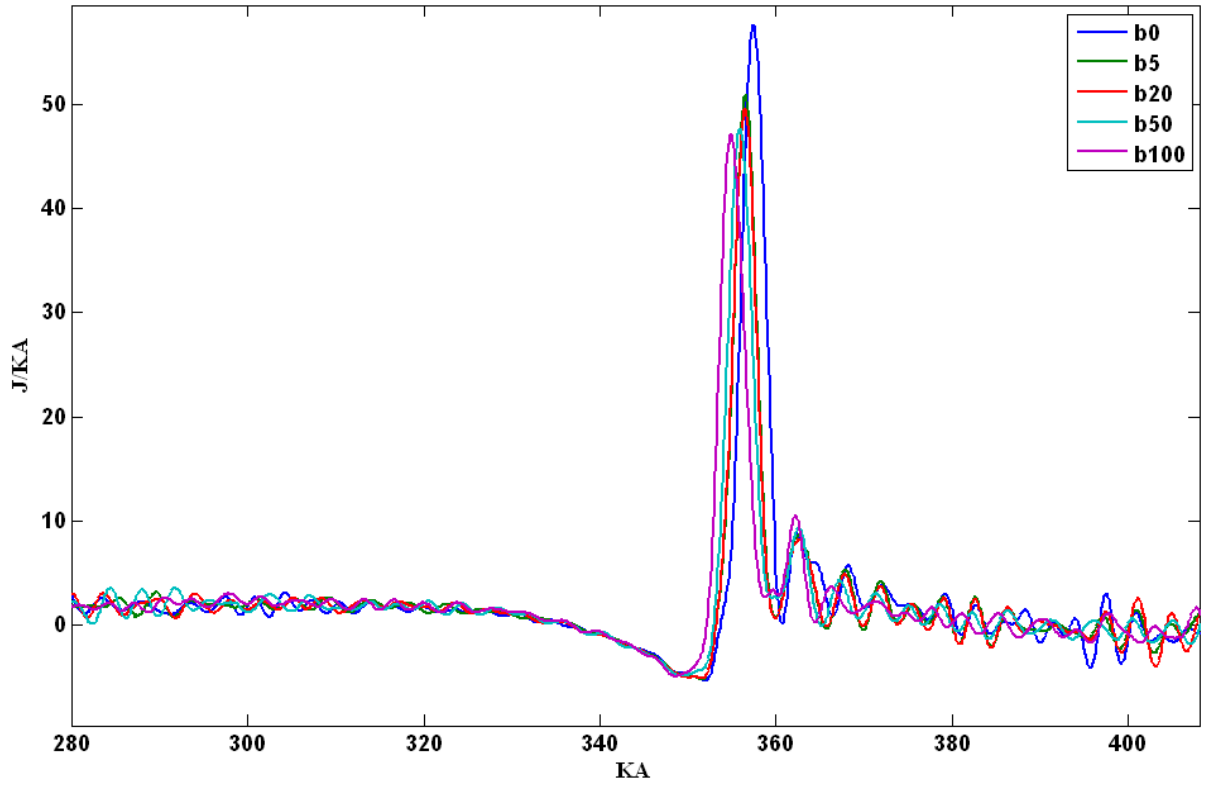
6.5.3 2420 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayını Grafikleri



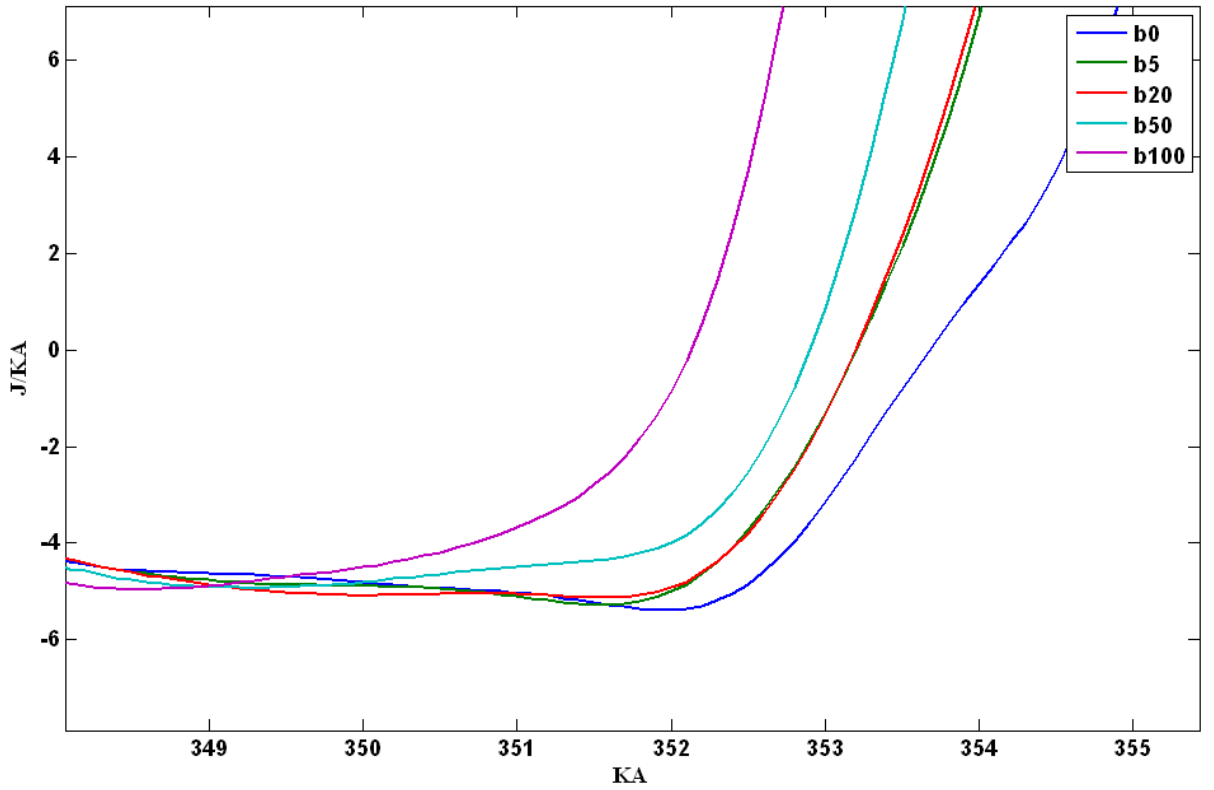
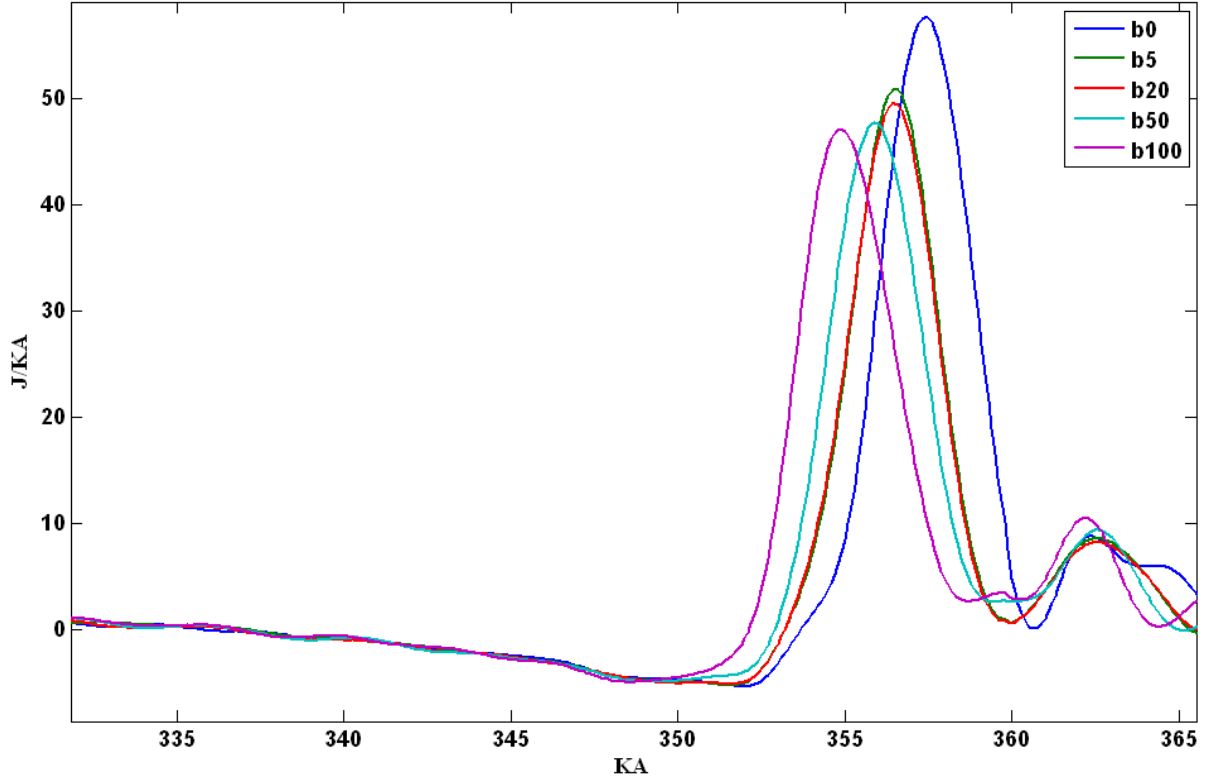
Şekil 6.44 2420 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği

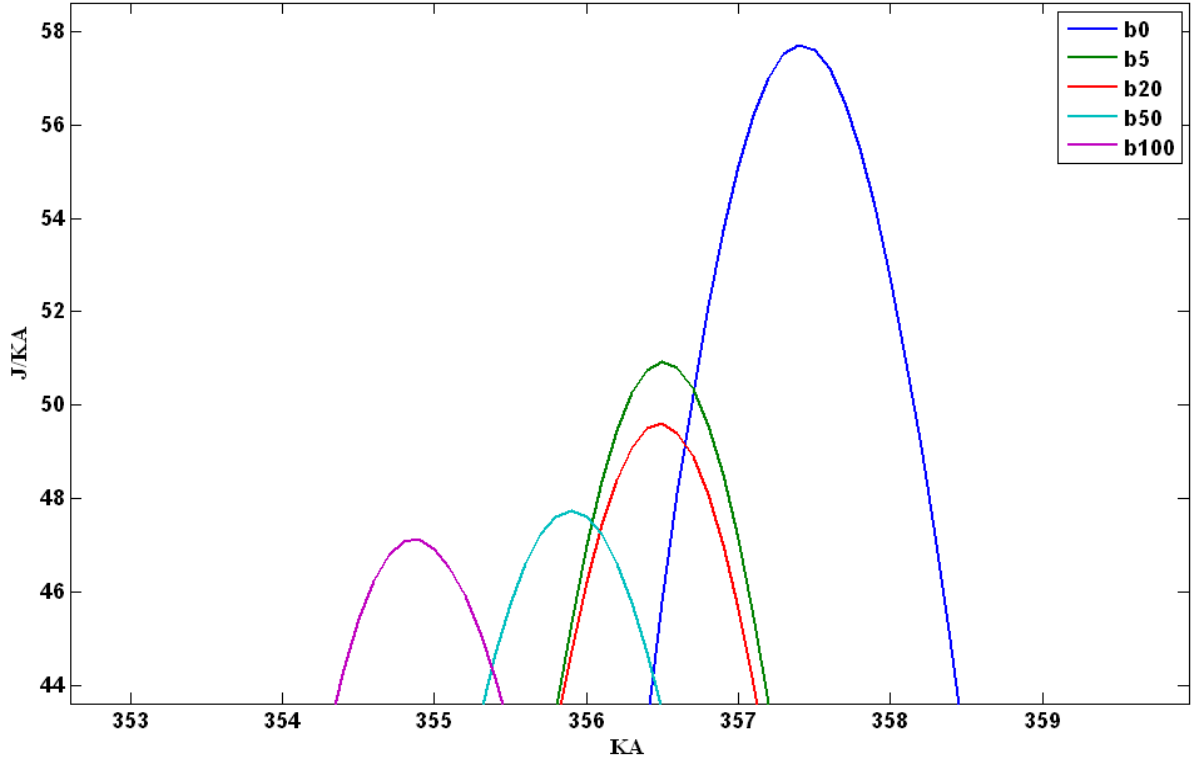


Şekil 6.45 2420 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



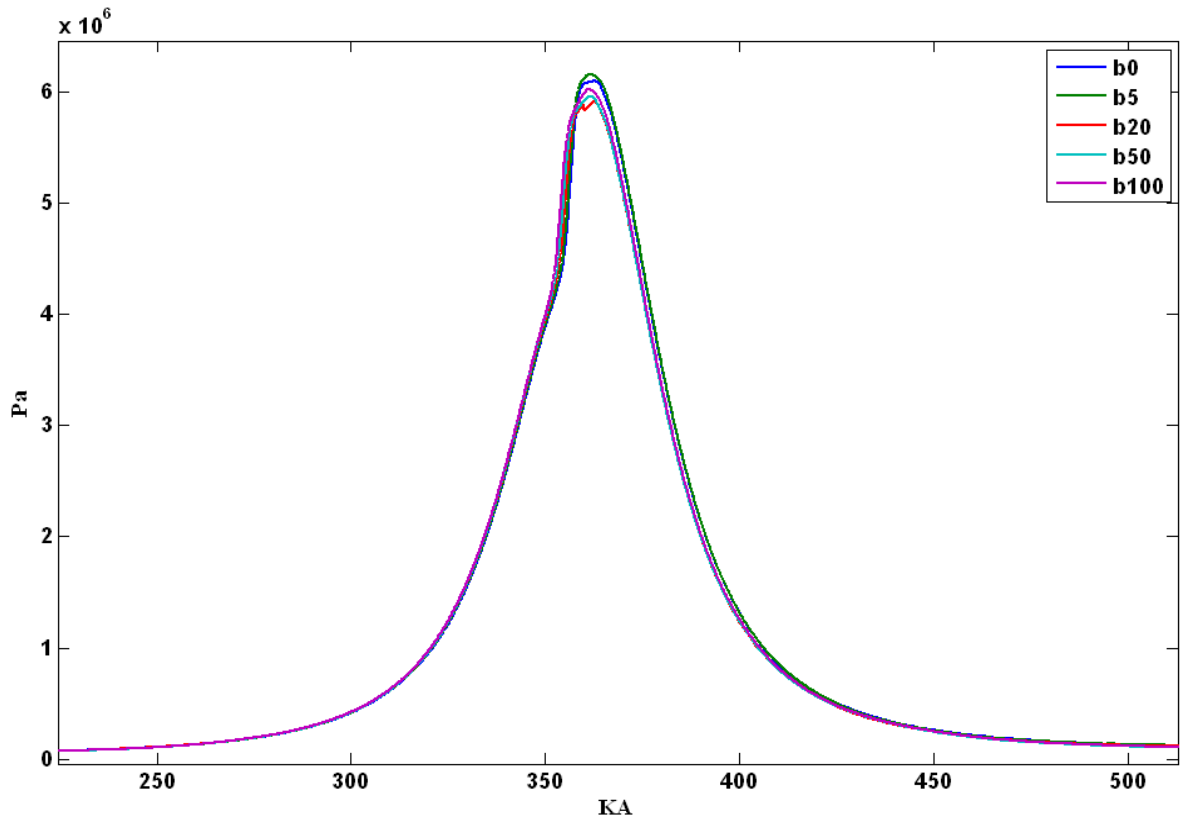
Şekil 6.46 2420 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği



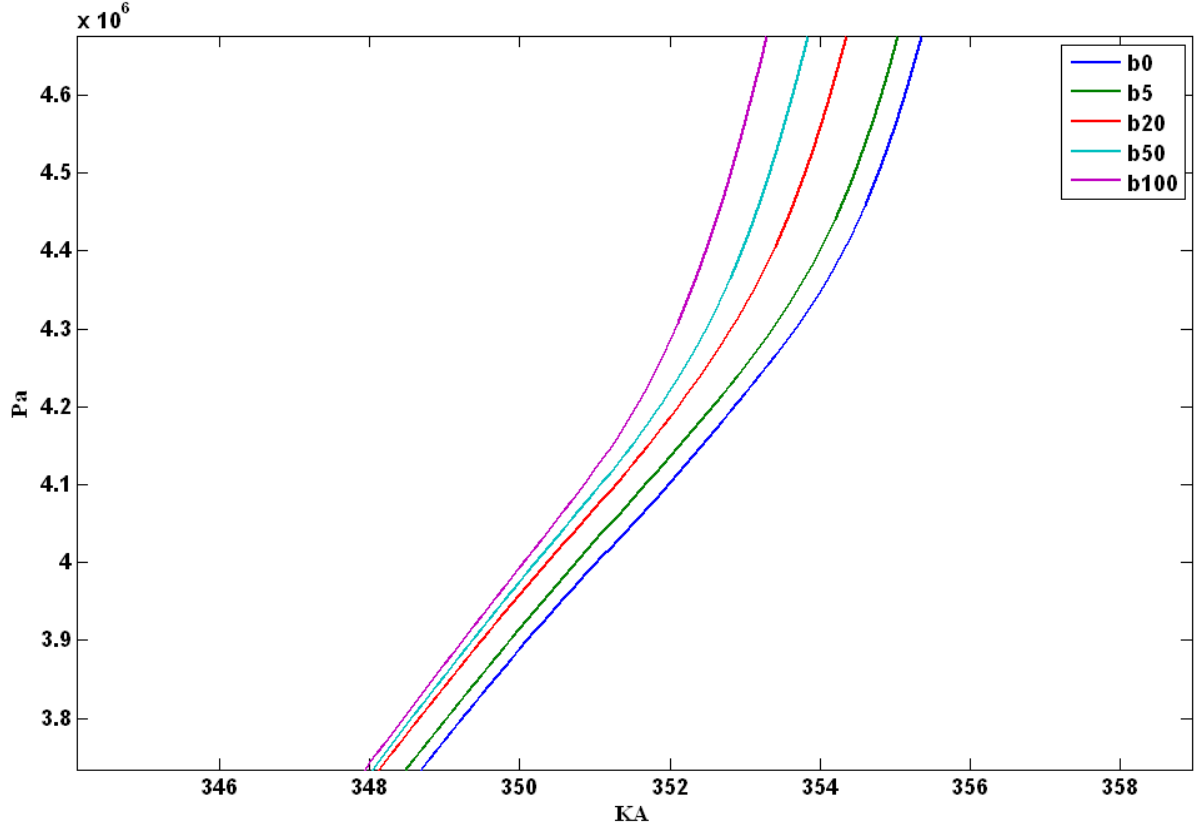


Şekil 6.49 2420 dev/dak şartındaki ısı yayını tepe bölgesi

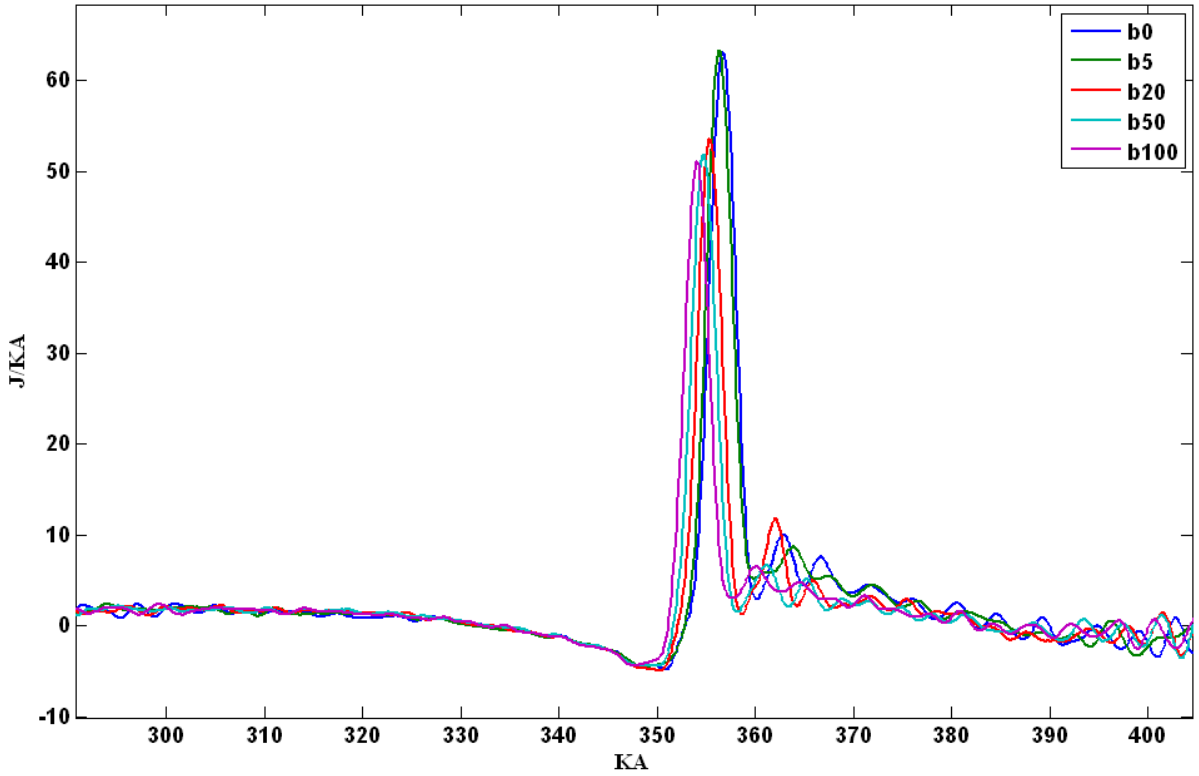
6.5.4 2260 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayını Grafikleri



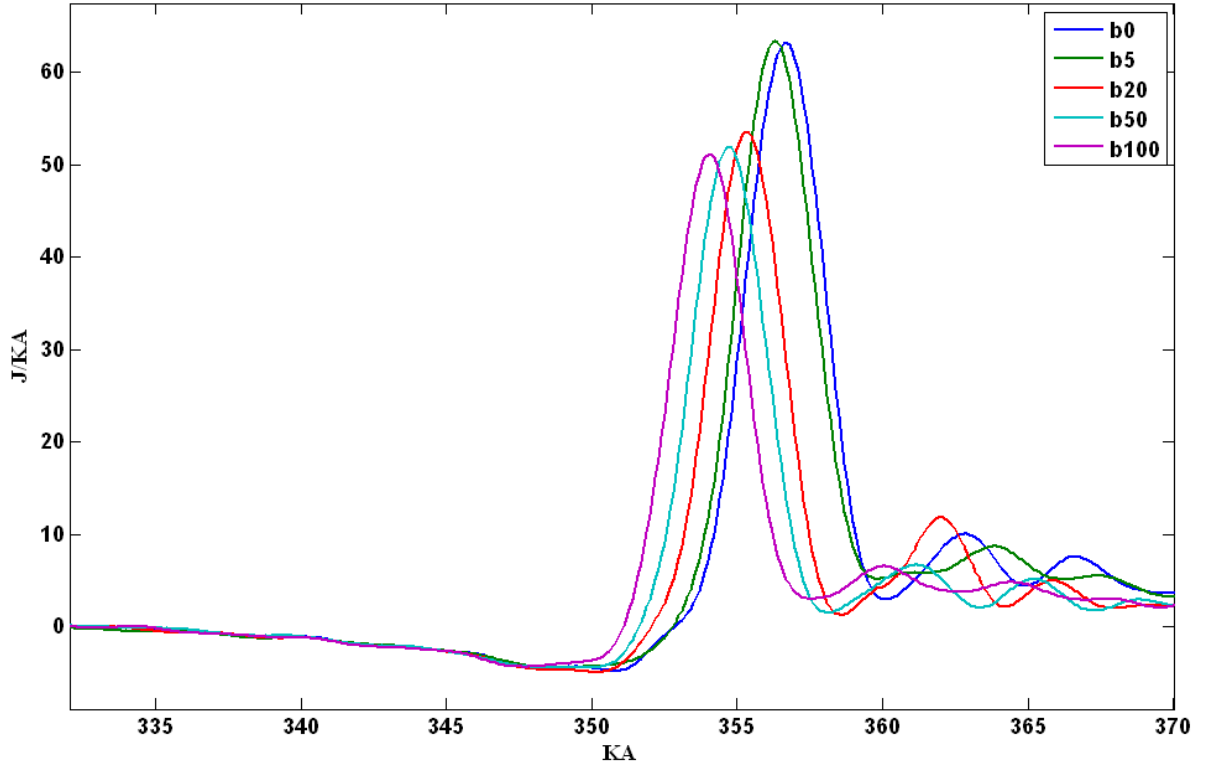
Şekil 6.50 2260 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



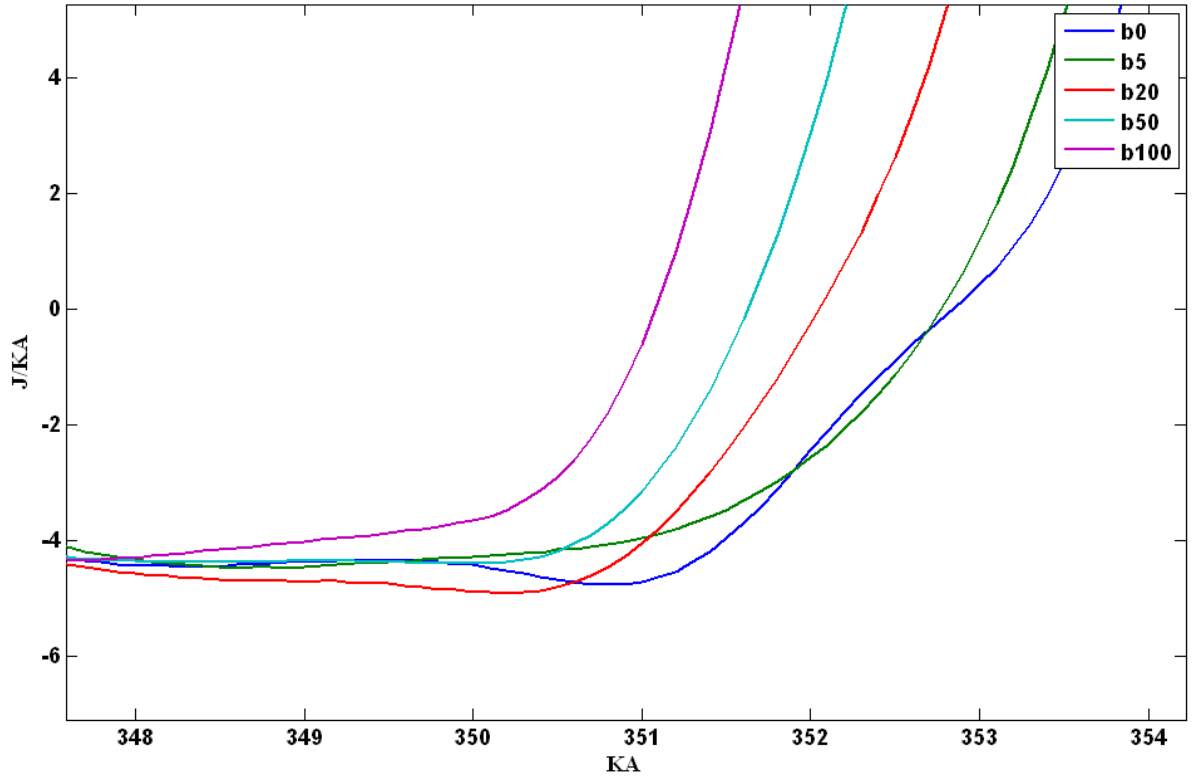
Şekil 6.51 2260 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



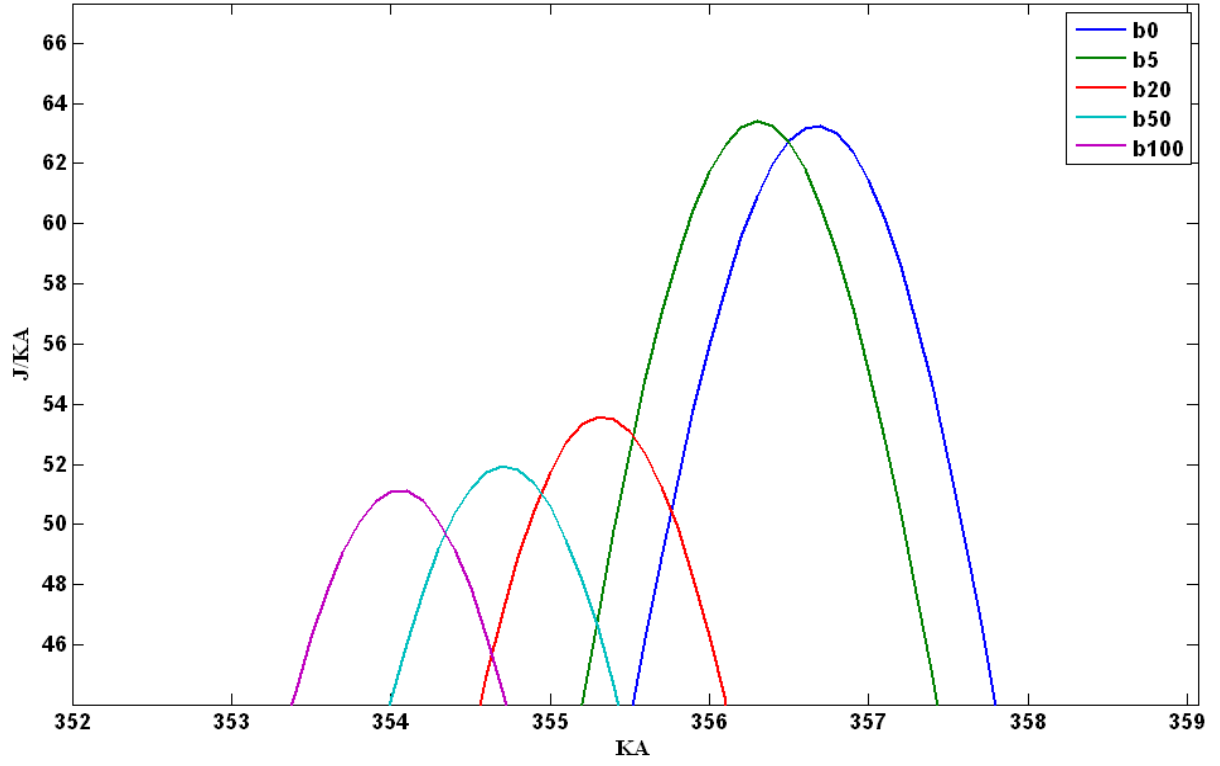
Şekil 6.52 2260 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği



Şekil 6.53 2260 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği ani yanma bölgesi

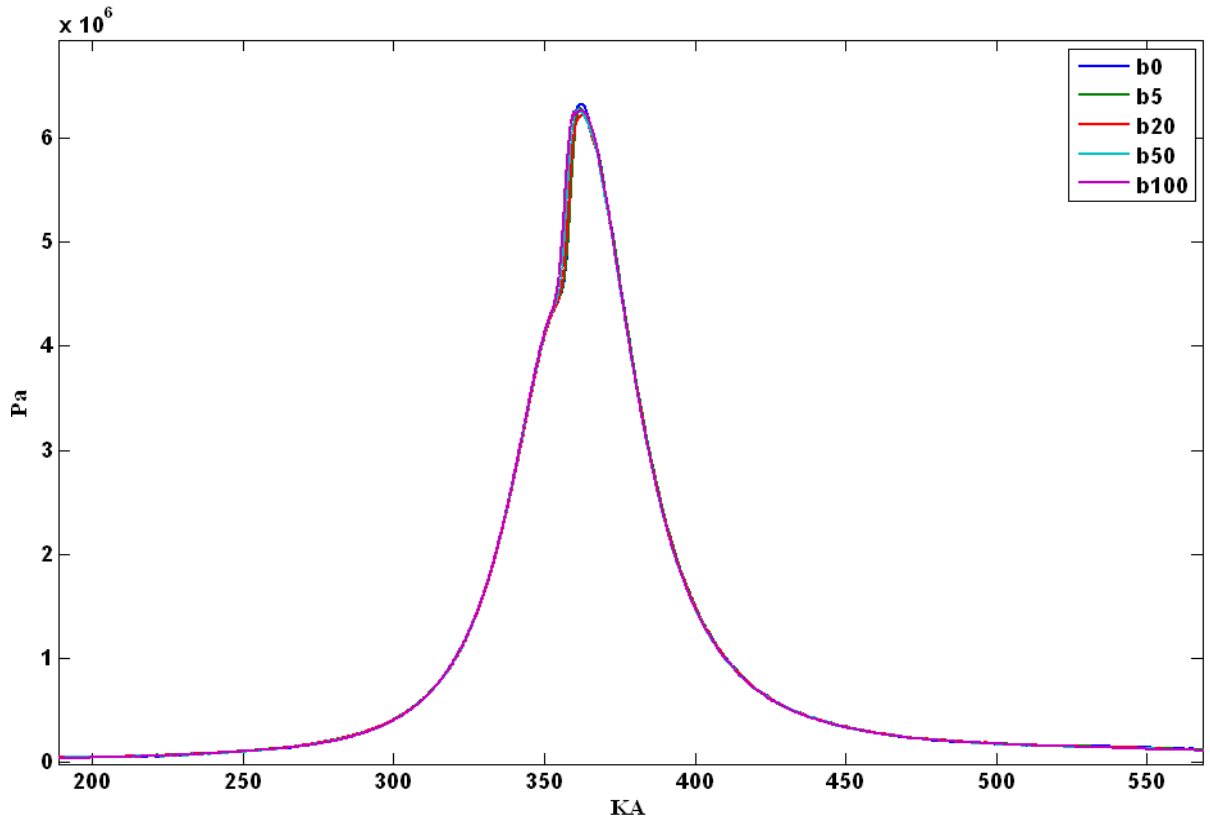


Şekil 6.54 2260 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği püskürtme bölgesi

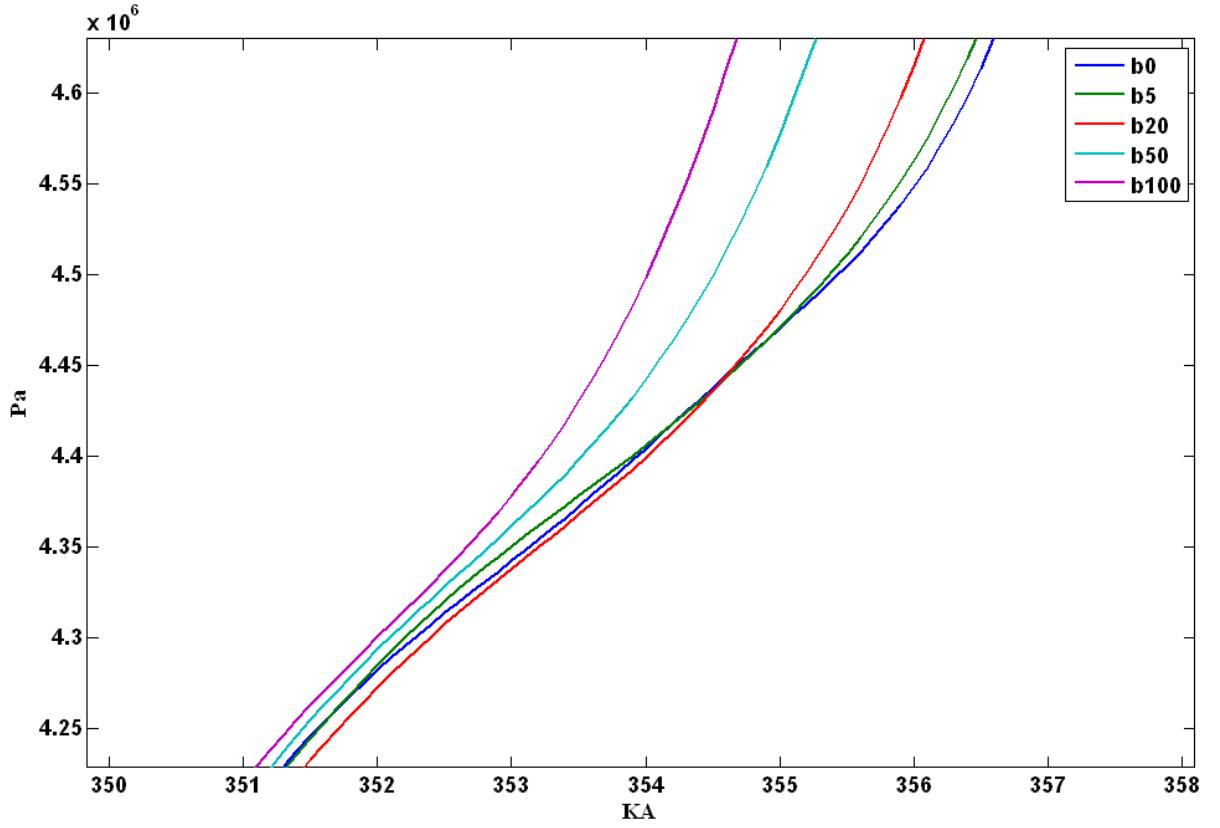


Şekil 6.55 2260 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi

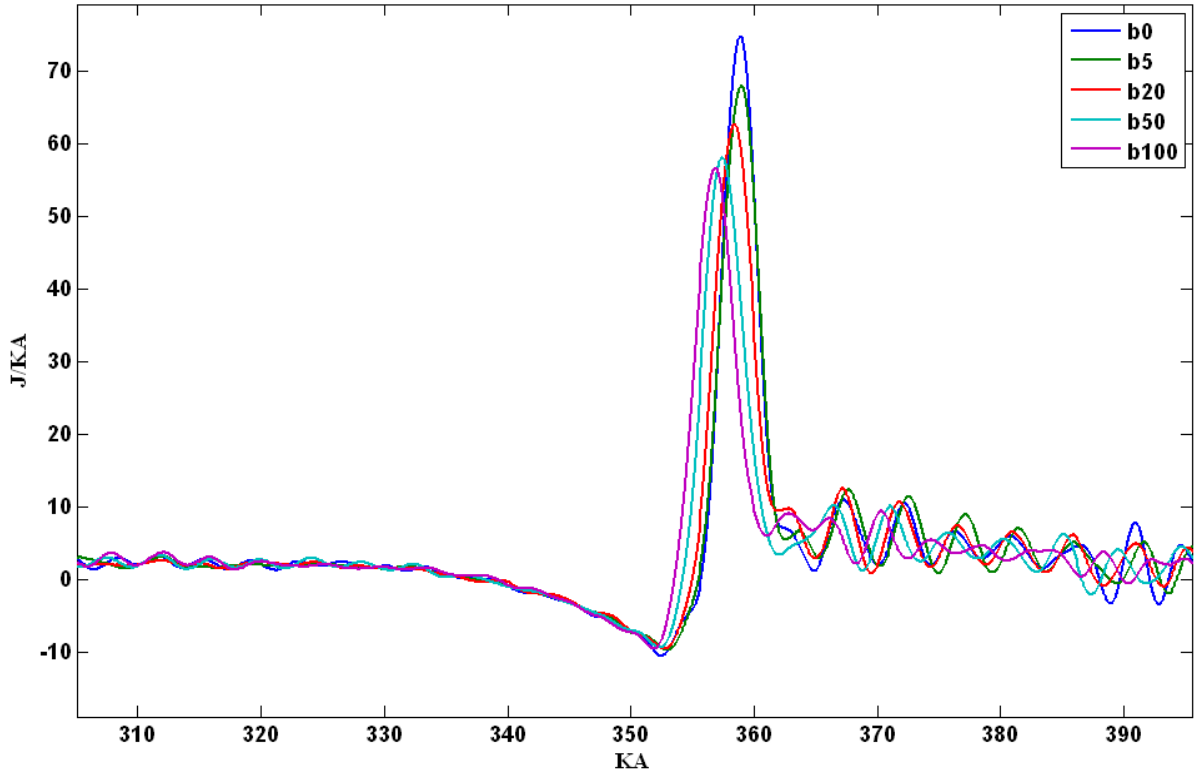
6.5.5 2020 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayını Grafikleri



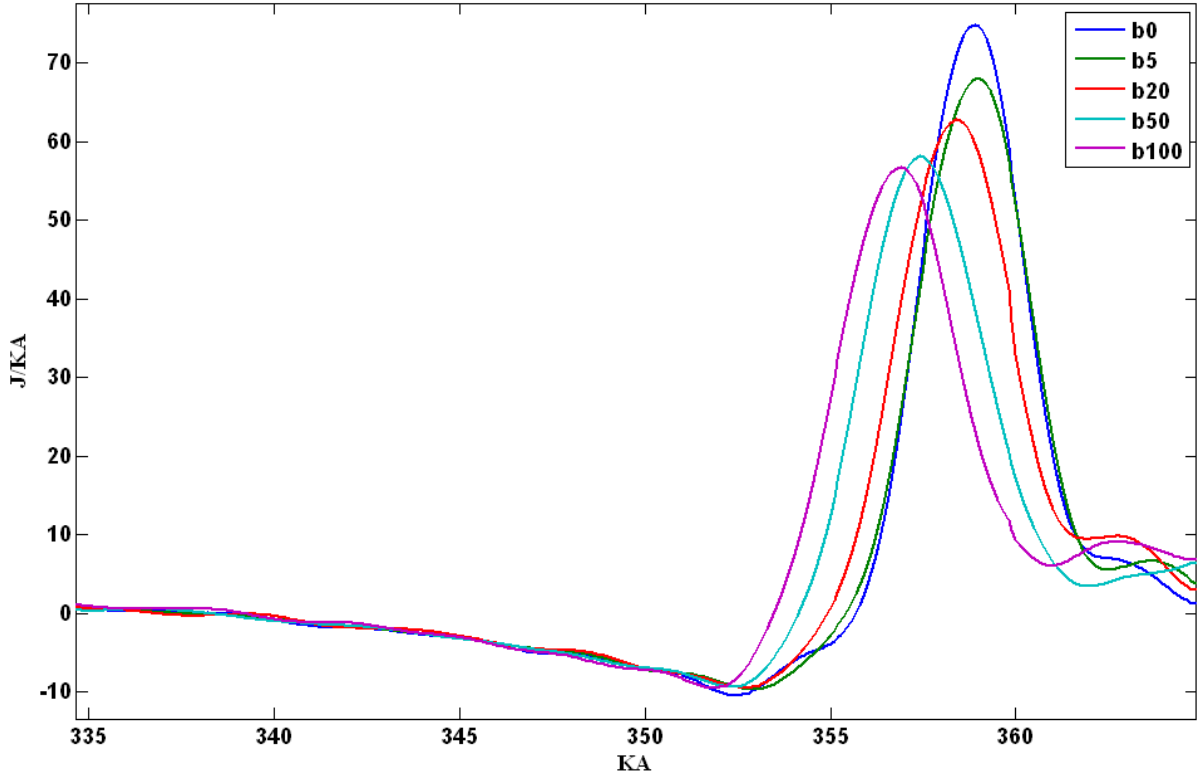
Şekil 6.56 2020 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



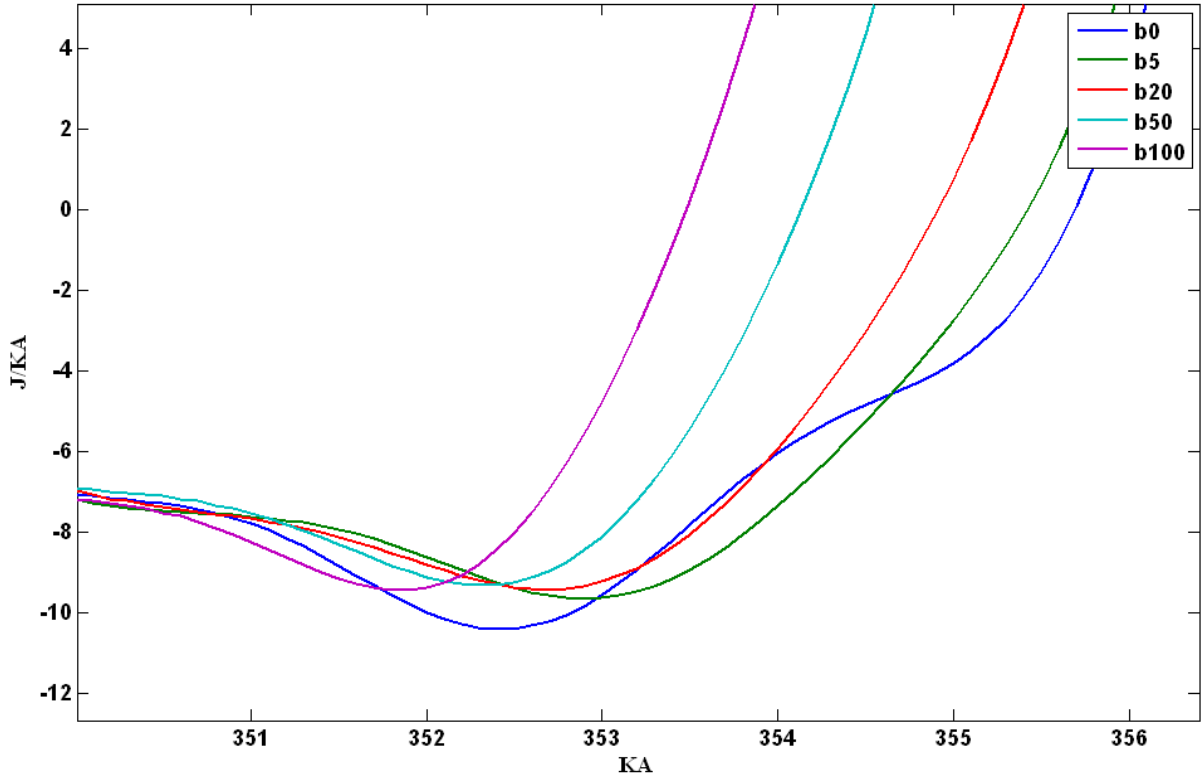
Şekil 6.57 2020 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



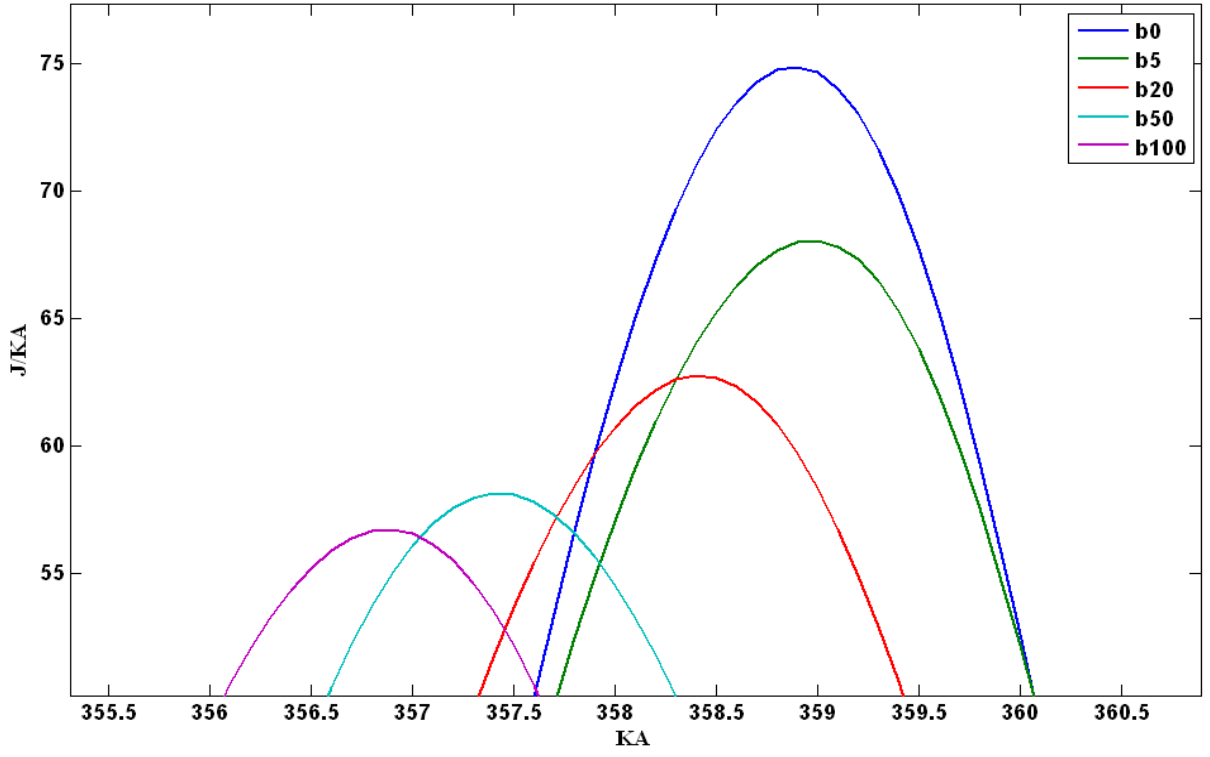
Şekil 6.58 2020 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği



Şekil 6.59 2020 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı tepe bölgesi

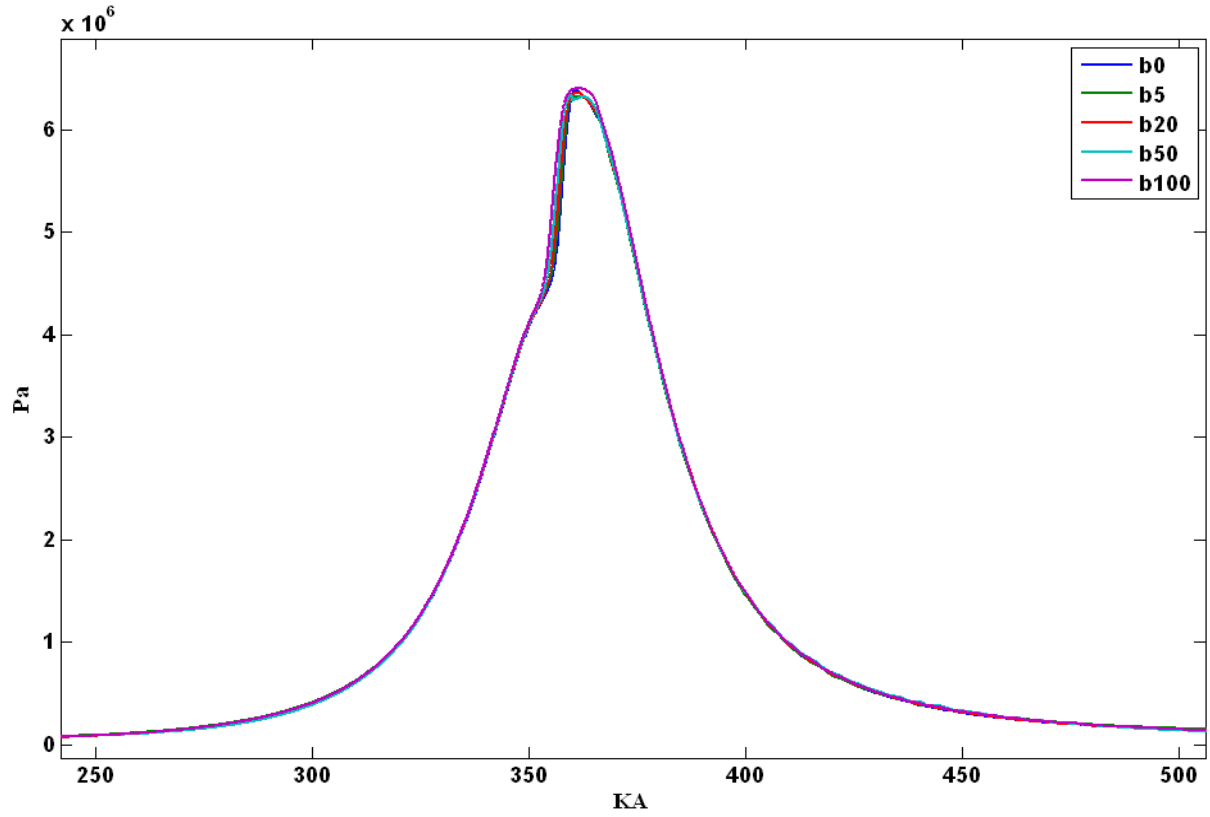


Şekil 6.60 2020 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı grafiği püskürtme bölgesi

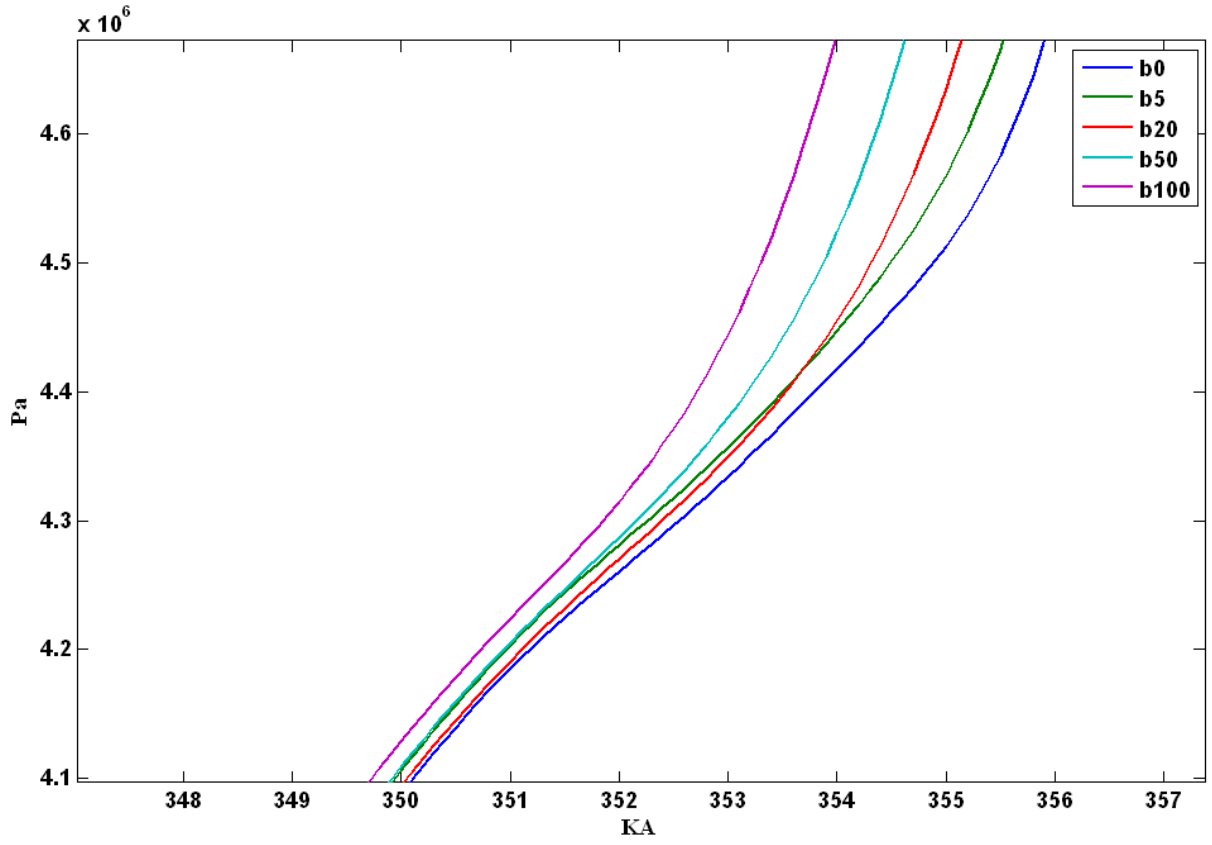


Şekil 6.61 2020 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıç ve tepe bölgesi

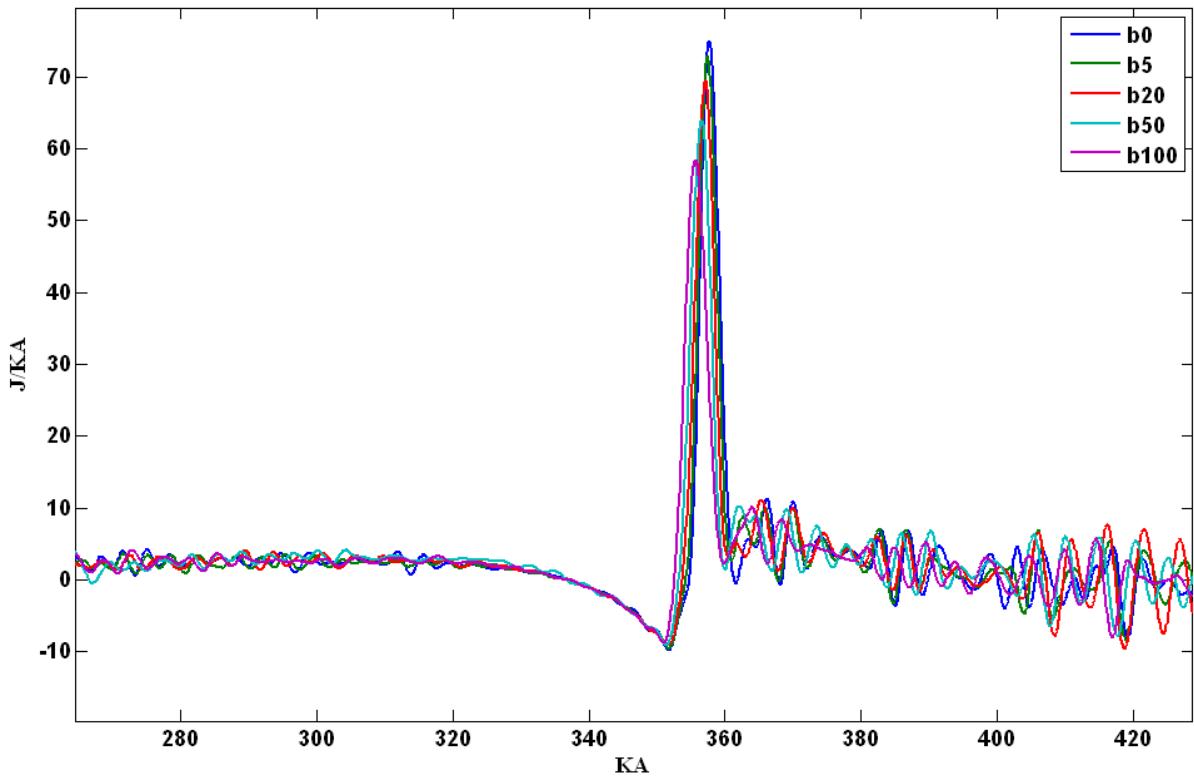
6.5.6 1930 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayılımı Grafikleri



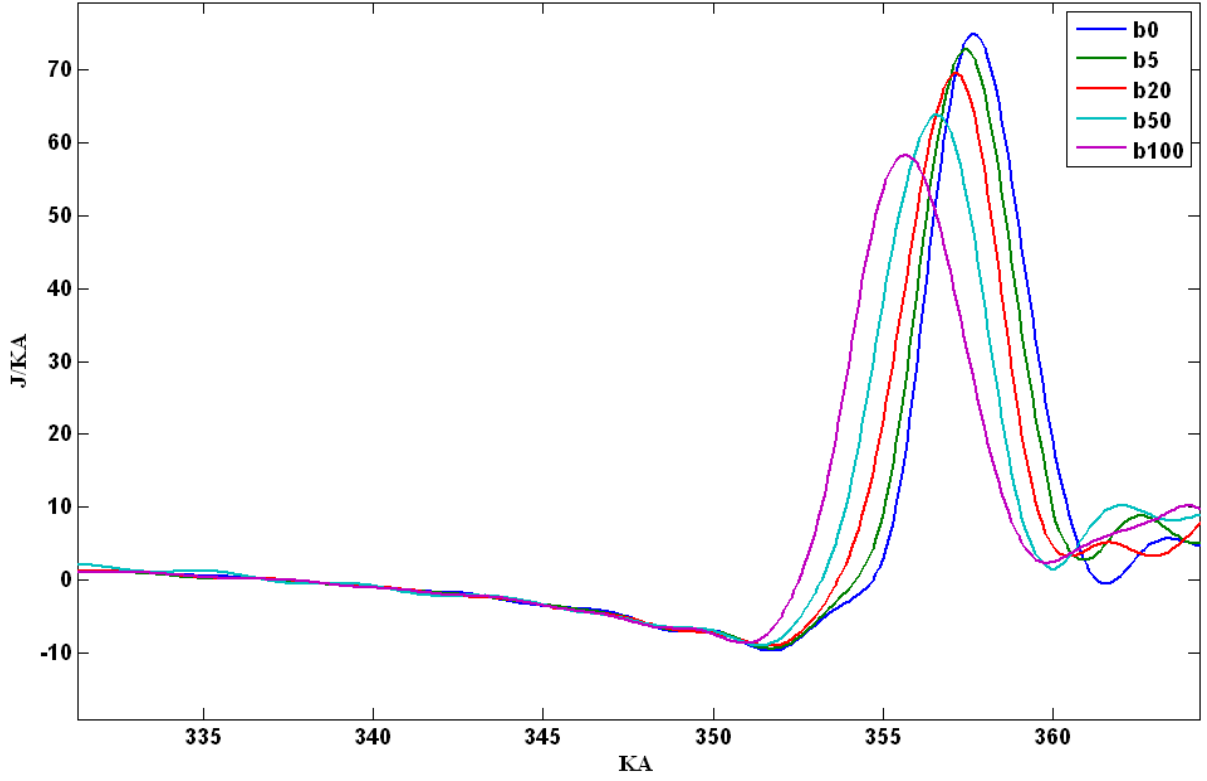
Şekil 6.62 1930 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



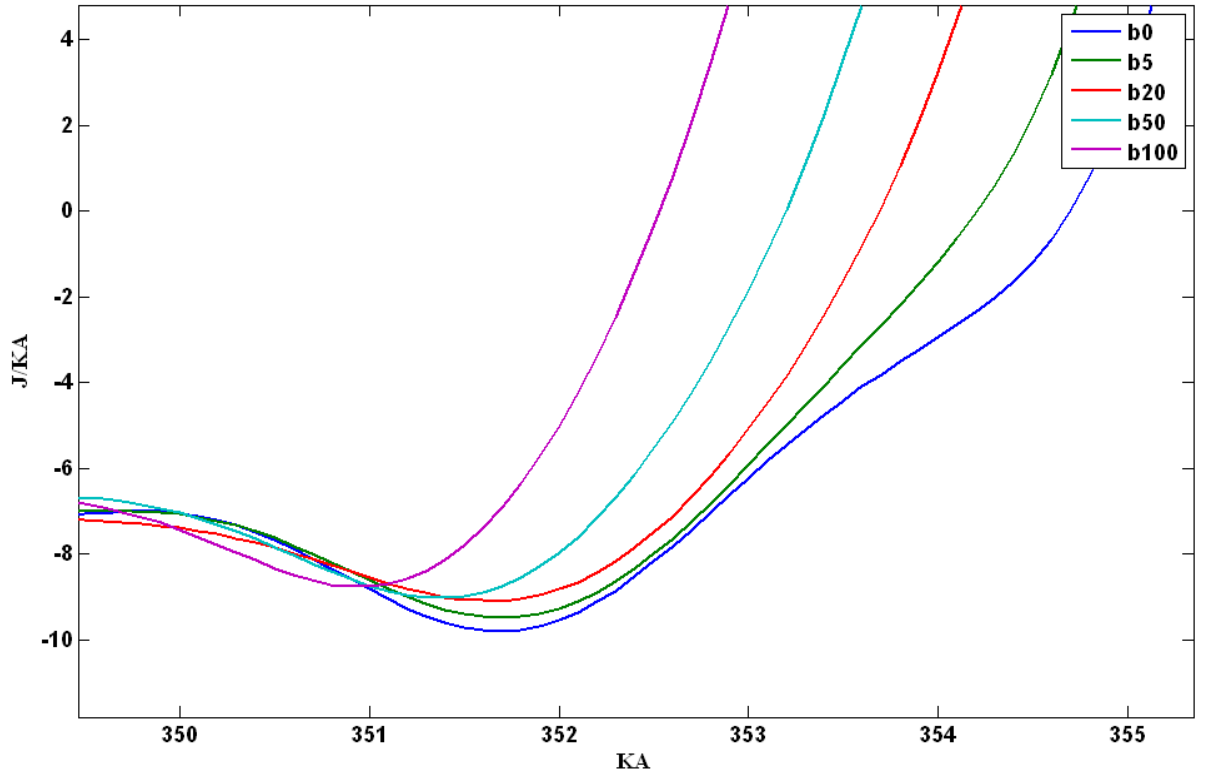
Şekil 6.63 1930 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



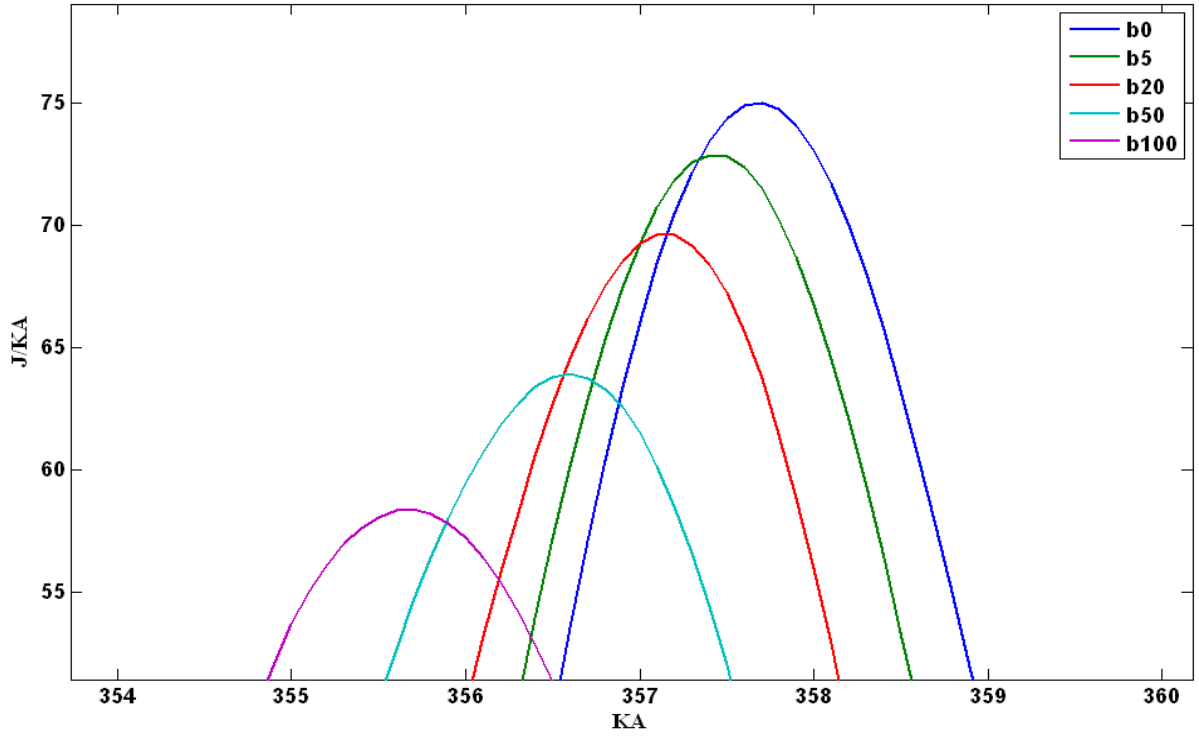
Şekil 6.64 1930 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği



Şekil 6.65 1930 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı yanma başlangıç ve tepe bölgesi

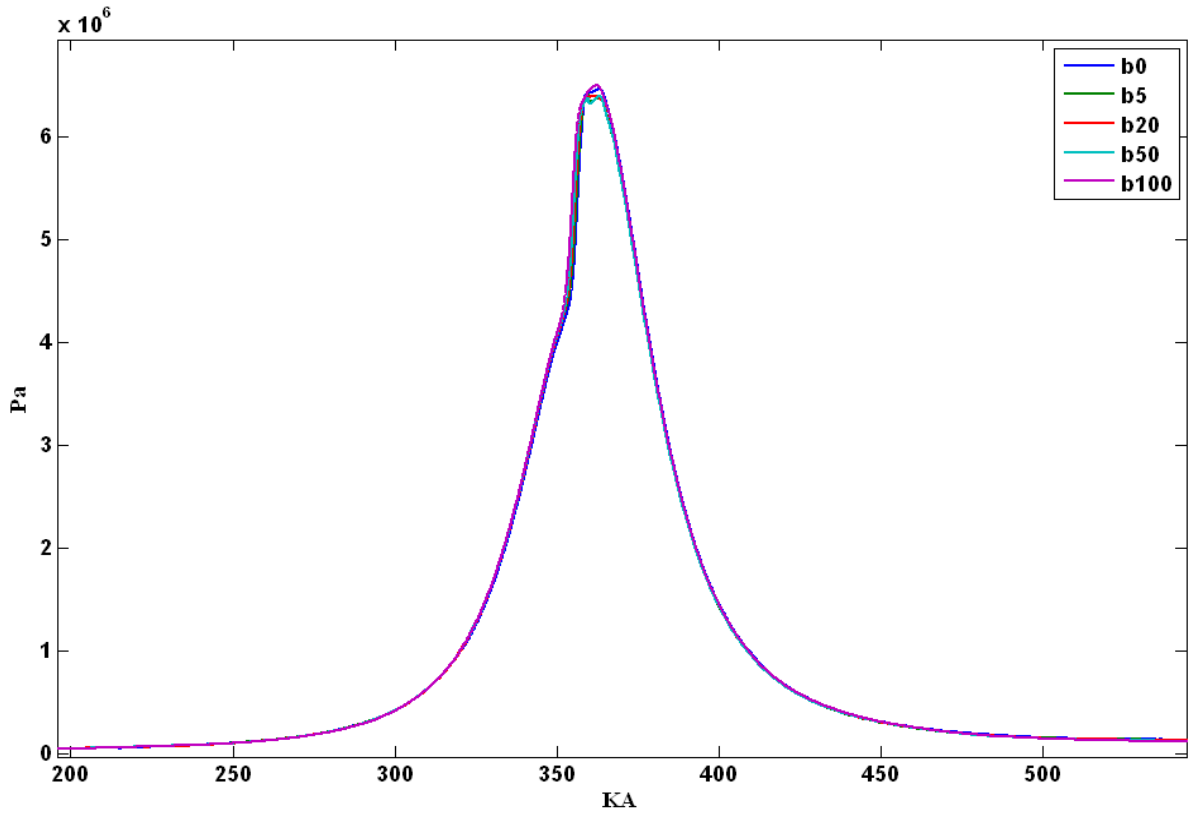


Şekil 6.66 1930 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı grafiği püskürtme bölgesi

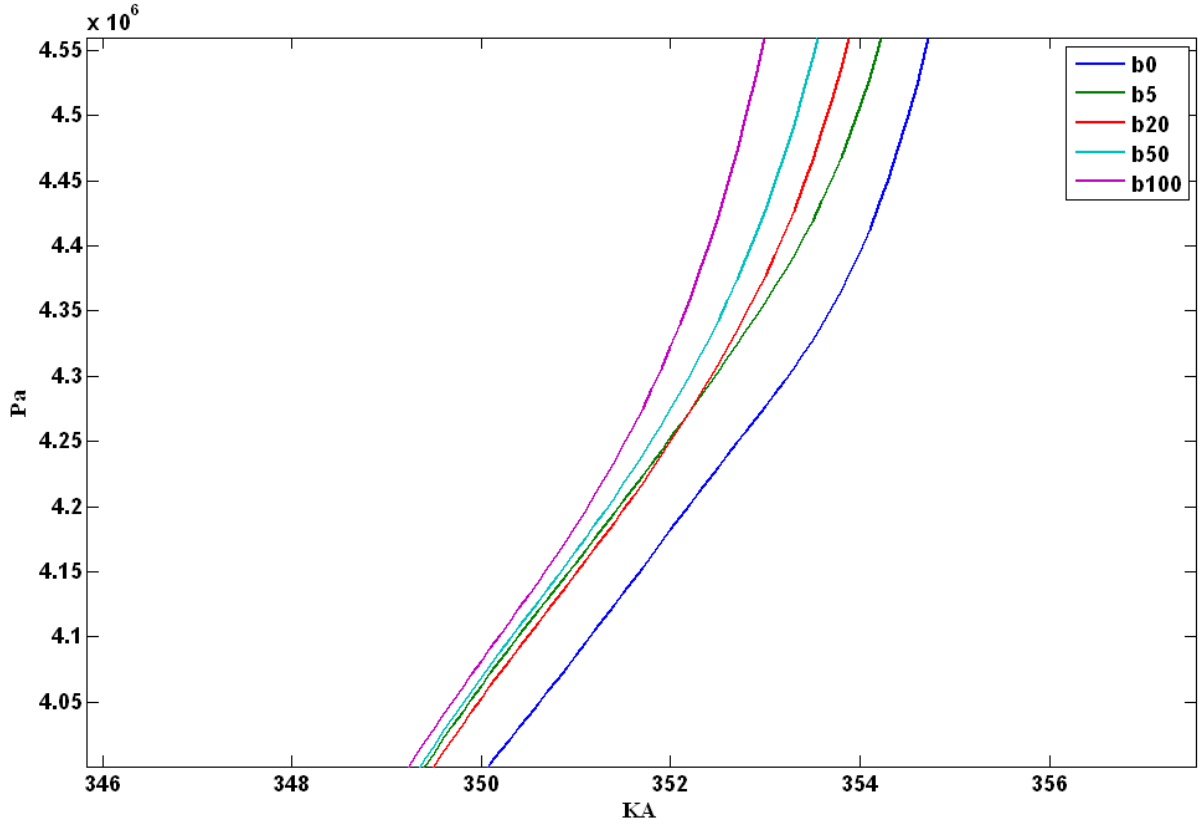


Şekil 6.67 1930 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi

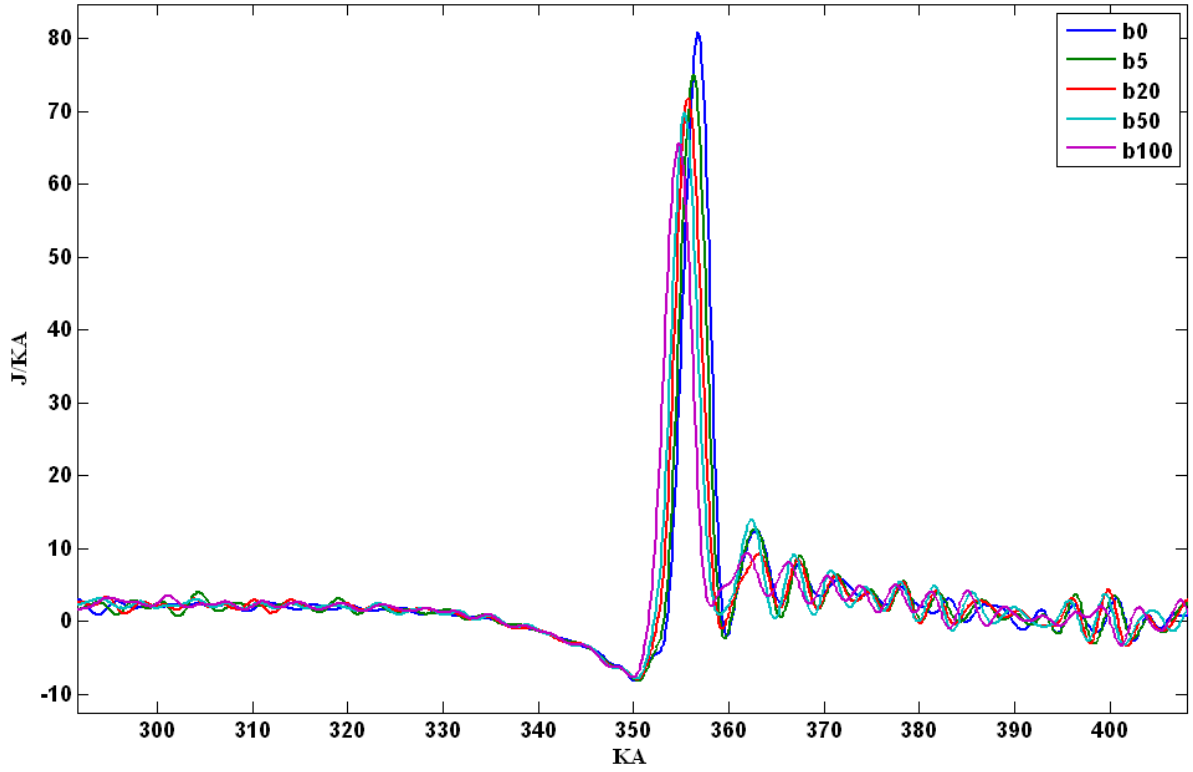
6.5.7 1760 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayını Grafikleri



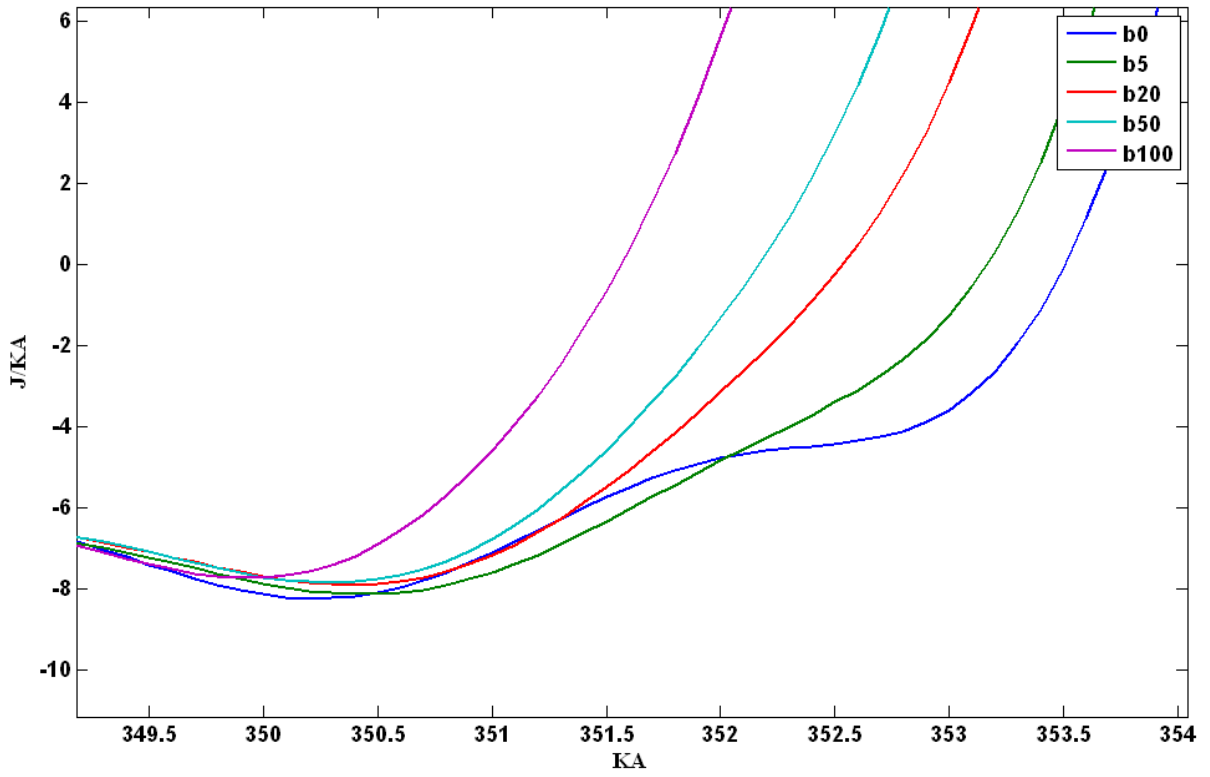
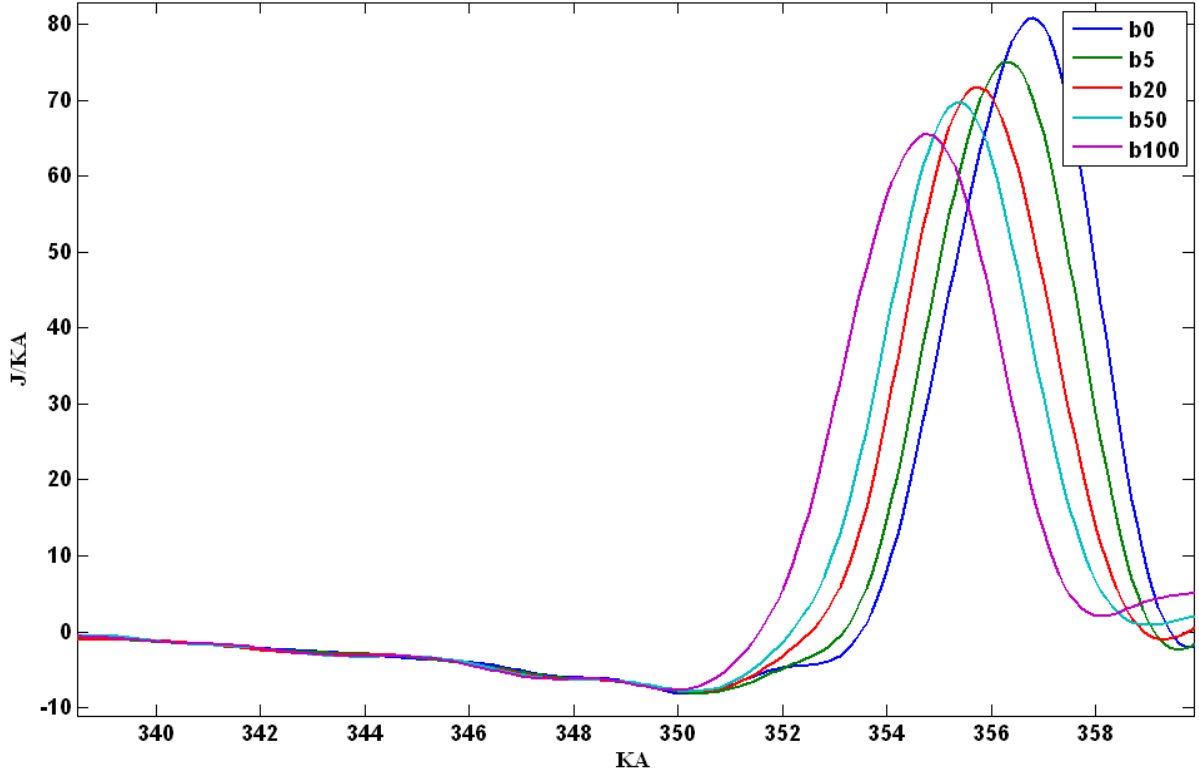
Şekil 6.68 1760 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği

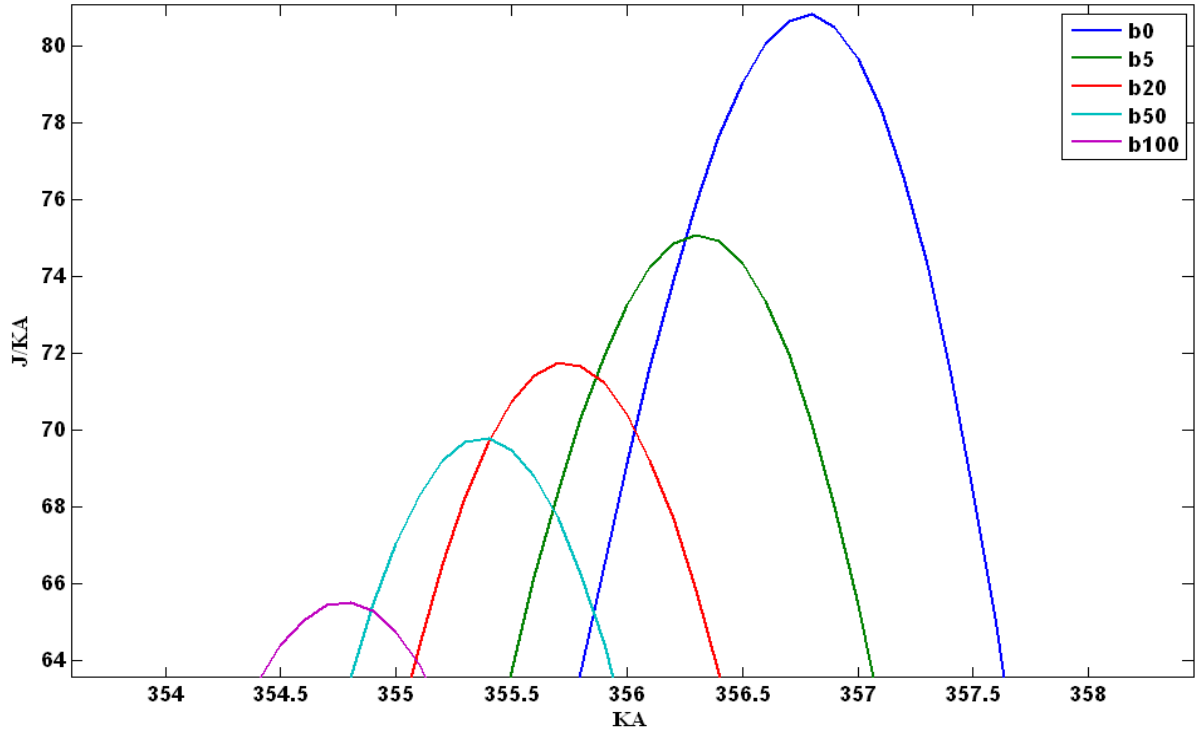


Şekil 6.69 1760 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



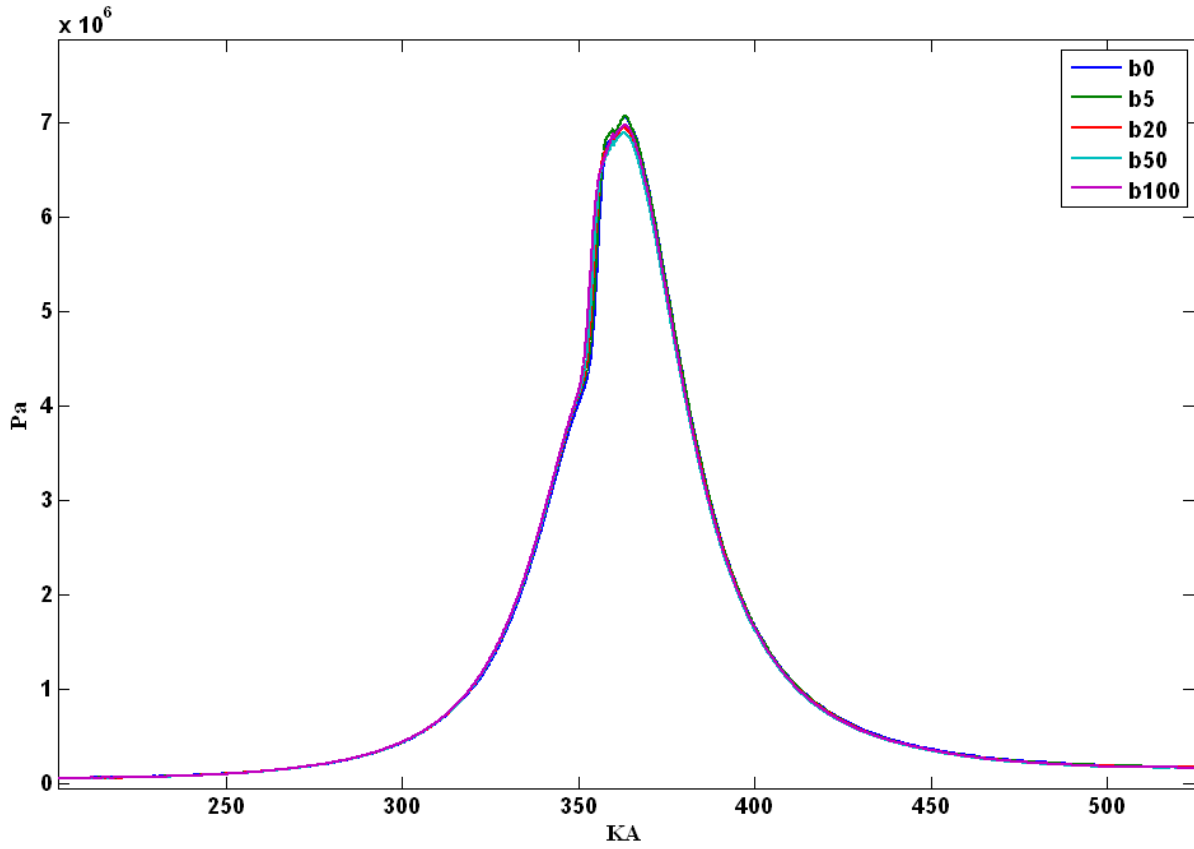
Şekil 6.70 1760 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği



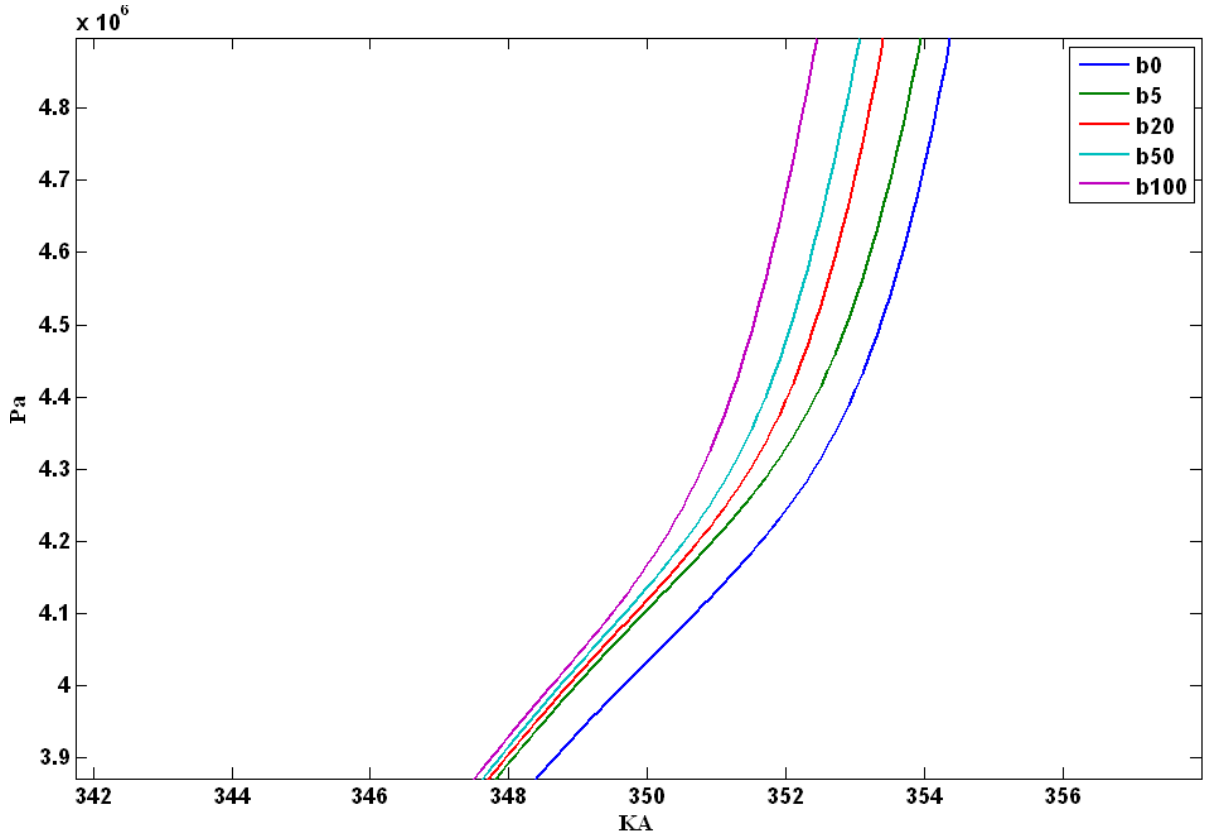


Şekil 6.73 1760 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi

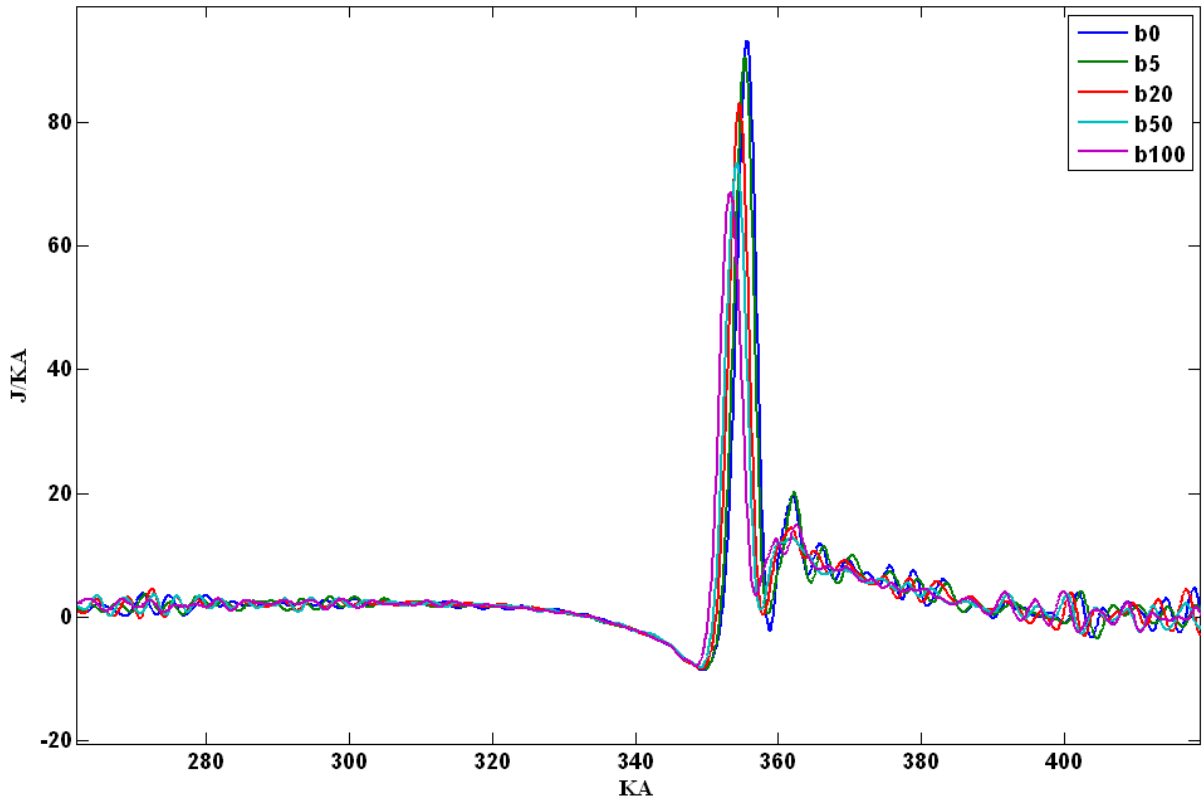
6.5.8 1500 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayını Grafikleri



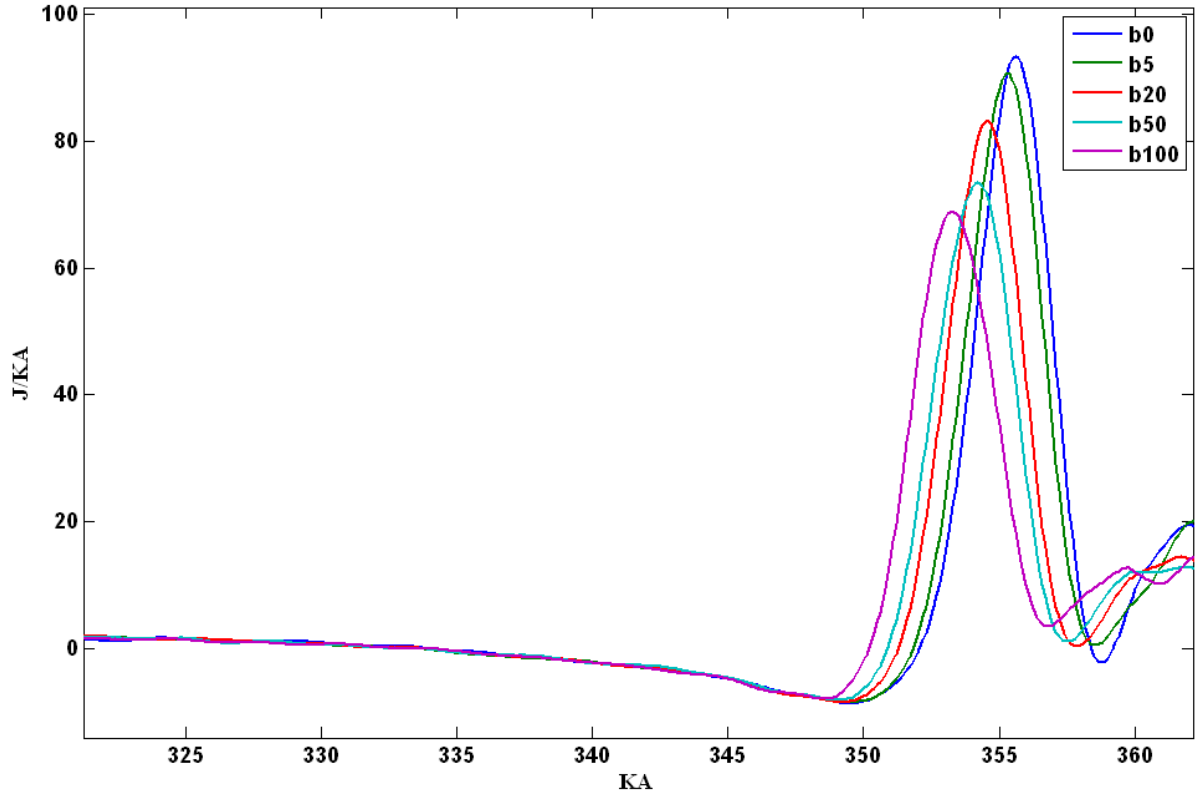
Şekil 6.74 1500 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



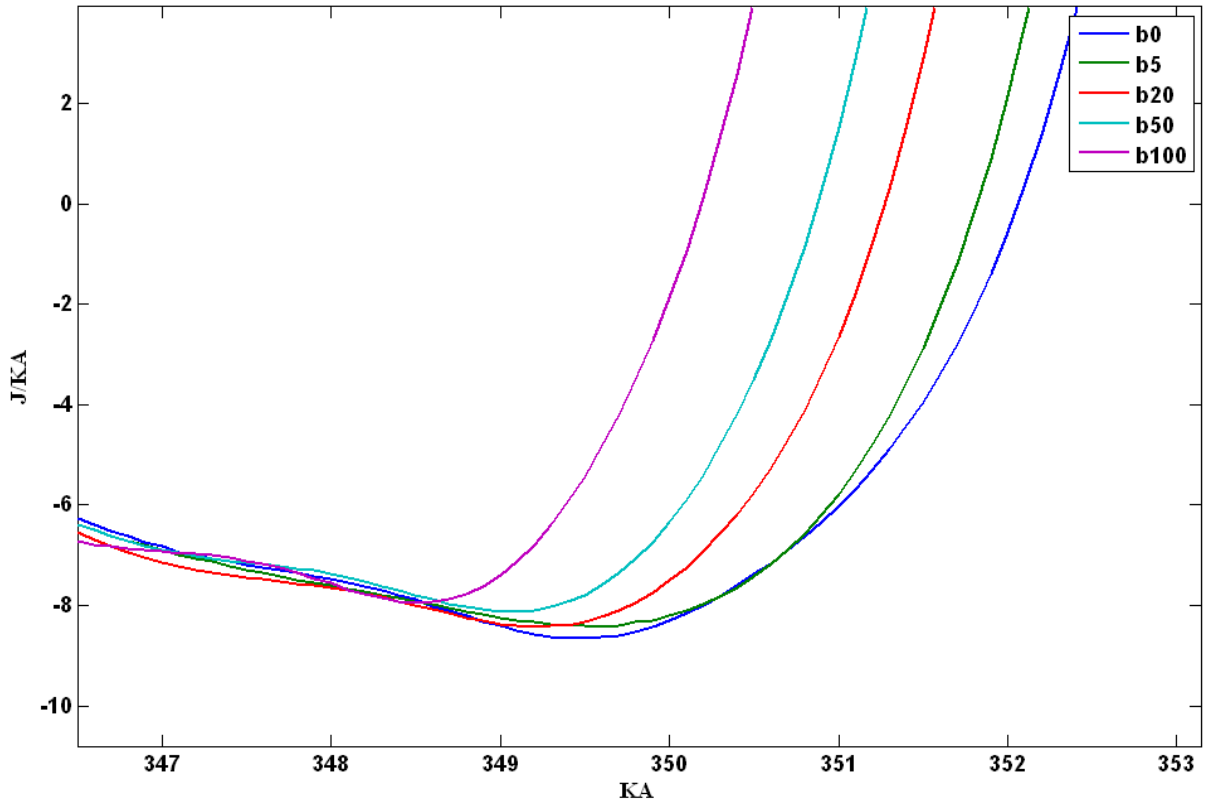
Şekil 6.75 1500 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



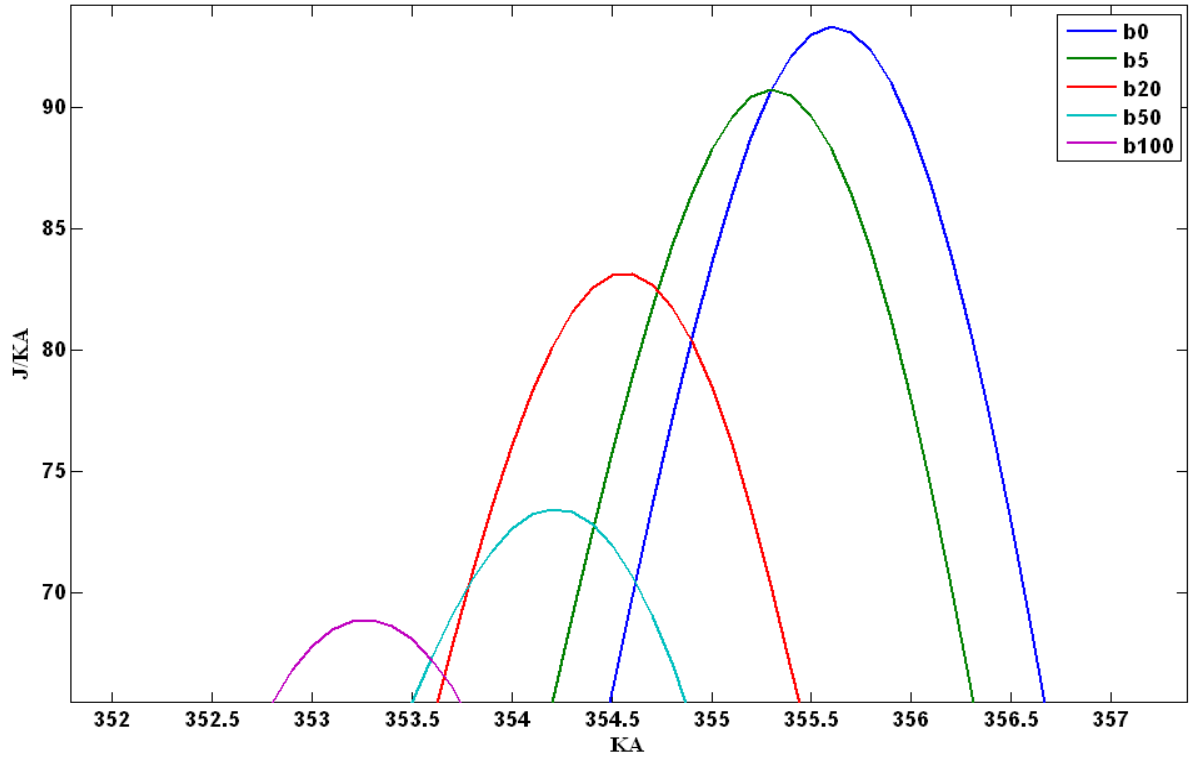
Şekil 6.76 1500 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği



Şekil 6.77 1500 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı yanma başlangıç ve tepe bölgesi

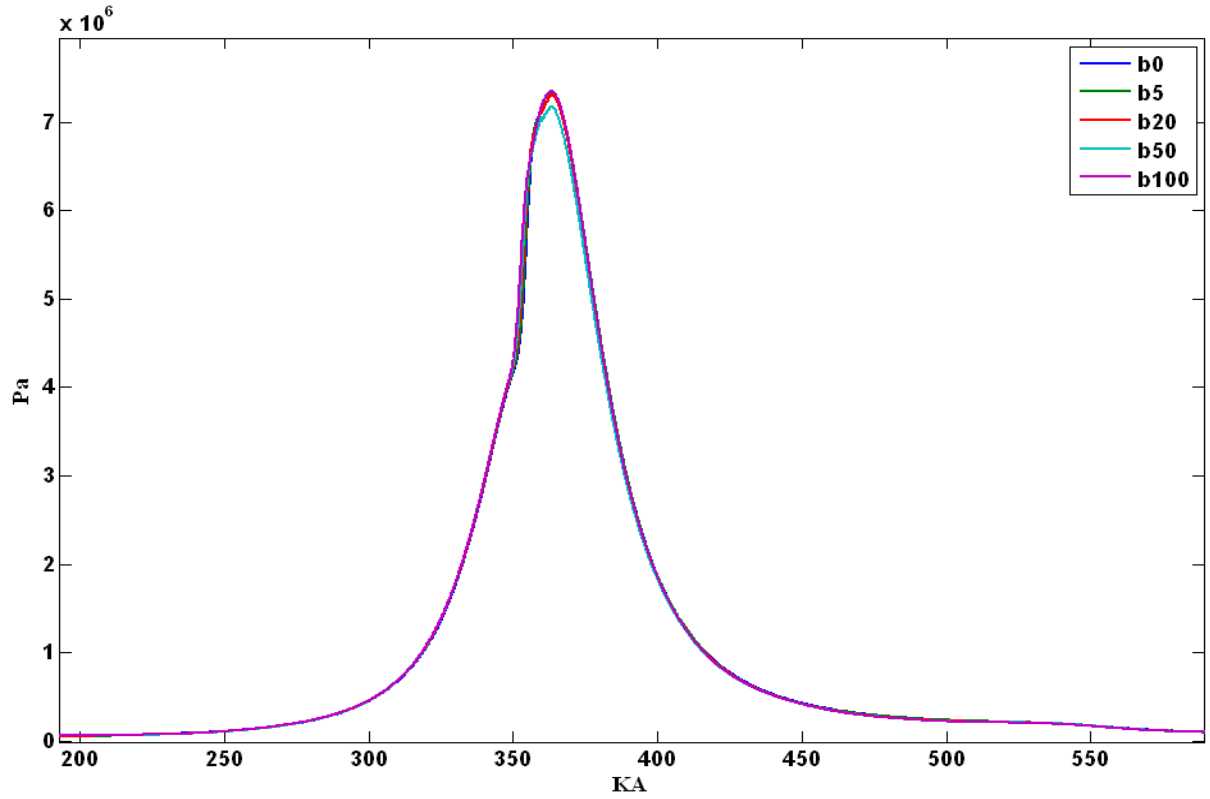


Şekil 6.78 1500 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği püskürtme bölgesi

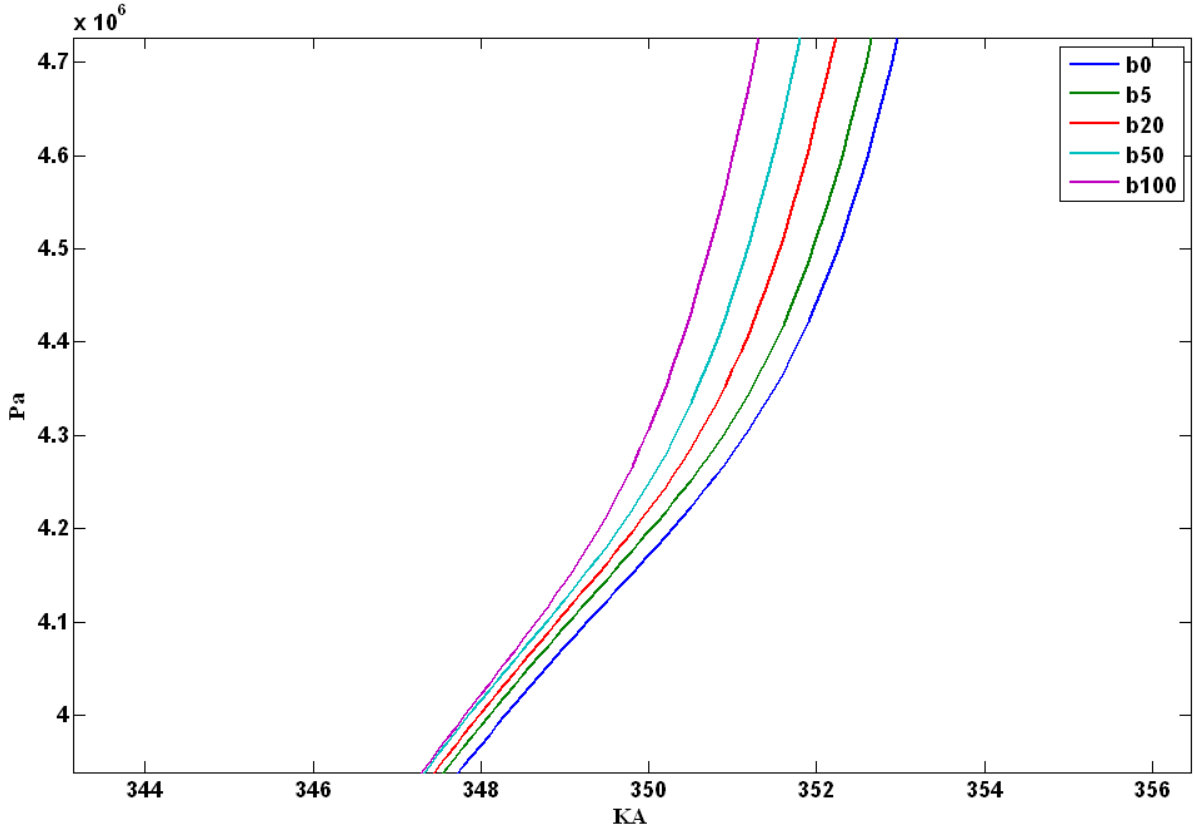


Şekil 6.79 1500 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı tepe bölgesi

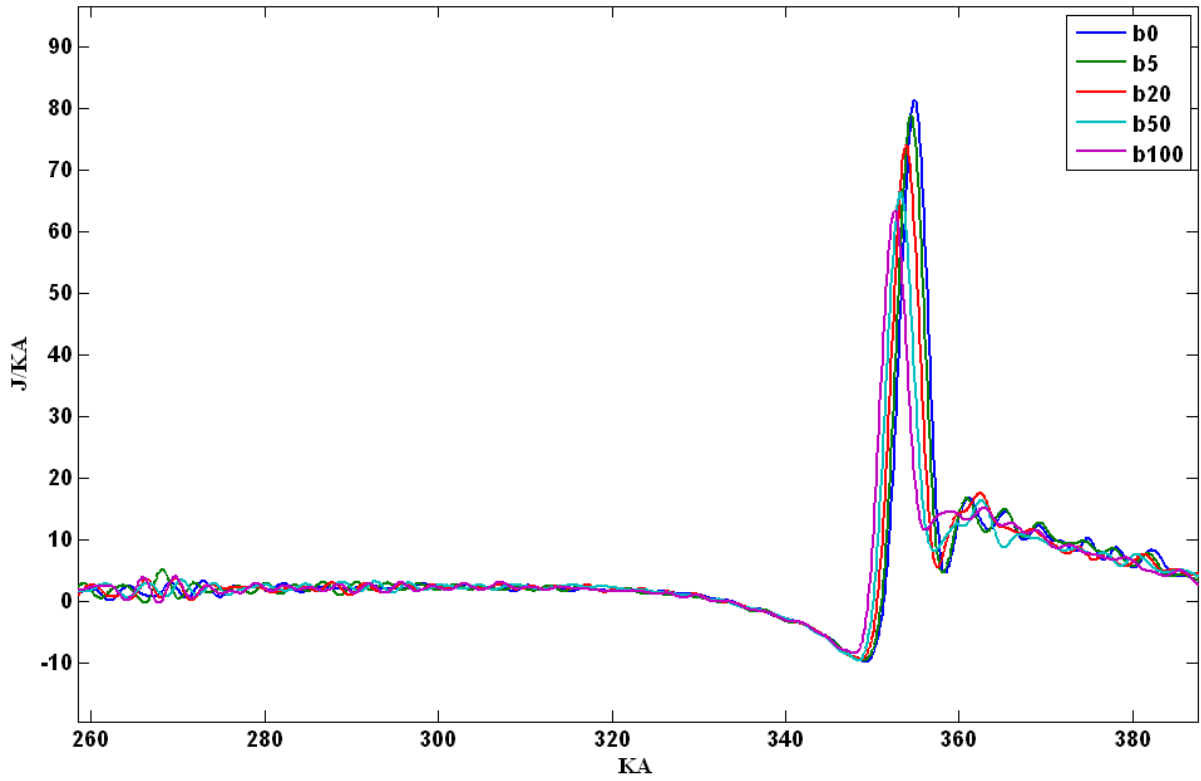
6.5.9 1275 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayılımı Grafikleri



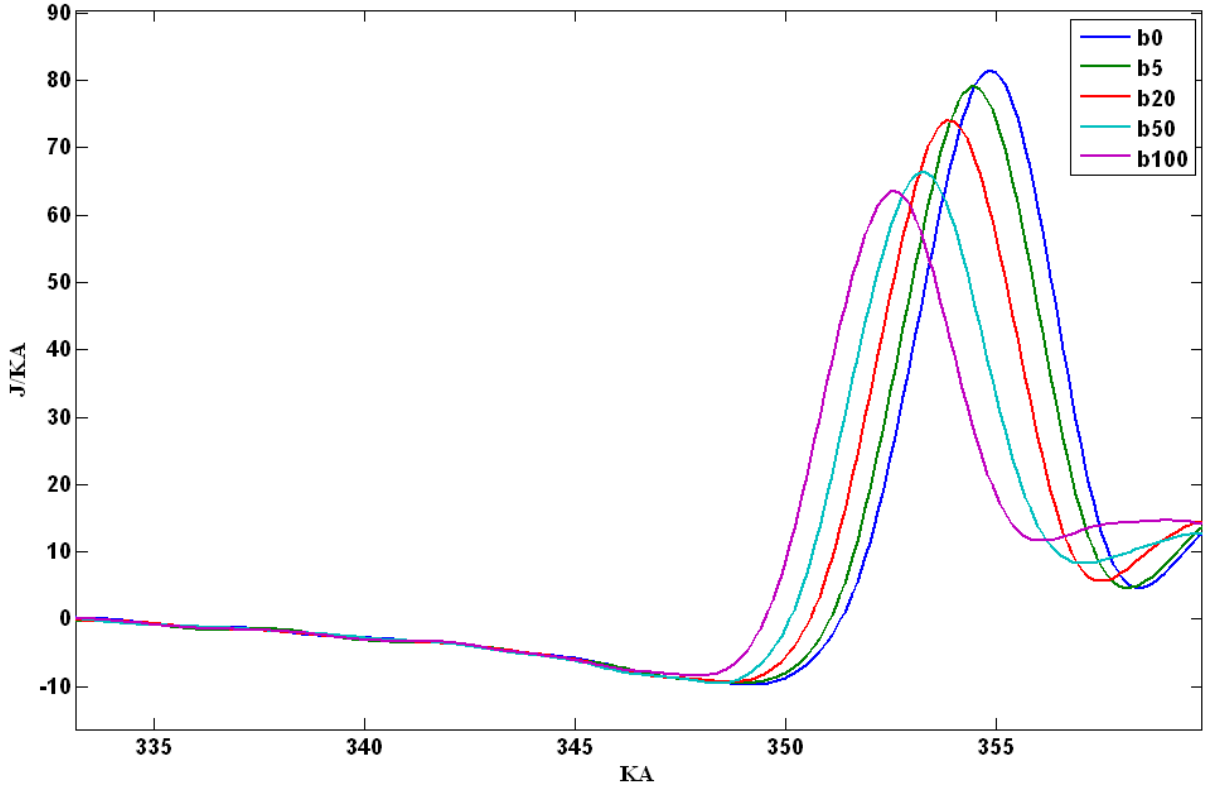
Şekil 6.80 1275 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



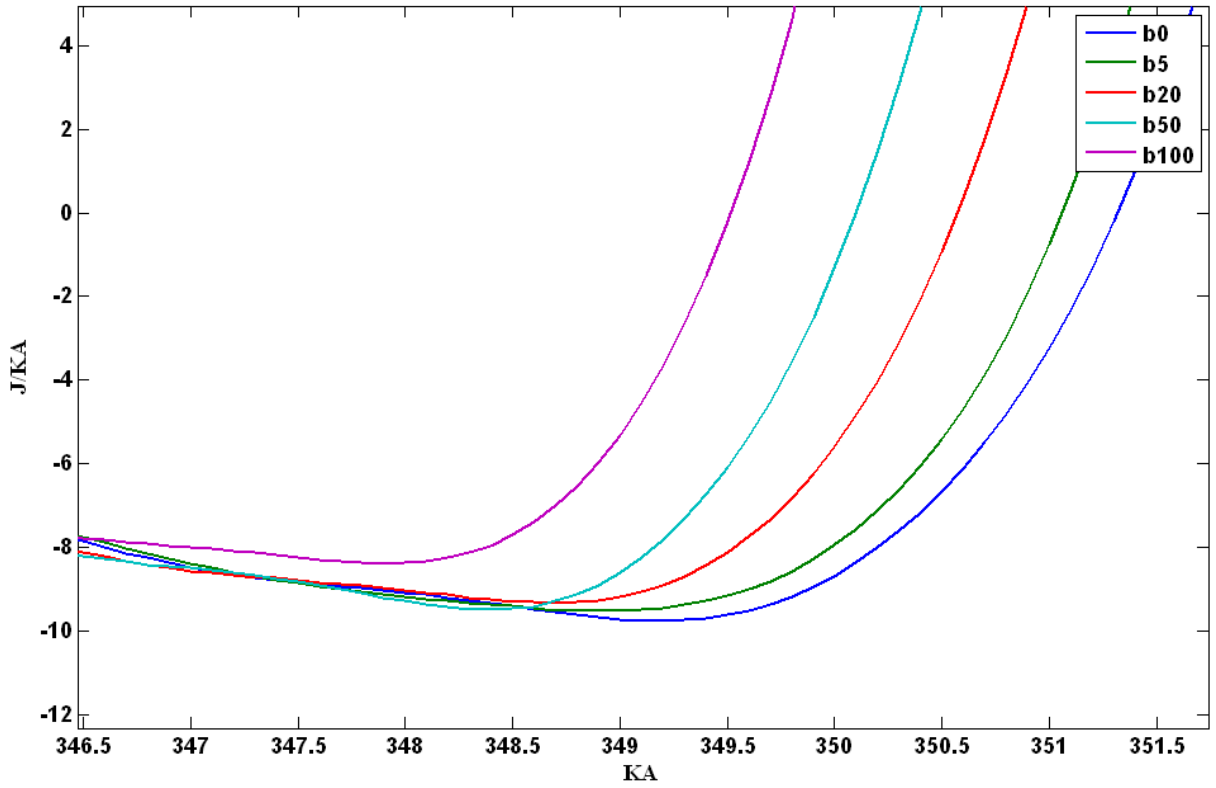
Şekil 6.81 1275 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



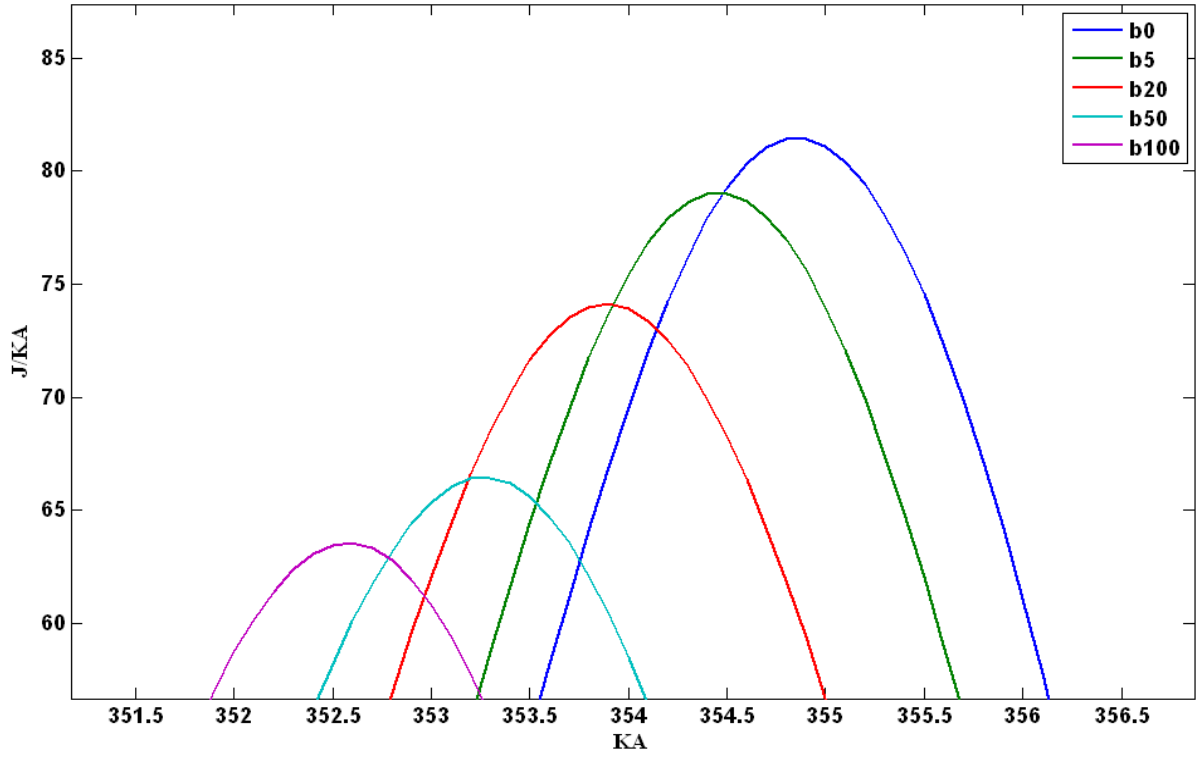
Şekil 6.82 1275 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği



Şekil 6.83 1275 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği ani yanma bölgesi

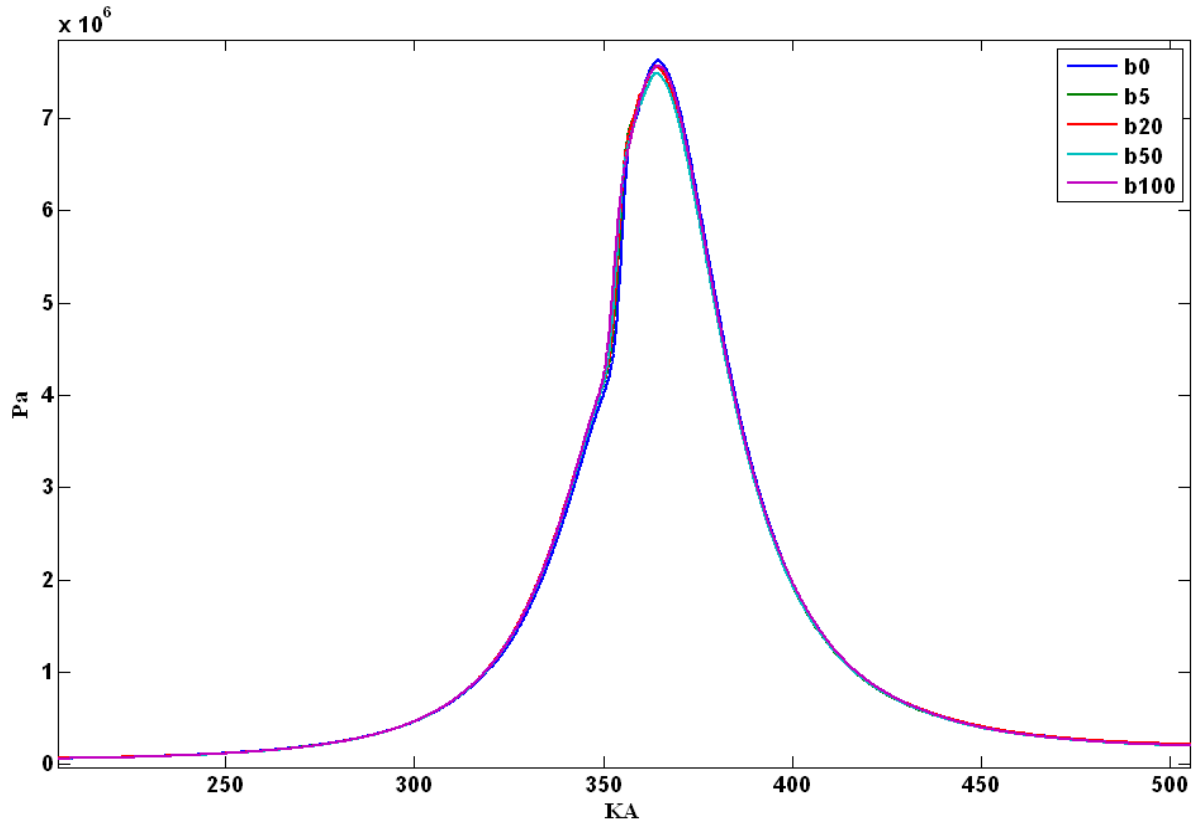


Şekil 6.84 1275 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını grafiği püskürtme bölgesi

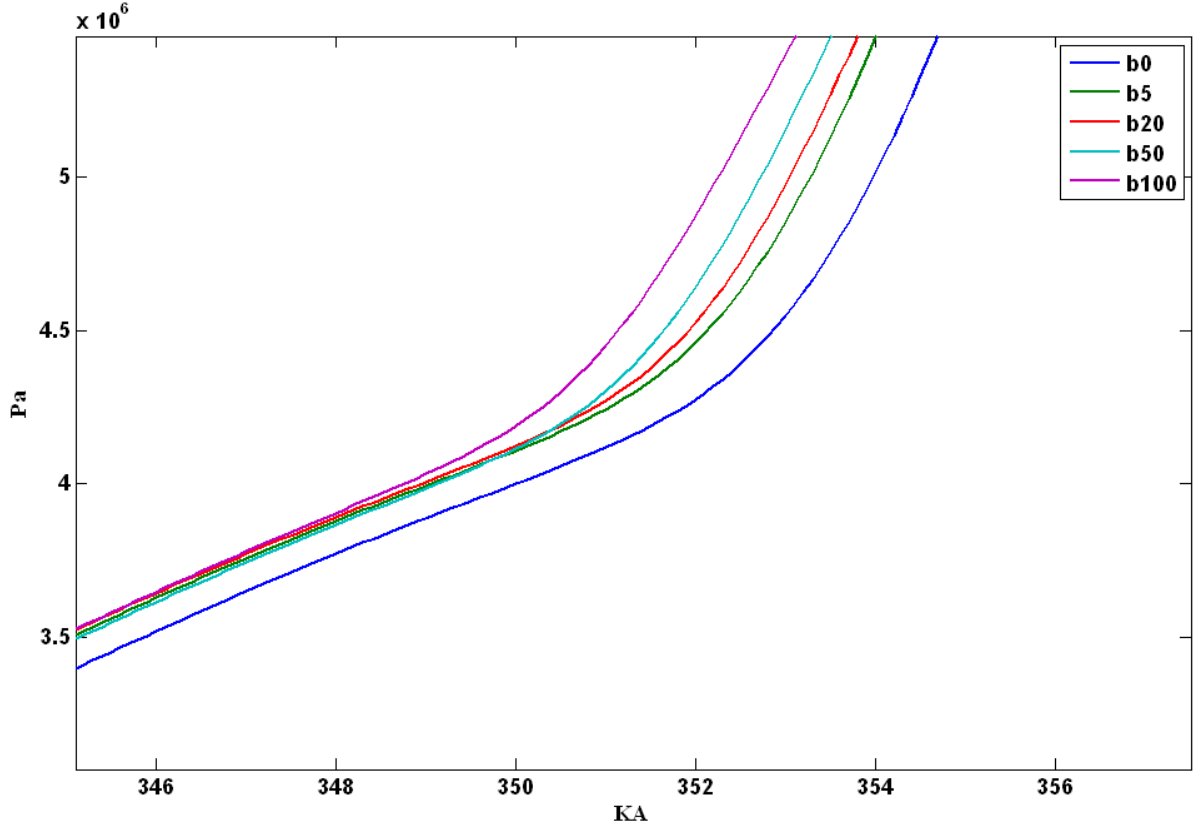


Şekil 6.85 1275 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi

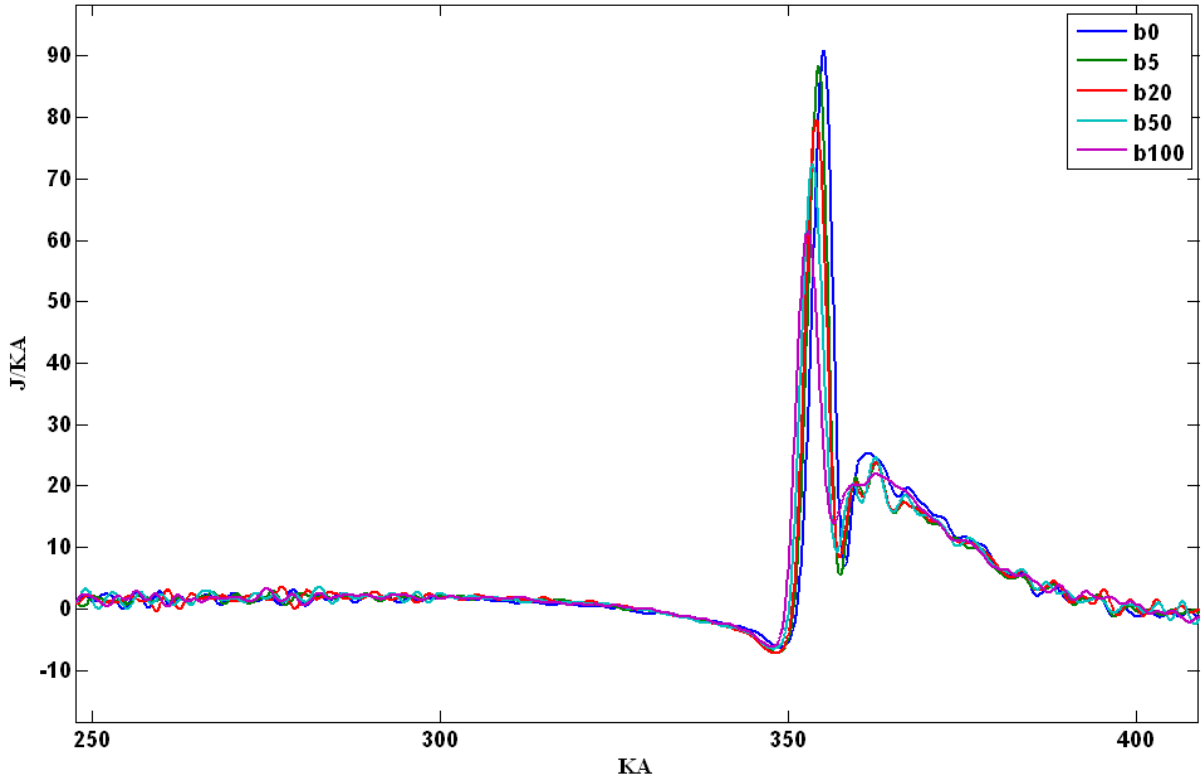
6.5.10 1160 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayını Grafikleri



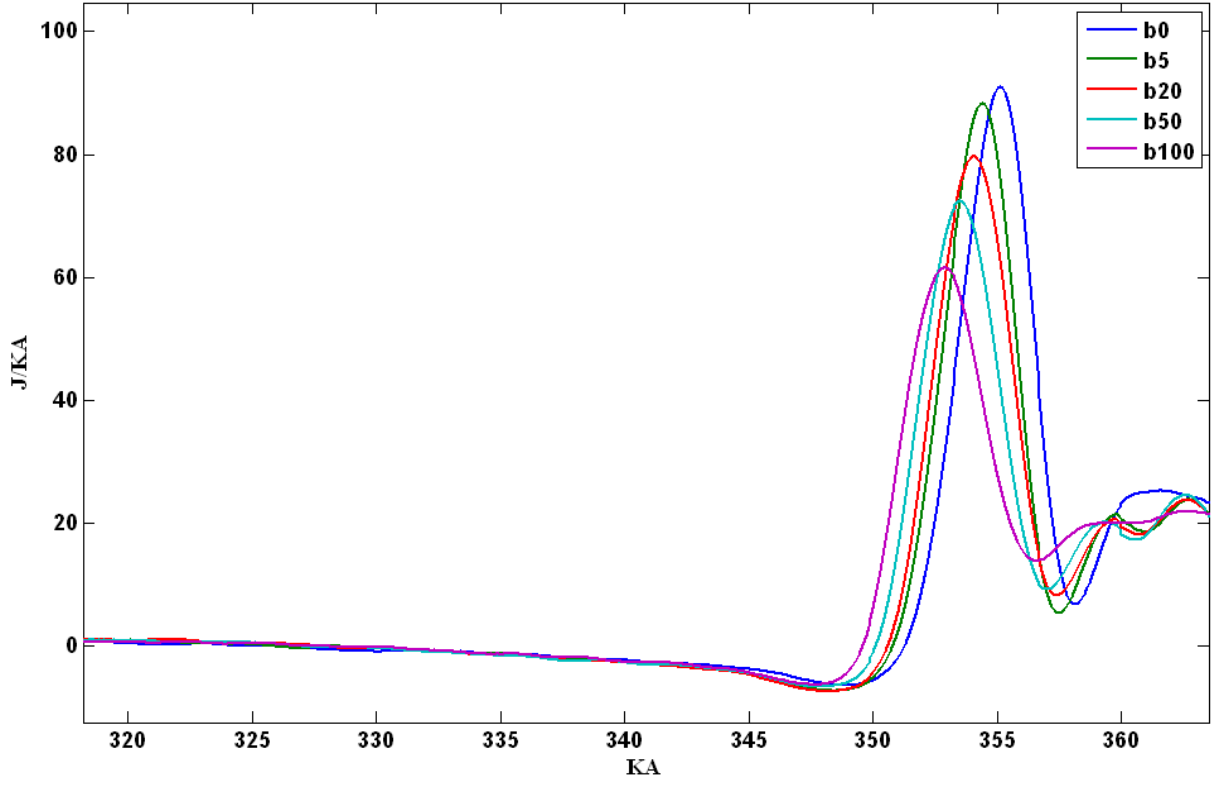
Şekil 6.86 1160 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



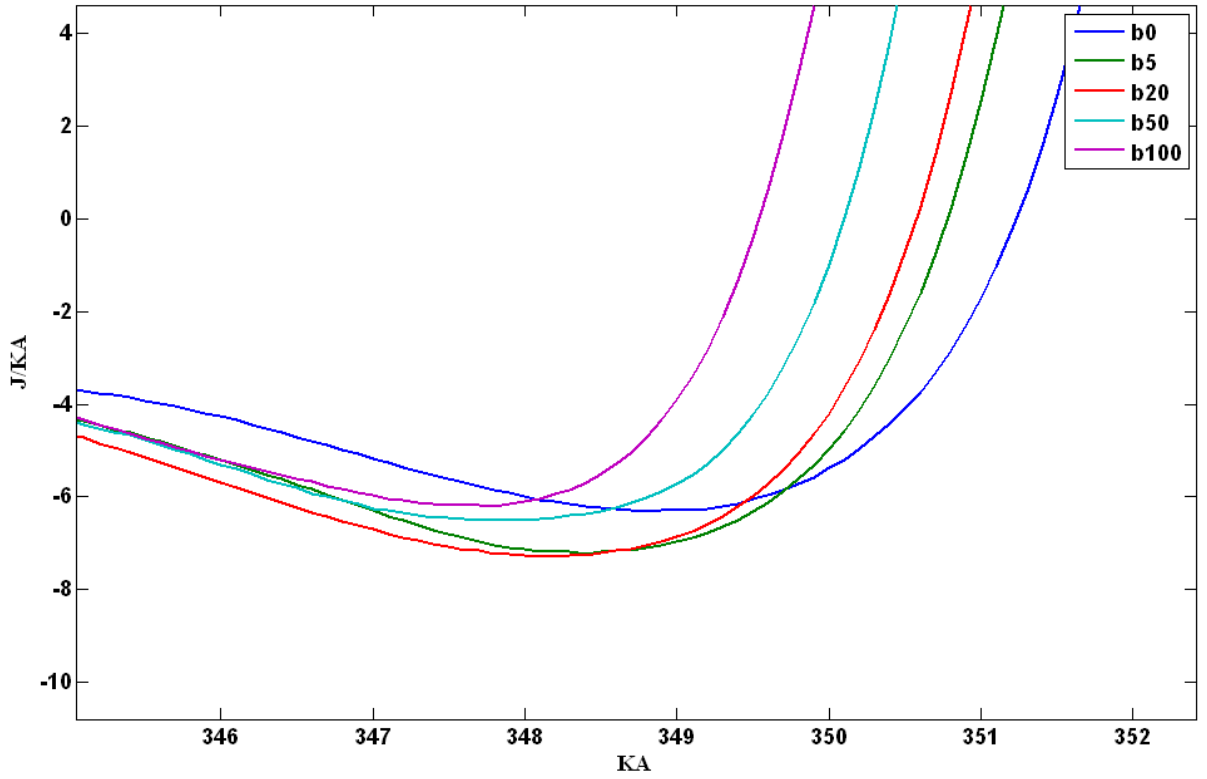
Şekil 6.87 1160 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



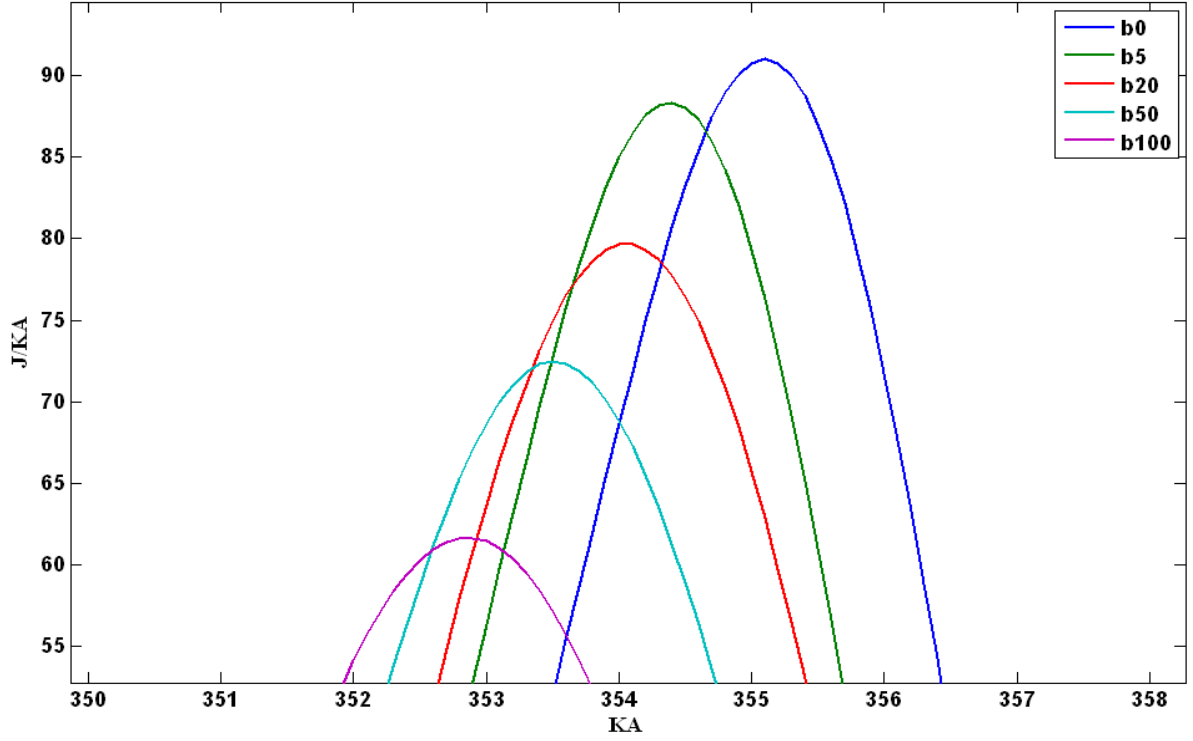
Şekil 6.88 1160 dev/dak şartındaki anlık ısı yayılımı grafiği



Şekil 6.89 1160 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı yanma başlangıç ve tepe bölgesi

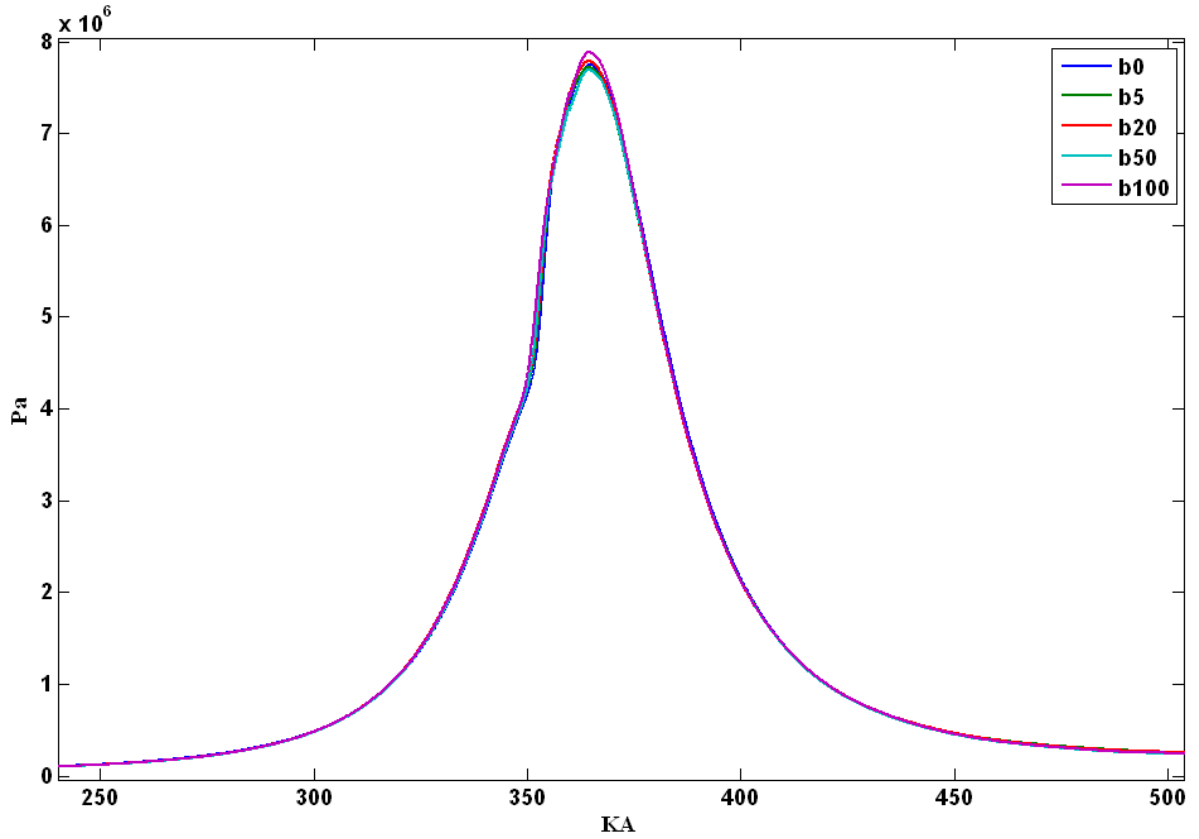


Şekil 6.90 1160 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı grafiği püskürtme bölgesi

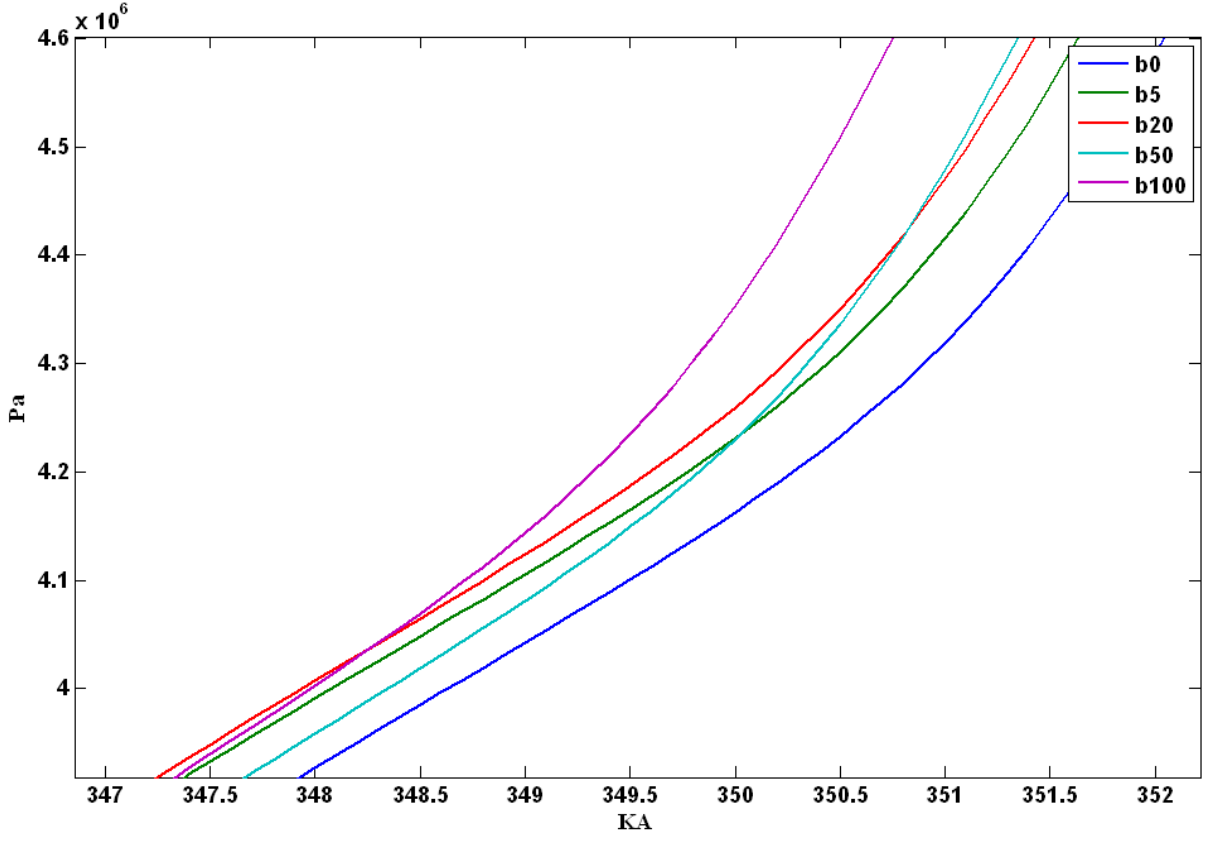


Şekil 6.91 1160 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi

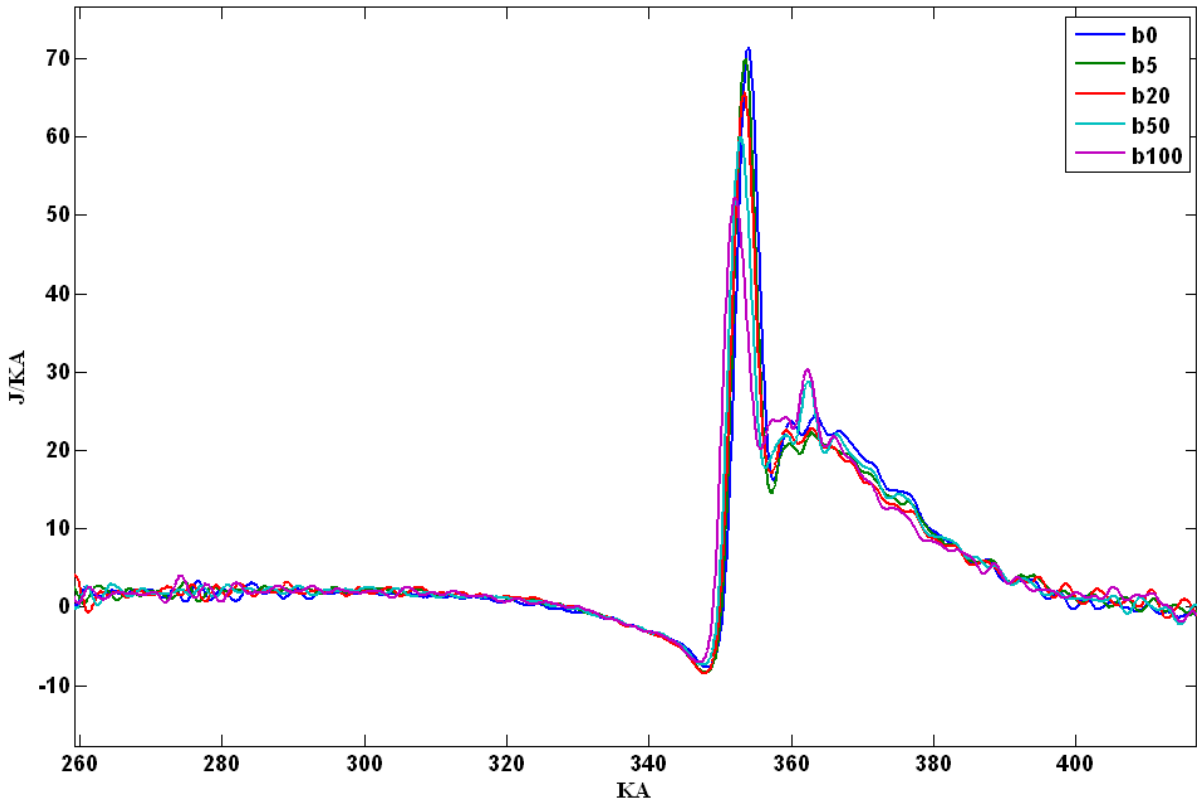
6.5.11 885 Dev/dak Silindir İçi Basınç ve Isı Yayını Grafikleri



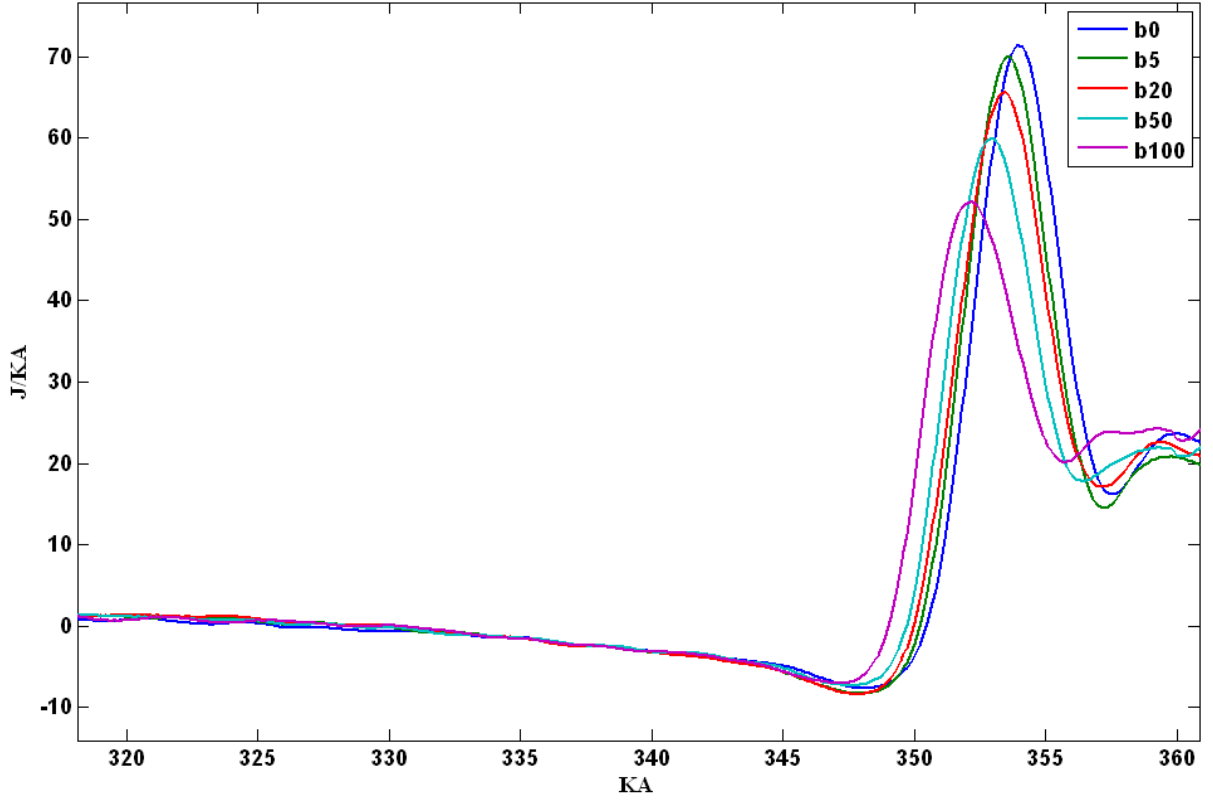
Şekil 6.92 885 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği



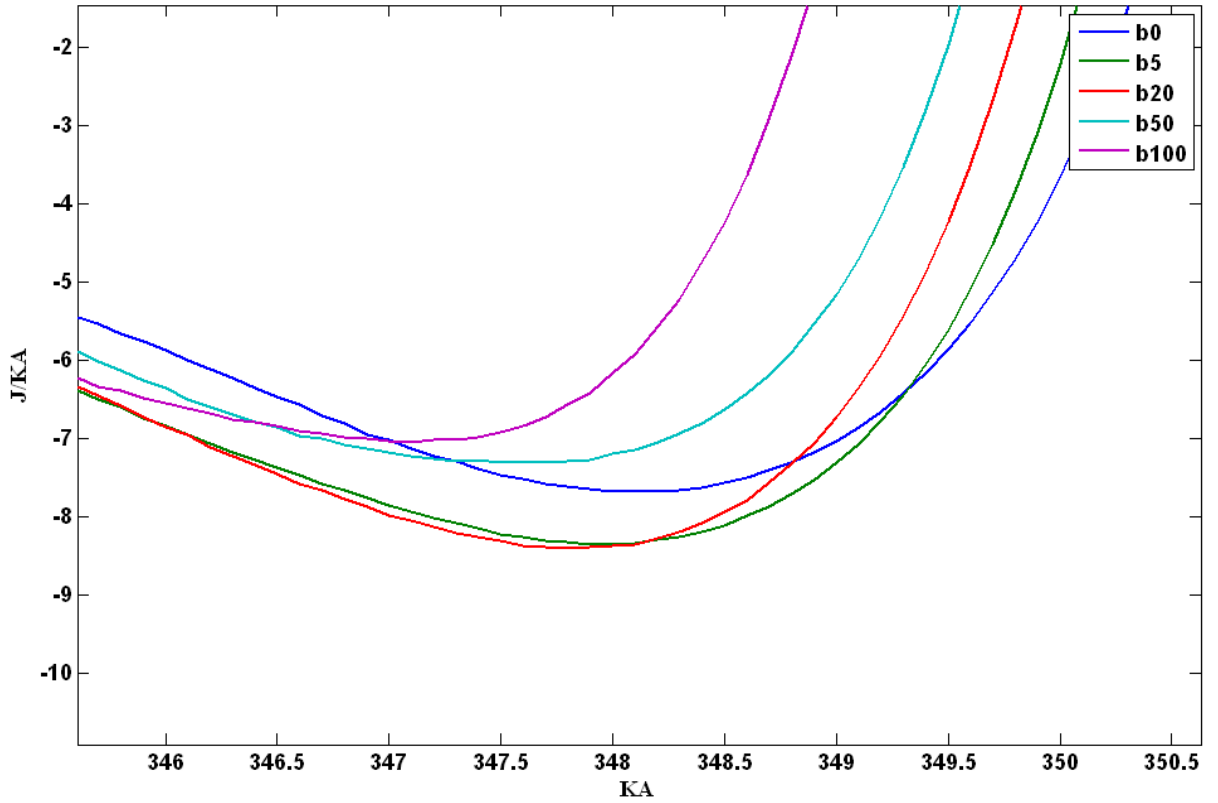
Şekil 6.93 885 dev/dak şartındaki basınç-açı grafiği yanma başlangıcı



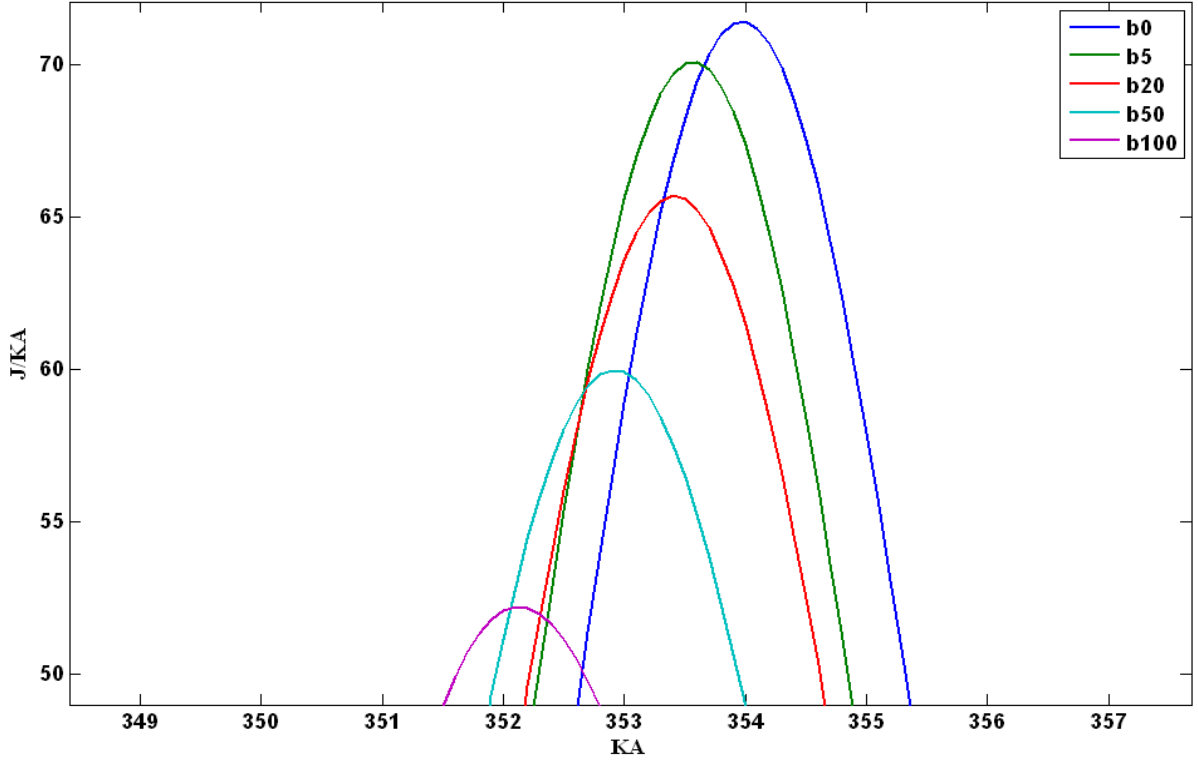
Şekil 6.94 885 dev/dak şartındaki anlık ısı yayımı grafiği



Şekil 6.95 885 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı yanma başlangıç ve ani yanma bölgesi



Şekil 6.96 885 dev/dak şartındaki anlık ısı yayınımlı grafiği püskürtme bölgesi



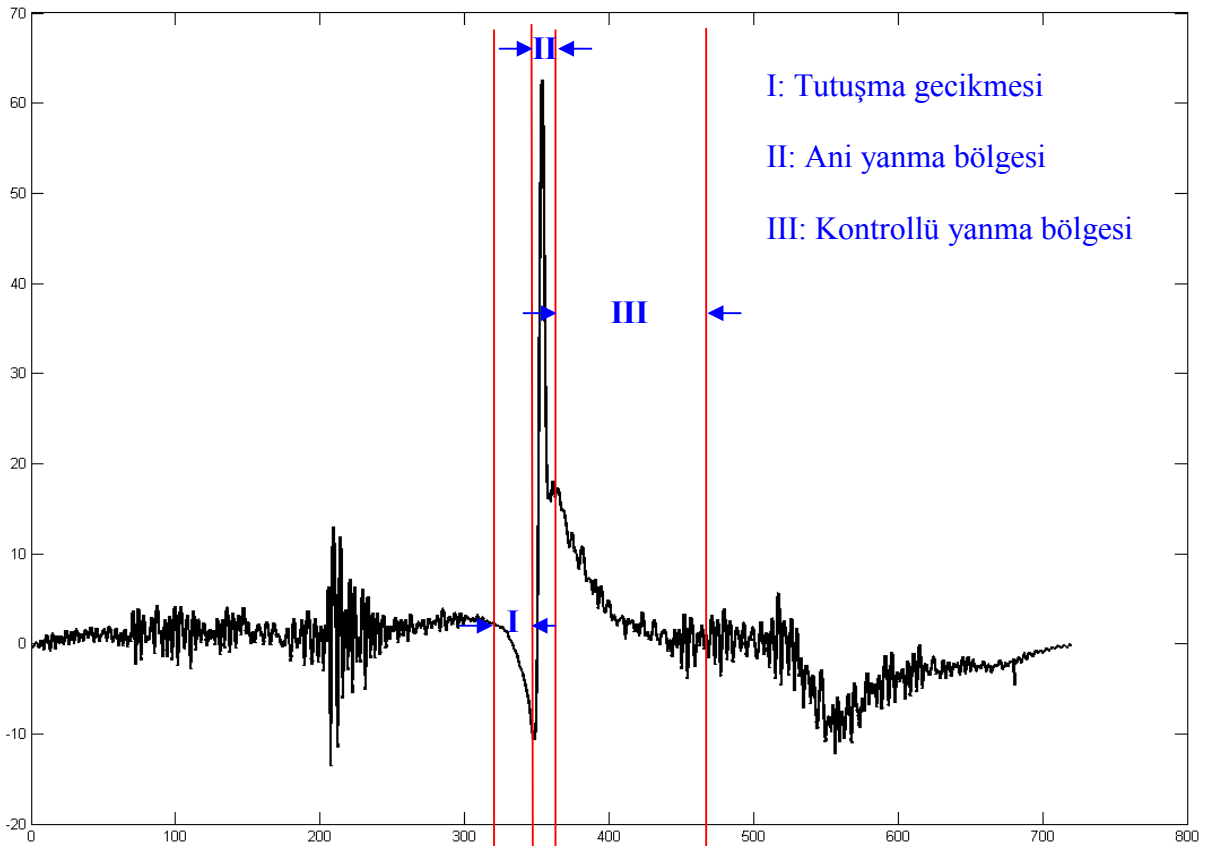
Şekil 6.97 885 dev/dak şartındaki anlık ısı yayını tepe bölgesi

6.6 Isı Yayını Karşılaştırma Sonuçları

Bölüm 6.5'te verilen grafiklerden yola çıkılarak saf motorin ile biyodizel karışımlarının basınç ve ısı yayını hakkında bazı sonuçlara varılabilir:

- Şekil 6.32, Şekil 6.38, Şekil 6.44, Şekil 6.50, Şekil 6.56, Şekil 6.62, Şekil 6.68, Şekil 6.74, Şekil 6.80, Şekil 6.86 ve Şekil 6.92'de sırasıyla 2580 dev/dak, 2465 dev/dak, 2420 dev/dak, 2260 dev/dak, 2020 dev/dak, 1930 dev/dak, 1760 dev/dak, 1500 dev/dak, 1275 dev/dak, 1160 dev/dak ve 885 dev/dak şartlarındaki anlık basınç-açı grafikleri verilmiştir. Bu grafiklerin yorumlanabilmesi için yanma başlangıcı bölgesinin büyütülmesi gerekmektedir.
- Şekil 6.33, Şekil 6.39, Şekil 6.45, Şekil 6.51, Şekil 6.57, Şekil 6.63, Şekil 6.69, Şekil 6.75, Şekil 6.81, Şekil 6.87 ve Şekil 6.93'de sırasıyla 2580 dev/dak, 2465 dev/dak, 2420 dev/dak, 2260 dev/dak, 2020 dev/dak, 1930 dev/dak, 1760 dev/dak, 1500 dev/dak, 1275 dev/dak, 1160 dev/dak ve 885 dev/dak şartlarındaki anlık basınç-krank açısı grafiklerinin yanma başlangıcı bölgelerinin büyütülmüş halleri görülmektedir. Bu grafiklerden 345-360 °KA bölgeleri büyütüldüğünde en erken yanmaya başlayan yakıtın b100 olduğu ve en son yanmaya başlayan yakıtın ise saf motorin olduğu açık bir şekilde görülmektedir. Yani yakıt içeriğindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla yanmaya başlama zamanı öne çekilmektedir.

▪ Elde edilen anlık basınç ve bu basınçlara karşılık gelen krank açıları MATLAB programında yazılan bir kod ile işlenerek anlık ısı yayını-krank açısı grafikleri elde edilmiştir. Bu grafikler Şekil 6.34, Şekil 6.40, Şekil 6.46, Şekil 6.52, Şekil 6.58, Şekil 6.64, Şekil 6.70, Şekil 6.76, Şekil 6.82, Şekil 6.88 ve Şekil 6.94'te gösterilmiştir. Bu grafiklerden ani yanma ve kontrollü yanma bölgeleri açık olarak ayırt edilebilmektedir. Yaklaşık 300 °KA ile 400 °KA arası incelenirse dizel motorların yanma karakteristiği olan iki ayrı yanma karakteristiği görülmektedir. Tutuşma gecikmesinin ardından ani yanma bölgesi ve onun ardından ise kontrollü yanma bölgesi gelmektedir. Tutuşma gecikmesine bağlı olarak yanma odasında biriken yakıt ani bir şekilde yanmakta ve bir tepe noktasına ulaşmaktadır. Bu ilk biriken yakıtın tamamının yanmasında sonra kontrollü yanma bölgesi gelmekte ve tekrar bir tepe noktası oluşmaktadır. Bu karakteristiklerin grafik gösterimi aşağıdadır:



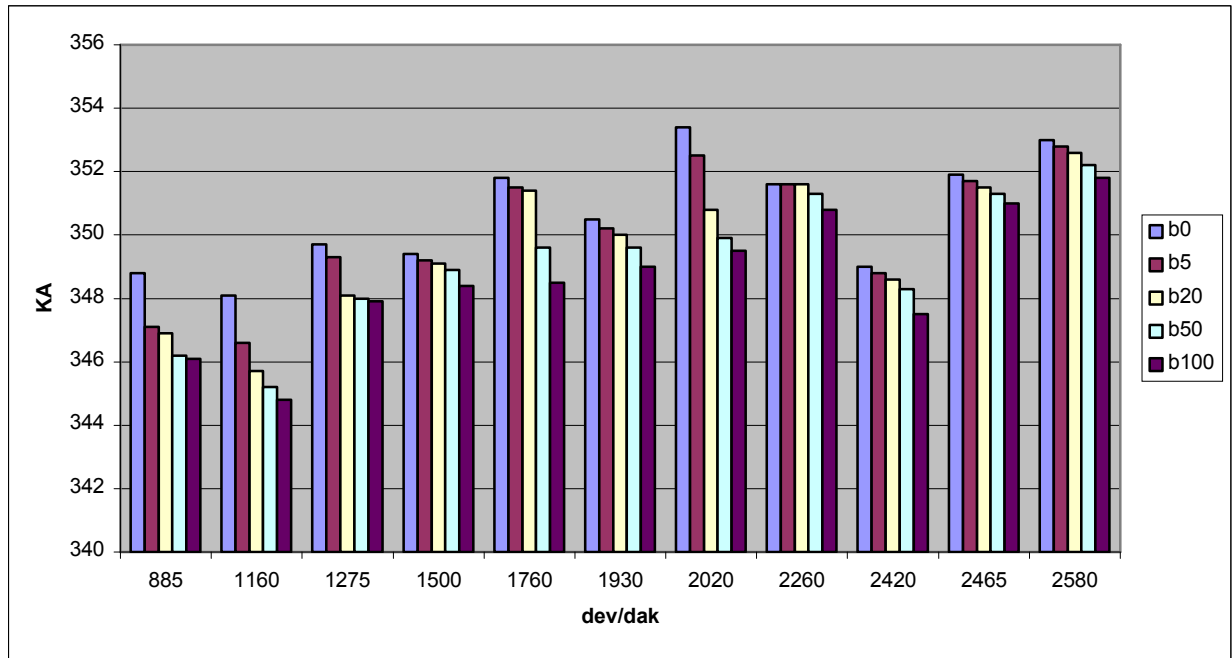
Şekil 6.98 Dizel motor ısı yayını karakteristik eğrisi

▪ Şekil 6.36, Şekil 6.42, Şekil 6.48, Şekil 6.54, Şekil 6.60, Şekil 6.66, Şekil 6.72, Şekil 6.78, Şekil 6.84, Şekil 6.90 ve Şekil 6.96'da verilen grafiklerin tutuşma gecikmesi bölgesi incelenirse aynı motor çalışma şartında b100 en az ısı çeken ve en erken yanmaya başlayan yakıt b0 ise en çok ısı çeken ve dolayısıyla en son yanmaya başlayan yakıt olarak görülmektedir. Yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla çekilen ısı miktarı azalmakta ve yanmaya daha erken başlanmaktadır. Bu bölgede b0 ile b5 oldukça yakın değerler vermektedir.

- Şekil 6.37, Şekil 6.43, Şekil 6.49, Şekil 6.55, Şekil 6.61, Şekil 6.67, Şekil 6.73, Şekil 6.79, Şekil 6.85, Şekil 6.91 ve Şekil 6.97’da verilen ısı yayılım grafiklerinin tepe noktaları kıyaslanırsa, yanmaya erken başlayan yakıtların yanma hızları yüksek ve çıkış eğrileri daha dik olarak gözükmemektedir. Bu yüzden maksimum ısı yayılımı bölgesine daha erken ulaşmaktadırlar. Yani yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla yakıtlar maksimum ısı yayılım noktalarına daha erken ulaşmaktadır.
- Yakıtlar en yüksek ısı yayılım değerleri açısından kıyaslanırsa, erken tepe noktasına ulaşan yakıtların maksimum ısı yayımları düşük kalmakta, daha geç ulaşanların ise daha yüksek olarak gerçekleşmektedir. Sonuç olarak yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla ısı yayımlarının tepe noktası değerleri düşmektedir.

6.7 Yakıtların Yanma Başlangıcı Değişimleri

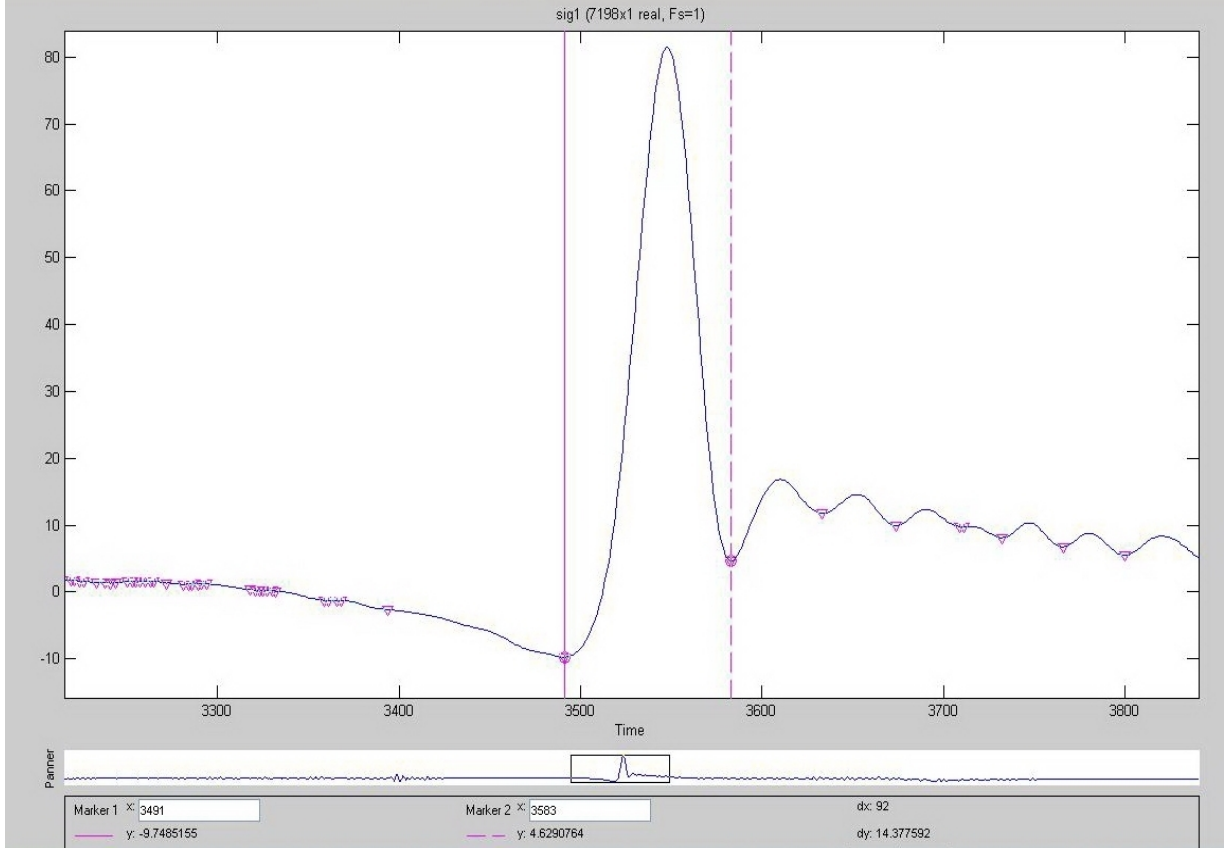
6.7.1 Yakıtlar İçin Yanma Başlangıcı Değişimleri



Şekil 6.99 Yanma başlangıcı değişimi karşılaştırması

6.8 Yakıtların Yanma Başlangıcı Tartışma ve Sonuçları

Ani yanma başlangıcı ve ani yanma bölgesinin sonunun bulunması için anlık ısı yayını grafikleri kullanılmış, bu grafikler MATLAB programının Signal Processing Tool eklentisi yardımıyla analiz edilmiştir. Bu eklenti ile en düşük noktalar bulunarak yanma başlangıç noktaları ve ani yanma sonu noktaları bulunmuştur. Şekil 6.100'de örnek bir analiz gösterilmiştir:



Şekil 6.100 Isı yayını-acı grafiğinin Signal Processing Tool ile analizi

- Şekil 6.99'da gösterilen yakıtların yanma başlangıç noktaları incelenirse her motor çalışma şartında biyodizelin daha önce yanmaya başladığı gözlemlenmiştir.
- Yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla yanma başlangıç noktası üst ölü noktadan uzaklaşmaktadır.

7. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu çalışmada bir dizel motorunda motorinin ve motorin-biyodizel karışımlarının farklı çalışma koşullarındaki performans, egzost emisyonları ve ısı yayınımlarının karşılaştırılması yapılmış ve bu amaçla bilgisayar kontrollü bir dizel motor test düzeneği geliştirilmiştir.

Geliştirilen ve kurulan dizel motor test düzeneği tamamen bilgisayar kontrollü olup, bütün veriler LABVIEW yazılımı kullanılarak National Instruments veri toplama kartı vasıtasıyla bilgisayar ortamında kayıt altına alınmıştır. Bu düzenekte motorun yakıt tüketimi, torku, gücü, devri, silindir içi anlık basıncı ve egzost emisyonları oldukça hassas olarak ölçülmüştür. Ayrıca motor yükü ve motor devri de geliştirilen yazılım sayesinde bilgisayar ile hassas olarak kontrol edilmiştir. Silindir içi basınç ölçümü her bir 0,1 krank açısında gerçekleştirilmiştir.

Termodinamiğin birinci yasasının çözülmesiyle elde edilen içten yanmalı motorlar için ısı yayınımları ifadeleri kullanılarak bir MATLAB programı yazılmış ve bu program ile ısı yayınımları analizleri yapılmıştır.

Isı yayınımları sonuçlarına göre; yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla yakıtların daha erken yanmaya başladıkları görülmüştür. Daha erken yanmaya başlayan yakıtların yanma eğrilerinin diğerlerine göre daha dik olduğu ve daha hızlı yandıkları tespit edilmiştir. Genel eğilim olarak b0 ile b100 arasında ortalama 1 °KA'lık bir fark olduğu gözlemlenmiştir. Biyodizel yakıtının daha erken yanmaya başlaması literatürdeki Radu R. (2009), Qi D. H. (2009), Sahoo P. K. (2008), Agarwal A. K. (2006)'ın çalışmaları ile örtüşmektedir.

Yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla daha erken yanmaya başlayan yakıtların tepe noktalarına daha erken ulaştıkları ve bu yüzden en yüksek ısı yayınımlarının daha düşük kaldığı gözlemlenmiştir. b100 her motor çalışma şartında yaklaşık olarak b0'a göre 2 °KA daha erken tepe noktasına ulaşmıştır. Biyodizel yakıtının en yüksek alık ısı yayınımlarının motorine göre düşük kaldığı Acharya K., Dahodwala (2009), Sahoo P. K. (2008), Agarwal A. K. (2006) tarafından yapılan çalışmalar ile desteklenebilmektedir.

Yüksek yüzdede biyodizel içeren yakıtların en yüksek ısı yayınımlarının düşük olması ve dolayısıyla toplam ısı yayınımlarının düşük kalması sebebiyle ürettikleri gücün de saf motorine göre düşük kaldığı görülmüştür. b0 ile b100 yakıtlarının en yüksek ısı yayınımları arasında yaklaşık %15'lik bir fark olduğu hesaplanmıştır.

Yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin artmasıyla yanma başlangıç noktası üst ölü noktadan uzaklaşmaktadır. Bu değişim Sahoo P. K. (2008), Qi D. H. (2009), Agarwal A. K. (2006)'ın

çalışmalarında da görülmektedir.

Bütün yakıtlar için güç devir ile birlikte artmakta, en yüksek değerine 2260 dev/dak şartında ulaşmakta ve bu devirden sonra düşme eğilimi göstermektedir. Ayrıca, bütün yakıtlar için motor momenti 1500 dev/dak şartına kadar artmakta, bu devirde en yüksek değerlerine ulaşmaktadır. Daha yüksek devirlere çıkıldıkça azalma eğilimi göstermektedir. Güç eğrisinin değişimi Radu R. (2009), Nişancı S., (2007), Balci B., (2005), Qi D. H. (2009)'nin yaptıkları çalışmalar ile örtüşmektedir.

En az yakıt tüketiminin b0 için 2420, b5 için 1500, b20 için 1500, b50 için 1760 ve b100 için 1275 dev/dak şartlarında sağlandığı gözlemlenmiştir.

Yakıtların motordaki yakıt tüketimi karşılaştırmalarında düşük devir yüksek yük şartlarında biyodizel ve biyodizel karışımlarının motorine göre daha az yakıt tükettiği, yüksek devir düşük yük şartlarında ise biyodizelin yakıt tüketiminin en fazla olduğu görülmüştür.

Her yakıt için CO₂ emisyonlarının 2000 dev/dak şartına kadar artış gösterdiği, bu noktadan itibaren ise düşüşe geçtiği tespit edilmiştir. O₂ emisyonları değişimi 2000 dev/dak şartına kadar her yakıt için azalma, bu devirden itibaren yükselme eğilimi göstermektedir. NO_x emisyonları her yakıt için artan devirler birlikte düşme eğilimi göstermektedir. THC emisyonları 1900 dev/dak şartında her yakıt için minimum değer göstermiştir. CO emisyonları, yakıt içerisindeki biyodizel yüzdesinin azalmasıyla 2000 dev/dak ve altındaki şartlarda emisyon ölçüm cihazının sınırları dışarısında kalmıştır. Bütün devir şartlarında sadece b100 yakıtının CO emisyonları ölçülebilmektedir.

CO₂ emisyonlarının karşılaştırılmasında her motor şartında b100'ün b0'ın altında kaldığı ve yakıt karışımlarının ise bu iki eğri arasında değiştiği tespit edilmiştir. O₂ emisyonları karşılaştırmalarında b100 yakıtının b0'a göre daha yüksek seyrettiği ve yakıt karışımlarının bu iki eğri arasında değiştiği görülmüştür. NO_x emisyonları için her motor çalışma şartında b100, b0 yakıtına göre daha yüksekte kalmıştır. Yakıt karışımlarının bu iki eğri arasında değiştiği tespit edilmiştir. THC emisyonları en yüksek b0 için oluşmuş, biyodizel karışımları her motor çalışma şartında b0'ın altında kalmıştır. Egzost emisyon sonuçları ölçüm sonuçları ve eğrilerin değişimi olarak Nişancı S., (2007), Qi D. H. (2009), Acharya K., Dahodwala (2009) çalışmaları ile örtüşmektedir.

8. KAYNAKLAR

- Acharya K., Dahodwala M., Bryzik W., Henein N.i Sova N., (2009), "Effect of Different Biodiesel Blends on Autoignition, Combustion, Performance and Engine-Out Emissions in a Single Cylinder HSDI Diesel Engine", SAE Technical Papers
- Agarwal A. K., (2006), "Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines", Progress in Energy and Combustion Science
- Balci B., (2005), "Dizel Motor Yakıtı Olarak Kullanılan Atık Bitkisel Yağ Esterlerinin Maksimum Basınç Ve Tutuşma Gecikmesi Açısından Motorin İle Karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi
- Borman L. G., Ragland W. K., (1998), "Combustion Engineering", McGraw Hill
- Brunt M. F. J., Platts K. C., (1999), "Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines", SAE Technical Papers
- Brunt M. F. J., Rai H., Emtage A. L., (1998), "The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data", SAE Technical Papers
- Durmaz B., (2008), "Örnek dizel motorda motorin ve atık kızartma yağından elde edilmiş biyodizel için EGR stratejilerinin karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi
- Ferguson C. R., Kirkpatrick A. T., (2000), "Internal Combustion Engines", Wiley
- Ghojel J., Honnery D., "Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines", Applied Thermal Engineering
- Heywood J. B, (1988), "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw Hill International Editions
- Homsy S. C., Atreya A., (1997), "An Experimental Heat Release Rate Analysis of a Diesel Engine Operating Under Steady State Conditions", SAE Technical Papers
- Kolchin A., Demidov V., (1984), "Design of Automotive Engines", MIR Publishers, Moscow
- Lakshminarayanan P. A., Aghav Y. V., Dani A. D., Mehta P. S., (2002), "Accurate prediction of the rate of heat release in a modern direct injection diesel engine", Proc Instn Mech Engrs Vol 216
- Merker P. G., Schwarz C., Stiesch G., Otto F., (2006), "Simulating Combustion", Springer

Nişancı S., (2007), “Biyodizel Yakıt Karışımlarının Performans Ve Emisyon Üzerine Etkilerinin Deneysel Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi

Özsezen A. N., Çanakçı M., Türkcan A., Sayın C., (2009), “Performance and combustion characteristics of a DI diesel engine fueled with waste palm oil and canola oil methyl esters”, Fuel

Qi D. H., Geng L. M., Chen G. H., Bian Y. Z. H., Liu J., Ren X. CH., (2009), “Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil”, Renewable Energy

Radu R., Petru C., Edward R., Gheorghe M., (2009), “Fueling an D.I. agricultural diesel engine with waste oil biodiesel: Effects over injection, combustion and engine characteristics”, Energy Conversion and Management

Sahoo P. K., (2008), “Combustion analysis of Jatropha, Karanja and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine”, Fuel

Stiesch G., (2003), “Modeling Engine Spray And Combustion Processes”, Springer

Szybist J. P., Song J, Alam M., Boehman A. L., (2006), “Biodiesel combustion, emissions and emission control”, Fuel Processing Technology

Yaşar H., Soyhan H. S., Walmsley H., Head B., Sorousbay C., (2007), “Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling”, Applied Thermal Engineering

9. ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 10.05.1984

Doğum yeri İstanbul

Lise 1999-2002 Hüseyin Avni Sözen Anadolu Lisesi

Lisans 2002-2006 Yıldız Üniversitesi Makina Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2006-2010 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2007-2009 TÜDEV Eğitim Merkezi Araştırma Görevlisi
2009-Devam ediyor Piri Reis Üniversitesi Araştırma Görevlisi