

**İÇTEN YANMALI DÖRT ZAMANLI BİR MOTOR İÇİN SUPAP  
MEKANİZMASI TASARIMI**

**Suat SARIDEMİR**

**DOKTORA TEZİ  
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2009  
ANKARA**

Suat SARIDEMİR tarafından hazırlanan İÇTEN YANMALI DÖRT ZAMANLI BİR MOTOR İÇİN SUPAP MEKANİZMASI TASARIMI adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Halit KARABULUT .....  
Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Nizami AKTÜRK .....  
Makine Mühendisliği, G.Ü.

Prof. Dr. Halit KARABULUT .....  
Makine Eğitimi, G.Ü.

Prof. Dr. M. Sahir SALMAN .....  
Makine Eğitimi, G.Ü.

Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU .....  
Makine Eğitimi, G.Ü.

Doç. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN .....  
Makine Eğitimi, Afyon Kocatepe Ü.

Tarih : 01/07/2009

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nail ÜNSAL .....  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

**Suat SARIDEMİR**

# İÇTEN YANMALI DÖRT ZAMANLI BİR MOTOR İÇİN SUPAP

## MEKANİZMASI TASARIMI

(Doktora Tezi)

Suat SARIDEMİR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2009

### ÖZET

Otomobil motorlarının supap sisteminde kullanılan kamların profilleri belirlenirken, gaz akış performansının yanı sıra sisteminin uzun ömürlü olması, sessiz ve titreşimsiz çalışması, sürtünme kuvvetleri ve güç tüketiminin az olması gibi şartlarda göz önünde bulundurulur. Akış performansının yüksek olması supap kursunun büyük olmasını gerektirir. Sistemin uzun ömürlü olması, sessiz ve titreşimsiz çalışması ve sürtünmelerin en aza indirilmesi ise supap kursunun az olmasını gerektirir. Kam profilinin tasarımı her iki şartı sağlayacak bir optimizasyondur.

Bu çalışmada, TEF 07/2006-11 projesi kapsamında imal edilmekte olan deney motorunun kam profilleri tasarlanmış, imal edilmiş ve denenmiştir. İstatistik değerler göz önünde bulundurularak, emme ve egzoz supapları için 6 mm' lik bir kurs seçilmiş ve kam profilleri belirlenmiştir. Kam profilleri belirlenirken kam yüzeyinin itici yüzeyine çift noktadan temas etmesi ve iticinin zıplamasına sebep olacak büyüklükte ivmelerden kaçınılmıştır. Kam profilleri değiştirilerek mümkün olan minimum yay kuvvetleri elde edilmiştir. Peugeot-406 motorunun supap sisteminin, imal edilmekte olan prototipe adaptasyonu dinamik açıdan araştırılmıştır. Supap kursu aynı kalmak kaydıyla açılma ve kapanma süreçlerinin değişmesinin sistemin dinamik davranışları üzerindeki etkileri

**incelenmiştir. Kam milinin hızı 4500 rpm yi geçmediği sürece supap iticisinin kam üzerinde zıplama yapmayacağı anlaşılmıştır. Toplam açık kalma periyodu 120°, 124°, 128° ve 130° olan dört farklı kam mili imal edilerek deneysel olarak motorun performansına etkileri araştırılmıştır.**

**Bilim Kodu : 708.3.026**  
**Anahtar Kelimeler : Supap sistemi, kam eğrisi, klasik spline, dinamik davranışlar**  
**Sayfa Adedi : 147**  
**Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Halit KARABULUT**

**DESIGN OF THE VALVE TRAIN MECHANISM OF AN INTERNAL  
COMBUSTION ENGINE WITH FOUR STROKS**

**(Ph. D. Thesis )**

**Suat SARIDEMİR**

**GAZI UNIVERSITY  
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**June 2009**

**ABSTRACT**

**When designing the cam profiles of an automobile engine, beside the performance of gaz flow, one should consider that the system should have a long life-period, work client and without vibration, generate lesser friction forces and consume lesser power. The higher flow performance requires relatively higher valve displacement. However, for a system having long life-period, working client and without vibration and generating lowest friction forces, a lower valve displacement is required. Design of the cam profile is an optimization satisfying both conditions.**

**In this study the cam profiles of the prototype of an Internal Combustion Engine financially founded by the Gazi University Research Projects Unite, were designed, manufacture and tested. By regarding the statistical values used before, the lifts of valves were selected as 6 mm and using the classical spline method, the cam profiles were designed. While determining the cam profiles, double point contact of the cam surface to the follower surface and higher accelerations causing the followers to jump off the cam were avoided. The minimum spring force possible was obtained by changing cam profiles. Adaptability of valve system of Peugeot-406 engine to the prototype being constructed was investigated from dynamic point of view. Effects of variations**

**of valve lift and valve fall periods on the dynamic behavior of valve system was examined under the same lift condition. It was determined that as long as the speed of the cam shaft remains below 4500 rpm, the followers do not jumps off the cam. Effects of open remaining periods of valves on the engine performance was experimentally investigated by manufacturing four different cam profiles having 120°, 124°, 128° and 130° total open remaining periods.**

**Science Code : 708.3.026**

**Key Words : Valve system, cam curve, classical spline, dynamic behavior**

**Page Number : 147**

**Adviser : Prof. Dr. Halit KARABULUT**

**TEŞEKKÜR**

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Prof. Dr. Halit KARABULUT'a yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım hocalarım Prof. Dr. Nizami AKTÜRK ve Prof. Dr. Sahir SALMAN'a, ayrıca imalat işlemlerinde yardımcı olan Araő. Gör. Erkan ÖZTÜRK'e teőekkürü bir borç bilirim.



**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....	xiv
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xviii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xix
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	4
2.1. Kam Profili Tasarlama Yöntemleri İle İlgili Yapılan Çalışmalar.....	4
2.2. Kam Dinamiği ve Kinematiği İle İlgili Yapılan Çalışmalar .....	11
3. İMALATI YAPILAN MOTORUN TANITILMASI .....	18
3.1. Sabit Hacimde Yanma Yaklaşımı .....	19
3.2. Supap Zamanlaması .....	24
3.3. Teorik Supap Açılması.....	25
4. KAM PROFİLİ ELDE EDİLMESİNDE KULLANILAN HAREKET DENKLEMLERİ .....	27
4.1. Tek Beklemeli (RFD) Hareket Denklemleri .....	27
4.1.1. 2-3 polinomu .....	27
4.1.2. 3-4-5-6 polinomu .....	31
4.1.3. Basit harmonik hareket eğrisi.....	36
4.1.4. Çift harmonik hareket eğrisi .....	38

	<b>Sayfa</b>
4.2. Çift Dövelli (RDFD) Hareket Denklemleri .....	40
4.2.1. 3-4-5 polinomu.....	40
4.2.2. 4-5-6 -7 polinomu .....	44
4.2.3. Sikloid hareket eğrisi .....	49
4.3. Klasik Spline Fonksiyonu .....	52
4.3.1. Düzgünlük eşitlikleri.....	54
4.3.2. İnterpolasyon eşitlikleri.....	57
4.3.3. Sınır şartları.....	57
5. BASINÇ AÇISI.....	62
5.1. Basınç Açısının Değişimi.....	64
5.2. Kam Boyutuna Göre Basınç Açısı .....	66
6. MOTOR İÇİN KAM PROFİLİ TASARIMLARININ YAPILMASI .....	69
6.1. Kam Eğrisinin Türevine Göre Geliştirilen Matematiksel Bir Model.....	70
6.2. Klasik Spline Yöntemi ile Kam Profillerinin Elde Edilmesi.....	77
7. KAM HAREKETİNİN GERİ DÖNÜŞ YAYINA DİNAMİK ETKİSİ.....	93
7.1. Yay Kütle Sisteminin Dikey Durumdaki Eşitliği.....	95
7.2. İmalatı Yapılan Kam Mekanizmasının Ve Motorun Doğal Frekanslarının Bulunup Karşılaştırılması .....	97
8. MATERYAL VE METOT .....	100
8.1. Deney Yeri .....	100
8.2. Deney Motoru .....	100
8.3. Deneylerde Kullanılan Yakıt Enjeksiyon Sistemi.....	101
8.4. Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri .....	102

**Sayfa**

8.4. Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri .....	102
8.4.1. Dinamometre.....	102
8.4.2. Egzoz gaz analizörü .....	103
8.4.3. Kronometre .....	103
8.5. Deneylerde Yapılan Ölçüm ve Hesaplamalar .....	104
8.5.1. Deney motorunun moment ve gücünün ölçülmesi.....	104
8.5.2. Yakıt tüketimi ve özgül yakıt tüketiminin ölçülmesi.....	104
8.5.3. Hava tüketimi ve volümetrik verim .....	106
8.5.4. Egzoz emisyonlarının ölçülmesi .....	106
8.5.5. Supap Zamanlamasına Göre Kam Pozisyon Açısının Ayarlanması .....	107
9. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	108
9.1. Volümetrik Verim .....	108
9.2. Motor Momenti .....	110
9.3. Motor Gücü .....	111
9.4. Özgül Yakıt Tüketimi .....	115
9.5. Egzoz Emisyonları .....	116
9.5.1. Hidrokarbon (HC) emisyonları .....	116
9.5.2. Karbonmonoksit (CO) emisyonları.....	117
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	118
KAYNAKLAR .....	120
EKLER.....	125
EK-1 130° Kam Profili Elde Etmek İçin Kullanılan Program .....	126
EK-2 Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları.....	128

**Sayfa**

EK-3 124° Supap Açık Kalma Süresi İçin Klasik Spline Yöntemi İle Çizilen Yer Değişirme, Hız, İvme, Sıçrama Denklemleri .....	142
ÖZGEÇMİŞ .....	146

**ÇİZELGELERİN LİSTESİ**

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Faz açlarına göre sıkıştırma oranı değerleri.....	24
Çizelge 4.1. Düğüm noktası yerleşimi ve sınır şartları.....	53
Çizelge 4.2. Farklı supap sistemi kütleleri için elde edilen kuvvet değerleri.....	61
Çizelge 6.1. 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresi için sınır şartları .....	78
Çizelge 6.2. Farklı supap sistemi kütleleri için elde edilen kuvvet değerleri.....	80
Çizelge 6.3. 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresi için sınır şartları.....	83
Çizelge 6.4. Farklı supap sistemi kütleleri için elde edilen kuvvet değerleri.....	85
Çizelge 6.5. 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresi için sınır şartları.....	88
Çizelge 6.6. Farklı supap sistemi kütleleri için elde edilen kuvvet değerleri.....	89
Çizelge 7.1. Yaya uygulanan kuvvetlere göre yay boyları.....	98
Çizelge 8.1. Sun MGA-1200 egzoz gaz analizörünün teknik özellikleri.....	103

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.1. Sabit hacimde yanma ilkesine göre çalışan bir motorun genel görünümü.....	19
Şekil 3.2. Kol muyluları arasında 30° faz farkı bulunan krank mili .....	20
Şekil 3.3. İdeal ve gerçek otto çevriminin karşılaştırmalı P-V diyagramları.....	21
Şekil 3.4. İdeal Otto çevriminin ısı veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi .....	22
Şekil 3.5. Krank mili muylusundaki farklı faz açılara göre çevrimleri karşılaştırmalı P-V diyagramları .....	23
Şekil 3.6. Klasik bir motorda supap zamanlama diyagramı.....	24
Şekil 3.7. Supap yer değiştirme, hız ve ivme grafikleri .....	26
Şekil 4.1. 2-3 polinomunun yer değiştirme, hız ve ivme ve sıçrama grafikleri .....	30
Şekil 4.2. Polar koordinatlarda 2-3 polinomuna göre elde edilen kam profili.....	31
Şekil 4.3. 3-4-5-6 polinomunun yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri .....	35
Şekil 4.4. Polar koordinatlarda 3-4-5-6 polinomuna göre elde edilen kam profili....	35
Şekil 4.5. Basit harmonik hareketin yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri.....	37
Şekil 4.6. Polar koordinatlarda basit harmonik harekete göre elde edilen kam profili .....	38
Şekil 4.7. Çift Harmonik hareket eğrisinin yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri.....	39
Şekil 4.8. Polar koordinatlarda çift harmonik harekete göre çizilen kam profili.....	40
Şekil 4.9. 3-4-5 polinomunun yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri.....	43
Şekil 4.10. Polar koordinatlarda 3-4-5 polinomuna göre elde edilen kam profili....	44
Şekil 4.11. 4-5-6-7 polinomunun yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri ...	48

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.12. Polar koordinatlarda 4-5-6-7 polinomuna göre elde edilen kam profili .....	49
Şekil 4.13. Sikloid hareket eğrisi .....	50
Şekil 4.14. Sikloid hareketin yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri .....	51
Şekil 4.15. Polar koordinatlarda sikloid harekete göre elde edilen kam profili .....	52
Şekil 4.16. Spline fonksiyonuna göre çizilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama eğrileri .....	60
Şekil 4.17. Polar koordinatlarda klasik spline yöntemiyle çizilen kam profili .....	61
Şekil 5.1. Basınç açısı .....	62
Şekil 5.2. Kam dönüş yönünün basınç açısına etkisi .....	63
Şekil 5.3. Basınç açısının değişimi .....	64
Şekil 5.4. Kam boyutunun basınç açısına etkisi .....	66
Şekil 5.5. Tasarımı yapılan kam profili için basınç açısı .....	68
Şekil 6.1. Kam eğrisinin türevine göre geliştirilen matematiksel model .....	69
Şekil 6.2. 2,26 radyan (130°) supap açık kalma süresi için elde edilen kam profili .....	75
Şekil 6.3. 130° supap açık kalma süresi için supap zamanlama diyagramı .....	75
Şekil 6.4. 130° supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı farkı .....	76
Şekil 6.5. Polar koordinatlarda 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresine göre elde edilen kam profili .....	79
Şekil 6.6. 1500 d/d'da 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresi için kurs, hız, ivme ve sıçrama grafikleri .....	79
Şekil 6.7. 3000 d/d'da 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresi için kurs, hız, ivme ve sıçrama grafikleri .....	80
Şekil 6.8. 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresi için supap zaman ayar diyagramı .....	81

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 6.9. 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı farkı.....	82
Şekil 6.10. Autocad programında çizilen 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri .....	82
Şekil 6.11. Polar koordinatlarda 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresine göre elde edilen kam profili .....	83
Şekil 6.12. 1500 d/d'da 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresi için kurs, hız, ivme ve sıçrama grafikleri.....	84
Şekil 6.13. 3000 d/d'da 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresi için kurs, hız, ivme ve sıçrama grafikleri.....	85
Şekil 6.14. 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresi için supap zaman ayar diyagramı.....	86
Şekil 6.15. 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı farkı.....	86
Şekil 6.16. Autocad programında çizilen 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri .....	87
Şekil 6.17. Polar koordinatlarda 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresine göre elde edilen kam profili .....	88
Şekil 6.18. 1500 d/d'da 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresi için kurs, hız, ivme ve sıçrama grafikleri.....	89
Şekil 6.19. 3000 d/d'da 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresi için kurs, hız, ivme ve sıçrama grafikleri.....	90
Şekil 6.20. 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresi için supap zaman ayar diyagramı.....	91
Şekil 6.21. 2,234 radyan (128°)supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı farkı.....	91
Şekil 6.22. Autocad programında çizilen 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri .....	92
Şekil 7.1. Yay için dinamik model.....	93



<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 7.2. Kam dönüşüne göre yay kuvveti .....	95
Şekil 7.3. Yay kütle sistemi .....	95
Şekil 7.4. Yaya uygulanan kuvvete göre yay boyu.....	98
Şekil 8.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü .....	102
Şekil 9.1. Farklı kam profilleri göre $\frac{1}{2}$ gaz kelebek açıklığı için motor devrine bağlı olarak volumetrik verimin değişimi .....	109
Şekil 9.2. Farklı kam profilleri için motor devrine bağlı olarak moment değişimi .	110
Şekil 9.3. Farklı kam profilleri için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi.....	111
Şekil 9.4. Motor devrine bağlı olarak sürtünme momentinin değişimi .....	113
Şekil 9.5. Motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi .....	114
Şekil 9.6. Motor devrine bağlı olarak motor momentinin değişimi.....	114
Şekil 9.7. Dört farklı kam profili için motor devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimi .....	115
Şekil 9.8. Motor devrine bağlı olarak HC emisyonlarının değişimi .....	116
Şekil 9.9. Motor devrine bağlı olarak CO emisyonlarının değişimi .....	117

## RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. İmalatı yapılan motorda pistonların ÜÖN yakınlarındaki konumları.....	18
Resim 3.2. İmalatı yapılan motorda kullanılan silindir kapağı ve yanma odası .....	20
Resim 6.1. Kam taşlama tezgahında kullanılan kam şablonu .....	76
Resim 6.2. 130° supap açık kalma süresine sahip kam mili.....	77
Resim 6.3. İmalatı yapılan kam mili ve üzerindeki kamlar .....	77
Resim 6.4. Kam profillerin takılacağı mil.....	78
Resim 6.5. Tel erozyonda kesilen 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri .....	83
Resim 6.6. Tel erozyon ile kesilen 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri .....	87
Resim 6.7. Tel erozyonda kesilen 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri.....	92
Resim 8.1. Deney düzeneğinin görünümü .....	100
Resim 8.2. Deney motoru .....	101
Resim 8.3. Deneylerde kullanılan yakıt enjeksiyon modülü.....	102
Resim 8.4. Sun MGA-1200 marka egzoz gaz analizörü.....	103
Resim 8.5. Deneylerde kullanılan dijital terazi.....	105
Resim 8.6. Deneylerde kullanılan hava akış metresi .....	106
Resim 8.7. Supap zamanlama diyagramına göre kam pozisyon açısının ayarlanması .....	107
Resim 9.1. Bozulan yatak .....	112
Resim 9.2. Yeniden imal edilen yataklar .....	106

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
<b>h</b>	Maksimum supap kursu, mm
<b><math>\theta</math></b>	Supap hareketine göre supap açısı, rad
<b><math>\beta</math></b>	Maksimum supap açık kalma açısı, rad
<b>s</b>	Supabın yukarı yöndeki yer değiştirmesi, mm
<b>x</b>	$\theta / \beta$ 'ya göre değişen bağımsız değişken
<b>v</b>	Hız, m/sn
<b>a</b>	İvme, m/sn <sup>2</sup>
<b>j</b>	Sıçrama, m/sn <sup>3</sup>
<b><math>\alpha</math></b>	Basınç açısı, derece
<b>r<sub>b</sub></b>	Temel dairesi yarıçapı, mm
<b>y</b>	Supap yer değiştirme eğrisi,
<b>F<sub>s</sub></b>	Yay kuvveti, N
<b>a</b>	İvme, m/sn <sup>2</sup>
<b>m</b>	Kütle, kg
<b>F<sub>y</sub></b>	Toplam yay kuvveti, N
<b>k</b>	Yay sabiti, N/m
<b>F<sub>y0</sub></b>	Yayın kama uyguladığı sabit kuvvet (N),
<b><math>\omega</math></b>	Açısal hız, rad/s
<b>F<sub>c</sub></b>	Kam kuvveti, N
<b>F<sub>d</sub></b>	Damper kuvveti, N
<b><math>\omega_n</math></b>	Doğal frekans, rad/s

**Kısaltmalar****Açıklama****ÜÖN**

Üst ölü nokta

**AÖN**

Alt ölü nokta

**RFD**

Tek beklemeli

**RDFD**

Çift beklemeli

**DRD**

Bekleme-hareket-bekleme

## 1. GİRİŞ

Otomobil motorlarında maksimum verimin artırılmasının yanı sıra, gürültü ve titreşimleri azaltma çalışmaları devam etmektedir. İçten yanmalı motorlarda verimi etkileyen faktörlerden biri, içeriye alınan dolgu miktarıdır. Piston hareketlerine göre silindir içine taze dolgunun alınması ve egzoz gazlarının dışarıya atılması supap mekanizması tarafından gerçekleştirilmektedir. Supapların hareketini sağlayan kam, istenen hareketi doğrudan yüzey teması ile diğer mekanik parçaya ileten bir elemandır. Kamlar dönen milden sürekli periyodik hareket üretirler. Kam profilleri, çalışma hızları dikkate alınarak tasarlanır. Düşük hızlarda çalışan makineler için kamlar sadece kuvvet ileten bir makine elemanı olduğu için, kam profillerinin tasarımı 1920'li yıllara kadar grafiksel metotlarla ve deneysel çalışmalarla yapılmıştır. 1920'li yılların sonlarında yüksek hızlı makineler için bu yöntemler terk edilmiştir [1]. Halihazırda kam profillerinin tasarlanmasında polinomik denklemlerle veya parçalı fonksiyonlarla tanımlanabilen eğriler kullanılmaktadır [2,3,4]. Bu denklemlerde belirli bir referans noktasına göre kam milinin dönme miktarı bağımsız değişken, supabın kalkma miktarı veya iticinin durma noktasından uzaklaşma miktarı bağımlı değişken olarak yer almaktadır. Supabın kalkma miktarı veya iticinin durma noktasından uzaklaşma miktarı, uluslararası literatürde lift olarak tanımlanmaktadır.

Çalışma hızı arttıkça, makine parçalarının atalet kuvvetleri ve elastiki özelliklerinin önemi artmakta ve atalet kuvvetleri sistemi etkileyen başlıca yükler olmaktadır. Bu kuvvetler sonucu oluşan titreşimler istenen hareketi bozmanın yanı sıra, aşınma, kırılma, ses ve arızalar oluşturmaktadır. Bu nedenle yüksek hızlı makinelerin hareket hesabında, dinamik etkilerinde hesaba katıldığı tasarım metotları geliştirilmiştir [1]. Özgül gücü, mevcut motorlardan daha yüksek olan bir motorun geliştirilmesi için hızın artırılması gerekir. Fakat supap mekanizmasındaki kritik parçalar maksimum motor hızını sınırlandırmaktadır. Yüksek hızda çalışma, supap mekanizmasında genellikle supap yayının titreşim yapmasına, izleyici ve supap sıçraması gibi düzensizlik problemlerine neden olmaktadır. Titreşimler supap sıçraması ile birlikte yayın bozulmasına neden olduğundan, supabın kapanmasını olumsuz yönde etkilemektedir [1]. Eğer supap iticisinin atalet kuvveti supap yayı kuvvetinden büyük

olursa, itici ile kamın teması kesilir ve sıçrama (jerk) olarak tabir edilen düzensizlik zuhur eder. İtıcinin sıçraması kam ile itıcinin yüzeylerinin çarpışmasına, yüksek gerilimlerin oluşmasına ve neticede her iki yüzeyin aşınmasına neden olur. Bu yüzeyler aşındıkça supapların açılma ve kapanma zamanları değişeceği için motorun volumetrik verimi, gücü, hızı, termik verimi ve diğer performans değerleri azalacaktır [1].

Motor performansına etki eden unsurlar; sıkıştırma oranı, yanma kalitesi ve volumetrik verimdir. Supap zamanlaması, supabın açılma miktarı (kursu), supap bindirmesi, supap çapları ve kam profilinin tasarımı volumetrik verim üzerinde etkilidir. Bir motor tasarlanırken, belirli bir hız ve tork hedeflenir. Hedeflenen tork ve hıza göre kam profilleri geliştirilir. Belirli bir hız ve tork göz önünde tutularak geliştirilen kam profilleri diğer çalışma şartlarında volumetrik verimin istenildiği gibi olmasını sağlayamaz. Sabit tesis motorları için bu çok önemli bir sorun teşkil etmese de, otomobil motorları için oldukça önemlidir. Çünkü otomobil motorları çok geniş yük ve hız aralıklarında çalışırlar [1].

İçten yanmalı bir motordan istenilen performansın alınabilmesi için iyi bir supap mekanizmasının tasarlanması gerekir. Supap mekanizmaları motor bloğuna ve silindir kapağına monte edilebilmektedir. Günümüzde kullanılmakta olan yüksek hızlı küçük hacimli otomobil motorlarında, supap mekanizmasının genellikle silindir kapağına monte edildiği görülmektedir. Silindir kapağına yerleştirilen bir supap mekanizmasında; kam mili, iticiler, бага olarak tabir edilen supap oturma yüzeyleri, yaylar, itici kılavuzu, supap sapı kılavuzu, tırnaklar bulunmaktadır. Bunlardan kam mili, iticiler (izleyici), yaylar ve supaplar hareketli parçalar olup tasarımı dinamik kuvvetlerin analizini gerektirmektedir. Otomobil motorlarında düz yüzeyli ve masuralı izleyiciler kullanılmaktadır. İzleyicinin hareketi bekleme, kalkma ve geri dönüş süreçlerinden oluşmaktadır. İzleyicinin kam üzerinde hareketsiz kaldığı sürece bekleme denmekte olup, otomobil motorlarının kam profilleri tek beklemeli veya çift beklemeli yapılabilmektedir. Eğer masuralı izleyici kullanılmış ise, kamın çift beklemeli olması kaçınılmaz olur. Düzlem yüzeyli izleyici kullanılırsa, bekleme itıcinin safi kam ökçesine teması esnasında olur ancak kamın iticiye verdiği hareket

çift beklemeli kamın masuralı izleyiciye verdiğiinden çok farklı olmamaktadır. Supabın açılma hızı, geri dönüş hızı ve sistemde oluşan dinamik kuvvetler basınç açısı ile orantılı olup, basınç açısının seçimi kam tasarımında en önemli hususlardan birisidir [5].

Son yıllarda motorlar konusunda yapılan araştırma ve geliştirme faaliyetlerinin supap mekanizmaları üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Çift emme supabı kullanımı, değişken supap zamanlaması (mekanik, hidrolik, elektromanyetik sistemler) gibi çalışmalar bazı örneklerdir. Halihazırda ticari olarak üretimi yapılmakta olan motorların supap mekanizmalarının hareketi, kam profilleri ile gerçekleştirilmektedir. Supap sisteminin tasarımında öncelik kam profilinin belirlenmesine verilmelidir. Kam profili belirleme ve imalatı konusunda yerli ve yabancı literatürde yer almış çok çeşitli metot ve yaklaşımlara rastlanmaktadır.

Bu çalışmada kam profili elde edilmesinde kullanılan nümerik yöntemler incelenerek dört zamanlı, iki silindirli, tek yanma odalı buji ile ateşlemeli içten yanmalı bir motor için farklı profillere sahip kam millerinin tasarımları ve imatları yapılacaktır. İmatları yapılan kam milleri, Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi Birimi tarafından desteklenen 07/2006-11 kodlu proje kapsamında geliştirilmekte olan motorda denenecektir. Motor devrine göre volumetrik verim, tork, güç, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarını karakteristikleri elde edilerek karşılaştırılacak ve optimum kam profili belirlenecektir.

## 2. LİTERATÜR TARAMASI

Kam mekanizmaları ile ilgili yapılan çalışmaların ekseriyetinin, kam profili tasarlama ve kam mekanizmalarının dinamik analizleri üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Kam profili tasarımı, kam eğrisinin sayısal veya cebirsel olarak tanımlanmasına yönelik işlemleri kapsamaktadır. Dinamik analizler supap sisteminde bulunan hareketli parçaların hız, ivme ve ivme değişimi (sıçrama) gibi özelliklerinin belirlenmesi, titreşimlerin minimize edilmesi ve rezonans ihtimallerinin yok edilmesi gibi hususları kapsamaktadır. Kam profilinin tanımlanmasında polar koordinat sistemi kullanılmakta olup, supabın açılması ile kapanması arasındaki açılmalık periyot belirli sayıda parçaya ayrılarak düğüm noktaları oluşturulmakta ve supabın bu noktalardaki yükseklikleri optimizasyonla belirlenmektedir. Aşağıda kam profili tasarlama ve supap sisteminin dinamik analizini içeren araştırmaların bir kısmı tanıtılmaktadır.

### 2.1. Kam Profili Tasarlama Yöntemleri İle İlgili Yapılan Çalışmalar

Bir kam profilinin bütününün birkaç alt parçaya ayrılarak her bir parçanın matematiksel olarak tanımlanması ve tanımlanan parçaların uygun şartlarla birleştirilerek, kam profilinin tamamının oluşturulması ilk olarak Angeles [2] tarafından yapılmıştır. Parçaların uygun şartlarla birleştirilmesi işlemine, sentezleme adı verilmiştir. Eğri parçalarının birleşim noktalarında, her bir parçayı tanımlayan fonksiyonların yerel değerinin aynı olması gerekmektedir. Bunun yanında, bu fonksiyonların bağımsız değişkene göre belirli bir dereceye kadar olan türevlerinin de eşit olması gerekmektedir. Bu özelliklere düzgünlük şartı denmektedir. Kamın kısımlarını tanımlamak için kullanılan matematiksel ilişkilere spline denmektedir.

Mermelstein ve Acar tarafından yapılan bir çalışmada, kam profilinin belirlenmesinde optimizasyon tekniği ile birlikte parçalı polinomlar kullanılmıştır. Bu çalışmada polinomik kam profillerinin birkaç düğüm noktasıyla tanımlanabildikleri belirtilmiştir. Ayrıca herhangi bir kritik noktada supabın kalkma miktarı, hızı, ivmelenmesi ve ivme değişimi kontrol edilebildiği için, parçalı



polinomların optimizasyon için daha kullanışlı olduğu ifade edilmiştir. Bu yöntem ile, düğüm noktalarındaki değerlerin de istenildiği gibi seçilebildiği belirtilmiştir [3].

Chan ve Sim, optimizasyon işlemine başlarken strateji noktası gerektirmeyen Monte Carlo metodunu tanıtmışlardır. Bu metotta sikloidal, harmonik, parabolik ve farklı derecelerden polinomik hareket fonksiyonları kullanılabilir. Chan ve Sim tanıttıkları metodu kullanarak bir tasarım örnekleme yapmışlardır. Yaptıkları tasarımda basınç açısının  $30^\circ$  olduğunu belirtmişlerdir. Daha küçük basınç açılarında kamın boyutlarının aşırı olduğu, daha büyük basınç açılarında ise malzemede dayanım sınırını geçen gerilmelerin oluştuğunu belirtmişlerdir [4].

Wang ve Lin tarafından yapılan bir çalışmada, kam-itici mekanizmasının tasarımı için Camex hazır paket programı kullanılmıştır. Camex programı ile temel daire çapı seçimi, malzeme seçimi ve dinamik analizlerin yapılabildiği belirtilmiştir. Wang ve Lin, geleneksel kam tasarımında istenilen kam profilinin deneme yanılma ile elde edildiğini açıklamışlar ve bu sürecin günler sürdüğünü ifade etmişlerdir. Wang ve Lin en önemli kam tasarım parametrelerinden birinin basınç açısı seçimi olduğunu belirtmişler, yanlış basınç açısı seçiminin iticinin kısa ömürlü olmasına, hatta sıkışmalara sebep olarak eğilme ve ezilme şeklinde hasarlar oluşturabileceğine dikkat çekmişlerdir [5].

Küçük tarafından yapılan bir çalışmada, kullanım alanlarına göre kam profillerinin genel karakteristikleri araştırılmış ve grafik yöntemle kam tasarımı tanıtılmıştır [6].

Lampinen tarafından yapılan bir çalışmada, kam profillerinin ön tasarım ve şekil optimizasyonları için bilgisayar yardımlı genetik algoritim incelenmiştir. Lampinen, genetik algoritim esaslı kam şekli optimizasyon yaklaşımını inceleyerek, tasarım parametrelerine göre kam profili elde etmiştir [7].

Lanni ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, üç dairesel yay eğrisi kullanılarak bir kam profili tasarımı gerçekleştirilmiştir. Kullandıkları dairesel yay

eğrilerini matematiksel extrapolasyonlar şeklinde ifade ederek hız, ivme ve ivme değişimi gibi özellikleri incelemişlerdir [8].

Qiu ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, B-spline yöntemi ile bir kam tasarlanmış, tasarlanmış olan kamın hız, ivme ve ivme değişimi değerleri incelenmiş ve kam yüzeyindeki dalgalanmaların sebep olduğu titreşimler modellenmiştir. Kübik B-spline kullanıldığında, ivme değişimleri sürekli fonksiyonlar olmadığı için Qui ve arkadaşları, 5. dereceden spline kullanmanın gerekli olduğunu vurgulamışlardır [9].

Cardona ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, kam tasarımında dikkate alınması gereken hususlar tartışılmıştır. Yazarlar bu hususların başında, supaptaki yeterli akışın sağlanması olduğunu belirtmişlerdir. Akışın yeterli olup olmadığının belirlenmesi için teorik ve deneysel bir kriterin bulunmadığını vurgulamışlardır. Bu eksiğin bir akış metre kullanarak giderilebildiğini belirtmişlerdir. Supap kursunun azami değerinin supap çapının en fazla % 40'ı kadar olabileceğinin tecrübe edildiğini ifade etmişlerdir. Cardona ve arkadaşları, kam tasarımında dikkate alınması gereken diğer bir hususun, piston tepesi ve supap tepesi arasındaki temas ihtimali olduğunu belirtmişlerdir. Yazarlar, kam ve izleyicinin birbirinden ayrılmaması, supap ve baganın temas yüzeylerinin birbirlerine hızlı çarpmaması, maksimum gerilmelerin emniyet sınırları içerisinde kalması gibi şartlarında dikkate alınması gerektiğini belirtmişlerdir [10].

Dent ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, külbütör mekanizmalı üstten kamlı bir supap sisteminin analizi yapılmıştır. Yazarlar bir kam profili oluşturmak için lüzumlu olan matematiksel formül ve şartların diferansiyel geometri ve koordinat dönüşümü yöntemleri ile elde edilebildiğini ifade etmişlerdir. Kam profili ve supap hareketi arasındaki ilişkiyi araştırmak için bir deney sistemi kurmuşlardır. Çalışmada supabın dinamik karakteristikleri de incelenmiştir. Supabın kalkma miktarı bir LVDT sensörü ile ölçülmüştür. Bu sensör külbütör parmağı üzerine yerleştirilen bir gerilim üreticisi (strainingage) dir. Ayrıca supap oturma yüzeyine yakın bir yere yerleştirilen bir mikrofon ile gürültü miktarı ölçülmüştür. Böylece kam profilinin gürültüye olan etkisi de araştırılmıştır [11].

Nguyen ve Kim tarafından yapılan bir çalışmada, hatayı düzeltme yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem geleneksel least-square yaklaşımına benzer bir uygulamadır. Bu yöntem ile kam eğrisinin sayısal olarak kaba bir tanımlaması yapıldıktan sonra, istenilen özellikleri taşımayan kısımların iyileştirilmesi yapılabilmektedir. Bu yaklaşımda sapmaları tanımlamak için spline fonksiyonları kullanılmıştır. Bu yöntem aynı anda yer değiştirme, hız ve ivmenin düzeltilmesine imkan vermektedir [12].

Park ve David tarafından yapılan çalışmada, yüksek performanslı motorların kam profillerinin tasarımı için polinomik bir yöntem takdim edilmiştir. Bu yöntemde simetrik kam profilinin yarısı 10 parçaya ayrılmış ve bu parçaların yer değiştirmesi, açılma pozisyonunun 5.dereceden bir polinomu ile tanımlanmıştır. Polinomlarda bulunan 6 adet katsayıyı belirlemek için parçaların başlangıç ve bitiş noktalarına karşılık gelen yer değiştirme, hız ve ivme değerleri sınır şartı olarak kullanılmıştır. Matematiksel modeli mükemmelleştirmek amacı ile bağımsız değişken olan açılma

pozisyon  $\phi = \frac{\theta - \theta_b}{\theta_e - \theta_b}$  şeklinde bozutsuzlaştırılmıştır.  $\phi = 0$  ve  $\phi = 1$  değerleri

bir parçanın başlangıç ve bitiş noktaları olup, sınır şartları bu değerler için tanımlanmıştır. Yazarlar bu yöntemin 15 adet serbestlik derecesine sahip bir optimizasyon imkanı sağladığını, bu sayede maksimum hız, hız ve ivmenin istenildiği gibi ayarlanabildiğini belirtmişlerdir [13].

David ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, motor devrinin artırılmasında supap mekanizmasının tasarımının ve dinamik yapısının önemli olduğu belirtilmiştir. Araştırmanın hedefi kam yüzeyindeki periyodik dalgalanmaların sebep olduğu titreşimleri yok etmektir. Bu titreşimler için uluslararası literatürde residual (artçıl) titreşim terimi kullanılmaktadır. David ve arkadaşları, kam profilini sekiz polinomik eşitliği sentezleyerek elde etmişlerdir. Bu modelde dokuz adet optimizasyon parametresi bulunmaktadır [14].

Novak ve Kach yaptıkları çalışmada motor gücünü ve torkunu artırmak için, motor emme ve egzoz akış dinamiği simülasyon programını kullanmışlardır. Kam profilini, maksimum motor gücü elde etmek için motorun termodinamik çevrimini de göz önüne alarak optimize etmişlerdir [15].

Chen tarafından yapılan çalışmada, kam ve izleyici sistemlerindeki dinamik ve kinematik gelişmeler araştırılmıştır. Chen kam profilinin elde edilmesinde kullanılan parabolik, basit harmonik, çift harmonik, sikloid, trapez ve 3-4-5 polinomik eğrilerinin hız, ivmelenme ve sıçrama açısından karşılaştırılmalarını yapmıştır [16].

Yu ve Lee tarafından yapılan çalışmada, optimum kam mekanizması tasarımı için basit parametrik polinomlar kullanılmıştır. Bu metodun avantajı, özel tasarım için parametrik polinomlar ile hareket eğrisinin kolaylıkla kontrol edilebilmesidir [17].

Cardona ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, kam izleyici mekanizmasının tanımlanması için üç boyutlu analiz yapılmıştır. Bu çalışmada Cardona ve arkadaşları, Lagrange denklemleri ile holonomik sınırlama eşitliklerini kullanmışlardır. Ayrıca dinamik sistemdeki Euler-Lanrange eşitliklerindeki korunamayan yüklerin dahil edilmesi ile bağlantılardaki sürtünme etkileri göz önüne alınmıştır [18].

Thomopoulos ve Knowles tarafından yapılan çalışmada, kam tasarımında lineer programlama için polinomların üst ve alt limitleri bulunmuş ve polinomların türevleri belirli kritik noktalara yerleştirilmiştir. Polinomun birinci türevi ile hız, ikinci türevi ile ivmelenme ve üçüncü türevi ile sıçrama eğrileri elde edilmiştir [19].

Yoon ve Rao tarafından yapılan çalışmada, kam profilinin elde edilmesinde parçalı kübik spline fonksiyonları kullanılmıştır. Kübik spline fonksiyonlarının kullanımının genel spline fonksiyonlarına göre daha uygun ve kolay olduğu, ayrıca maksimum ivmelenmenin ve sıçramanın daha küçük olduğu belirtilmiştir. Yoon ve Rao, kübik spline eğrisinin yüksek hız kamlarında daha çok tercih edildiğini belirtmişlerdir. Ayrıca kübik spline in parçalı fonksiyon olduğu ve birinci ile ikinci türevlerinin

sürekli olduğu belirtilmiştir. Sonuç olarak kübik spline in kullanılmasının diğer yöntemlere göre daha kolay olduğu belirtilmiştir [20].

Wang ve Yang, bilgisayar destekli bir kam sentezleme ve optimizasyon metodu tanımlamışlardır. Bu metotta 8. dereceden bir polinomik yaklaşımın interpolasyon sabitleri tanıtılmıştır. Bu yaklaşımla izleyicinin yer değiştirme, hız, ivmelenme ve bekleme periyodu gibi tasarım gereksinimleri istenildiği gibi değiştirilebilmektedir. Yöntem simetrik olmayan bir makine kamının tasarımında uygulanmıştır [21].

Neamtu ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, kam profili tasarımında NURBS eğrileri kullanılmıştır. Bu çalışmada interpolasyon şartları olarak, temel daire çapı, minimum ivmelenme, sıçrama ve sabit bekleme periyotları kullanılmıştır. Ayrıca Neamtu ve arkadaşları kam tasarımında trigonometrik spline ların klasik polinomik spline lara alternatif olduğunu belirtmişlerdir [22].

Tsay ve Huey tarafından yapılan çalışmada, kam izleyicisi hareket fonksiyonun sentezi için rasyonel B-spline fonksiyonları kullanılmıştır. Bu çalışmada Rasyonel B-spline lar ile, kam hareket fonksiyonundaki sınır şartlarının daha kolay değiştirilebildiği belirtilmiştir. Tsay ve Huey, Rasyonel B-spline fonksiyonlarının ilave fonksiyon parametreleri içerdiğini ve bu nedenle de ilave serbestlik tasarım derecelerine sahip olduğunu belirtmişlerdir [23].

Tsay ve Huey tarafından yapılan başka bir çalışmada, kam hareket fonksiyonunun tanımlanmasında spline fonksiyonlarının uygulamasının genel bir sentezi yapılmıştır. Bu sentez ile izleyici hareketi, hızı ve ivmelenmesi farklı sınır noktaları kullanılarak sistematik olarak yapılabilmektedir [24].

Ünlüsoy ve Tümer tarafından yapılan çalışmada, külbütör mili mekanizmasında kuru sürtünmeyi kapsayan tek serbestlik dereceli katı kütle modeli kurulmuştur. Farklı kam hızlarında kuru sürtünmenin etkileri parametrik değerler kullanılarak araştırılmıştır. Viskoz damper etkisi ile kuru sürtünme etkisi yer değiştirerek, kam mekanizmasının dinamik davranışlarının analizleri yapılmıştır. Analiz sonucunda

kuru sürtünmenin sistemdeki enerjisi mevcut viskoz etki ile dağıttığı görülmüştür [25].

Acharyya ve Naskar, kam-izleyici mekanizmasında ivmelenme ve sıçrama değerlerinin yüksek olmasının, kam yüzeyinde yüksek temas kuvveti oluşturarak sistemin düzgün çalışmasını etkilediğini belirtmişlerdir. Ayrıca ivmelenme ve sıçrama değerlerinin kam profiline bağlı olduğunu belirterek, uygun bir kam profili ile ivmelenmenin belirli bir sınırdan tutularak sıçrama ve temas geriliminin minimuma düşürülebileceğini vurgulamışlardır. Acharyya ve Naskar, sinüs ivmelenme eğrileri yerine, polinomik eğriler ile modifiye edilmiş trapezoidleri kullanarak ivmelenme ve sıçrama değerlerini minimuma indirmişlerdir [26].

Tsay ve Huey tarafından yapılan çalışmada, kamların analizi ve sentezi için genel sistematik yaklaşım gösterilmiştir. Metot katı olmayan izleyici sistemi için yapılmıştır ve kolaylıkla bilgisayarla programlamaya uygulanabilmektedir. Spline fonksiyonları, hareket programlarının sentezinde hareket şartlarına göre ara değer bulmada kullanılmaktadırlar. Tsay ve Huey kam profili tasarım işleminde, ivmenin sürekliliğini, basınç açısını, sistemde istenen kinematik şartlar için izleyici hareketi sentezini, kam profili belirlenmesinde sistemin katı olmayan modeli ve çalışma hızını, çeşitli devirlerde sistemdeki titreşimleri ve temas kuvvetlerini göz önüne almışlardır [27].

Kohaupt supapların daha iyi dinamik hareketleri için, 4. dereceden spline ların supap yer değiştirme eğrisinin sürekliliğini, 3. mertebeden türevine kadar sağladığını belirtmiştir. Kohaupt öncelikle sıradan polinomik spline ları inceleyerek, kam tasarımındaki yetersizliklerini göstermiştir. Bu nedenle hiperbolik spline lar ile kam profili tasarımı yaparak, Kurz metodu ile elde edilen profiller ile karşılaştırmasını yapmıştır. Kurz modelinde supap yer değiştirme eğrisi, 4. dereceden polinomlar, doğrusal fonksiyonlar ve sinüs fonksiyonlarının birleşmesi parçalı olarak elde edilmiştir. Böylece ivmelenmenin sürekliliği sağlanmıştır. Kohaupt tarafından 4. dereceden hiperbolik spline fonksiyonları ile yapılan modelde, supapların daha iyi dinamik karakteristikler sağlaması için supap yer değiştirme eğrisi, üçüncü türeve

kadar süreklilik sağlamaktadır. Çalışmada Kohaupt tarafından geliştirilen modelin, Kurz'un modeline göre dinamik açıdan daha iyi olduğu belirtilmiştir [28].

Yang tarafından yapılan çalışmada, salınım hareketi yapan yüksek hızlı otomatik makinelerin küresel kam profilleri, zarf teorisi ve diferansiyel geometri kullanılarak belirlenmiştir [29].

## **2.2. Kam Dinamiği ve Kinematığı İle İlgili Yapılan Çalışmalar**

Kam dinamiği ve kinematığı ile ilgili yapılan çalışmalarda basınç açısının, temel daire yarıçapının, kam imalat hatalarının, supap malzemesinin, titreşimlerin, sürtünme kuvvetlerinin, kam dönüş hızının, dinamik kuvvetlerin ve kinematik etkilerin kam mekanizmalarına olan etkileri incelenmiştir.

Carra ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, temel daire yarıçapı, masura yarıçapı ve basınç açısı gibi parametrelerin kombinasyonu ile kam profilinin tanımlanması hedeflenmiştir. Bu çalışmada negatif yarıçaplı olarak tabir edilen bir kam ve izleyici takımı göz önünde bulundurulmuştur. Bu sistemde kam masurayı iç yüzeyden itmektedir. Uygun basınç açısının seçimi ile ilgili grafiksel sonuçlar takdim edilmiştir [30].

Navarro ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, planya makinelerinin kam mekanizmaları, basınç açısı ve kam profil eğrisinin yarıçapı gibi performansı etkileyen sınırlamalar göz önüne alınarak mümkün olduğunca küçültülmüştür [31].

Ambardekar ve Gupta, yüksek hızlı kam hareket mekanizmalarında bulunan parçaların esnemesi nedeniyle, sisteme verilen hareketin istenildiği gibi bir çıkan hareket üretmediğini belirtmişlerdir. Yazarlar kam ve izleyici yüzeylerinin pürüzlülüğünün ve kam mili yatak merkezlerinin kaçık olmasının da, çıkış hareketinde hatalara ve titreşimlere neden olduğunu vurgulamışlardır. Yazarlar bu sistemlerde verilen hareketin en iyi şeklinin nasıl olacağını araştırmışlardır. Çıkış

hareketindeki mekanik hataları azaltmak için sistem bağlantılarının optimum toleransları araştırılmıştır [32].

Mandal ve Naskar tarafından yapılan çalışmada, kam mekanizmasının sessiz ve düzgün bir şekilde çalışması için supap hareket fonksiyonunun yüksek hızlardaki ivme ve sıçrama değerlerinin minimuma indirilmesi gerektiği belirtilmiştir. Supap hareket fonksiyonunun tasarımında 6-7-8'inci mertebeden klasik spline metodu ve B-spline metodu kullanılmıştır. Kontrol noktalarındaki parametreler değiştirilerek ivme ve sıçrama değerleri minimuma indirilmiştir. 6. ve 7. mertebeden spline ile elde edilen sonuçlar birbirine yakın çıkmıştır. 8. mertebeden spline ile yapılan çalışmada sıçrama değeri en aza indirilmiştir [33].

Sendyka tarafından yapılan çalışmada, yüksek hızlı motorlarda kam ve izleyici arasında oluşan dinamik temas gerilimi analiz edilmiştir. Motor devri arttıkça, supap mekanizmasındaki artan dinamik kuvvetlerin kam ve izleyici arasındaki temas gerilimini artırdığı belirtilmiştir. Bunun da kam ve izleyici yüzeylerine zarar verecek düzeyde olduğu saptanmıştır. Kam ve izleyici arasındaki temas gerilimi Hertz formülü ile hesaplanmıştır [34].

David ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, külbütör mili kütle atalet momentinin ve sertliğinin, supap mekanizmasının performansına olan etkileri deneysel ve hesaplama metodu ile araştırılmıştır. Ansys sonlu elamanlar programı ile Chevrolet Naskar aracının, külbütör mili tasarımının optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmada maksimum motor hızını belirleyen faktörlerden en kritik olanının supap sıçraması olduğu belirtilmiştir. Supap sıçramasının silindir basıncı ve motor gücünü düşürerek, supap mekanizmasındaki parçaları çabuk bozduğu ifade edilmiştir. Deneysel çalışmalar 11 adet kam mili ile yapılmıştır. Her bir kam mili için, supapların sıçrama yapmadığı limit hızları belirlenerek bu hızdaki atalet kuvvetleri ve supap hareketindeki sapma miktarı ölçülmüştür. Sonuç olarak çalışmada külbütör mili tasarımının optimizasyonu ile yüksek hızlı motorların performansının artırılabilirdiği belirtilmiştir [35].



Jeng ve Shyu tarafından yapılan çalışmada, karbonlamanın, karbonla nitratlamanın ve itici dönmesinin kam mekanizmasındaki aşınmaya etkileri araştırılmıştır. İticiilerdeki aşınma miktarı Jeng ve arkadaşlarının geliştirdiği üç boyutlu ölçüm metodu ile ölçülmüştür. Jeng ve Shyu iticinin uç yüzeyinin aşınma direncini artırmak için yüzeye karbonlama ve karbonla nitratlama işlemlerini uygulamışlardır. Çalışmada karbonla nitratlamanın, karbonlamaya göre daha yüksek aşınma direncine sahip olduğu ve dönen iticilerdeki aşınma oranının dönmeyenlere göre daha az olduğu görülmüştür [36].

Lee ve Lee tarafından yapılan çalışmada, atalet kuvvetlerinin kam mekanizmalarında supap sıçramasına ve çarpma sesi oluşumuna neden olduğu, bu nedenle motor performansının düştüğü belirtilmiştir. Bu durumun, yay sabitinin büyütülmesi veya supap mekanizmasının kütesinin azaltılması ile çözülebileceği ifade edilmiştir. Yay sabitinin büyütülmesi, kam milinin ömrünü azalttığından ve supap mekanizmasının çalışma torkunu artırdığından dolayı bu çalışmada supap mekanizmasının kütesi azaltılmıştır [37].

Fukuoka ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, supap mekanizmasının hafifliği için alüminyum alaşımlı itici, yay tutucu ve sinterlenmiş ayar şimi kullanılmıştır. Böylece supap mekanizmasının kütesi % 28 azaltılmıştır. Ayrıca rulmanlı izleyici mekanizması kullanılarak, sürtünme kaybı % 40 azaltılmıştır [38].

Akgün tarafından yapılan çalışmada, emme supabı kapanma zamanı  $10^\circ$  KMA avanstan başlayıp  $10^\circ$  KMA aralıklarla  $30^\circ$  KMA rötara kadar değişimi sağlayan bir değişken supap zamanlaması mekanizmasının tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Beş farklı emme supabı kapanma zamanı için, tam gaz kelebek açıklığında yapılan deneylerde, motor devrine bağlı olarak moment, volumetrik verim, güç, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının değişimi incelenmiştir. Deneyler sonucunda motor momenti düşük motor devirlerinde % 10, yüksek devirlerde ise % 4,6 arttığı, özgül yakıt tüketiminin % 6 azaldığı ve HC emisyonlarında da azalma olduğu görülmüştür [39].

Jongmin tarafından külbütörlü supap mekanizmasının (Cummins L-10 motor) kinematik ve dinamik davranışlarını, titreşim özelliklerini, sürtünme ve yağlama etkilerini kapsayan bir teorik simülasyon ve deneysel araştırma yapılmıştır. Jongmin, itici çubuğun yarattığı atalet kuvvetinin diğer parçalardan daha önemli olduğunu, masura sürtünmesi ile itici atalet kuvvetlerinin birbirine yakın olduğunu, yağ filmi kalınlığının pürüzlülük derinliği kadar olduğunu vurgulamıştır. Jongmin, deneysel ve simülasyon sonuçlarının birbirine çok yakın olduğunu belirtmiştir [40].

Cheng tarafından yapılan bir çalışmada, dikey pozisyondaki iticinin emme port alanını daralttığı, bu nedenle de motor gücünün düştüğü belirtilmiştir. Emme portu kesit alanını artırmak için, iticinin bir yöne doğru eğimli olarak yerleştirilebileceği belirtilmiştir. Cheng, böyle bir mekanizmanın hareket simülasyonunu ve deneysel incelemesini yapmıştır. Hareket simülasyonu, itici çubuğunun eğimli yapılmasının motorun performansına herhangi bir olumsuz etki yapmayacağını göstermiştir. Deneysel incelemede dinamik simülasyonu doğrulamaktadır [41].

Mills ve arkadaşları, kam-izleyici mekanizmasının tasarımında öncelikle kam profili ve mekanizma geometrisinin belirlenmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. İstenen izleyici hareketinin kinematik ve dinamik analizi için, kam temel daire yarıçapı, masura yarıçapı, kam kalınlığı ve geri dönüş yayı karakteristiklerinin göz önüne alınması gerektiği belirtilmiştir. Ayrıca kam mekanizması tasarımında kam hacminin ve kütesinin de küçük olması gerektiği vurgulanmıştır. Büyük kam hacminin, izleyici hareket yönündeki atalet kuvvetlerini artırdığından dolayı, kam ile izleyici arasındaki temas kuvvetini ve gerilimini artırdığı belirtilmiştir. Yazarlar kam-izleyici mekanizmasının dinamik analizi için üç serbestlik dereceli katı kütle modeli oluşturmuşlardır. Dinamik model ile kam hacminin minimum değerinin bulunması sonucunda, izleyicinin istenen hareketi daha doğru yaptığı görülmüştür [42].

Sendyka tarafından yapılan çalışmada, kam milinin maksimum ivmelenme değerinin azaltılması için kam profili Bezier metodu kullanılarak modifiye edilmiştir. İvmelenme değerinin küçültülmesi için supap açılma periyodu artırılmıştır. Çalışmada, motor devri arttıkça yay sertliğinin de artarak supap ile itici arasındaki

sıçramanın önlenilebileceği ifade edilmiştir. Fakat yay sertliğine bağlı olarak supap mekanizmasındaki sürtünme kuvvetinin arttığı ve bu nedenle motorun mekanik veriminin düştüğü belirtilmiştir [43].

MacCarthy yapmış olduğu kinematik tasarımda, genel interpolasyon problemlerinin çözümü için spline fonksiyonlarını kullanmıştır. Kam tasarımında birçok durumda 5. dereceden splin ların hız ve ivmeye süreklilik verdiği ve bu karakteristiklerin kontrol edilebildiği belirtilmiştir [44].

Brian tarafından yapılan bir çalışmada, bir kam profili üzerinde bulunan bekleme-hareket-bekleme işlemini gerçekleştiren eğri parçalarının tasarımı için yeni bir yaklaşım yapılmıştır. Bu yaklaşım ile sistemdeki dinamik etkileri azaltacak bir kam profili tasarlanmıştır. Sistem parametreleri hareket eşitliği, kütle, yay sertliği, sönümleme katsayısı ve kam dönüş hızından oluşmaktadır. Brian ortaya koyduğu kam tasarım metodunun, polinomik dalgalanmalardan (residual vibration) kaynaklanan titreşimler açısından mükemmel sonuçlar verdiğini ifade etmiştir [45].

Terauchi ve Shakery tarafından yapılan çalışmada, optimum kam boyutlarının belirlenmesinde, tasarım kriteri olarak maksimum temas gerilimi ele alınmıştır. Ayrıca dinamik parametrelerin (harici kuvvet, yay sertliği ve açısız kam hızı), kinematik parametrelerin (yer değiştirme, kamın açısız hareketi), geometrik parametrelerin (masuralı izleyici yarıçapı, izleyici sapı çapı ve malzemesi) ve kam ile silindirik izleyici arasındaki gerilimin etkileri araştırılmıştır. Simülasyon eşitliklerinin çözülmesinde Regula-Falsi ve Newton-Raphson metotları kullanılmıştır [46].

Yao ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, kam mekanizması teorik aktif kontrolü için optimum kontrol teorisi uygulanmıştır. Kinematik açıdan bakıldığında izleyici hareket karakteristikleri, kam hızının optimum kontrolü ile geliştirilebilmektedir. Optimum kontrol teorisi, izleyici hareketinin düzeltilmesinde etkilidir [47].

Kim ve Newcombe tarafından yapılan çalışmada, kam izleyici sisteminin hareketini etkileyen geometrik hatalar (üretim hataları-işleme toleransı, boşluk), kinematik hatalar (sabit olmayan açısal hız, seçilen hareketin karakteristikleri), dinamik etkiler (kütle veya atalet, sönümlenme, elastikiyet) hesaba katılarak kam mekanizmasının dinamik simülasyonu yapılmıştır. Bu simülasyonda hareket mekanizmasına 3, kam izleyicisine 8. dereceden serbestlik tanınmıştır. [48].

Shakery ve Terauchi tarafından yapılan çalışmada, supabın açılma ve kapanma zamanları esnasında kam ve izleyici arasındaki maksimum temas gerilimi araştırılmıştır. Kam tasarımı esnasında izleyicinin sıkışmasını önlemek için basınç açısının, kam temel dairesi yarıçapının, kamdan izleyiciye geçen kuvvetin ve yüzeyler arasındaki aşırı temas geriliminin oluşturduğu aşıntının kontrol edilmesi gerektiği belirtilmiştir. Ayrıca bu çalışmada temas kuvveti değişiminin, kam temel dairesi yarıçapından ziyade itici ötelemesine bağlı olduğu ifade edilmiştir. İtici öteleme değerinin optimum kam boyutu belirlenmesinde önemli rol oynadığı ve maksimum temas kuvvetinin kam boyutu ile ters orantılı olduğu belirtilmiştir [49].

Yan ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, hız ve ivme eğrilerinin tepe değerlerinin azaltılması için kam milinin değişken açısal hızla döndürülmesi fikri incelenmiştir. Kamın değişken hızının, zamanla ilişkisinin nasıl olması gerektiği araştırılmıştır. İstenilen hız dağılımının pratikte gerçekleştirilebileceğini göstermek için bir deney sistemi oluşturulmuş ve bu sistemde kam mili bir servo motor ile döndürülmüştür [50].

Gupta ve Wiederrich tarafından yapılan çalışmada, yüksek hızlı motorların kam profillerinin tasarımında polinomik dalgalanmalardan (residual vibration) kaynaklanan titreşimlerin azaltılması için kam profili Fourier dönüşümü ile modifiye edilmiştir. Bu metod ile, kam profili değişimine bağlı olarak titreşim değerleri elde edilebilmektedir [51].

Norton tarafından yapılan çalışmada, farklı yöntemler ile imal edilen sekiz adet kam mili, dinamik test cihazında test edilerek iticilerin ivmelenme eğrilerinin şekli

belirlenmiştir. Sessiz çalışma ve teorik olarak istenen ivmelenme şekline uygunluk açısından bazı yöntemlerin üstünlük arz ettiği belirlenmiştir. Taşlama ile elde edilen kamların diğerlerinden avantajlı olduğu belirtilmiştir [52].

Yu ve Lee tarafından yapılan çalışmada, supap yayının tek serbestlik dereceli modeli oluşturularak hareket eşitliğinin çözümü sayısal olarak yapılmıştır. Kamın sağladığı giriş hareketinin özellikleri ile sistemin dinamik davranışı arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Yüksek hız çalışmaları için, supap sıçramasının ve yay halkalarının birbirine çarpmasını önlemek için tanımlanan kam hareketine göre yayın dinamik davranışlarının önemli olduğu belirtilmiştir. Analizde itici ve kamın daima temas halinde olduğu kabul edilmiştir [53].

Hanachi ve Freudenstein tarafından yapılan çalışmada, yüksek hızlı kam-izleyici sisteminin dinamik modeli geliştirilmiştir. Külbütör mekanizmasında oluşan kuru sürtünme kuvvetinin enerji kaybına neden olduğu belirtilmiştir. Sistemin hareket eşitlikleri serbest kütle diyagramı kullanılarak türetilmiştir [54].

Bagci ve Kurnool tarafından yapılan çalışmada, kamdan izleyiciye aktarılan harekete göre izleyicinin hareketi Laplace dönüşümleri kullanılarak belirlenmiştir. Bu metot ile kritik kam hızı, izleyicinin kama çarpma etkisi ve sıçrama değeri hesaplanabilmektedir [55].

Özgür ve Pasin tarafından yapılan çalışmada, yüksek hızlarda kam mekanizmasında parçalar arasındaki sıçrama olayı incelenmiştir. Supap yayının parçalar arasındaki ayrılmayı önlemesi için, itici boşluksuz parça ve katı model olarak ele alınmıştır. Supap yayı her iki modelde de boşluksuz eleman olarak kabul edilmiştir. İlk modelde, sistemdeki sönümleyici ile birlikte itici ve supap yayı, mekanizmadaki doğal kuvvet frekansını hesaplamak için boşluksuz parçalar olarak ele alınmıştır. İkinci modelde itici katı olarak düşünülmüştür. Bütün temas şartları boyutsuz parametre eşitlikleri ile analitik olarak açıklanmıştır [56].

### 3. İMALATI YAPILAN MOTORUN TANITILMASI

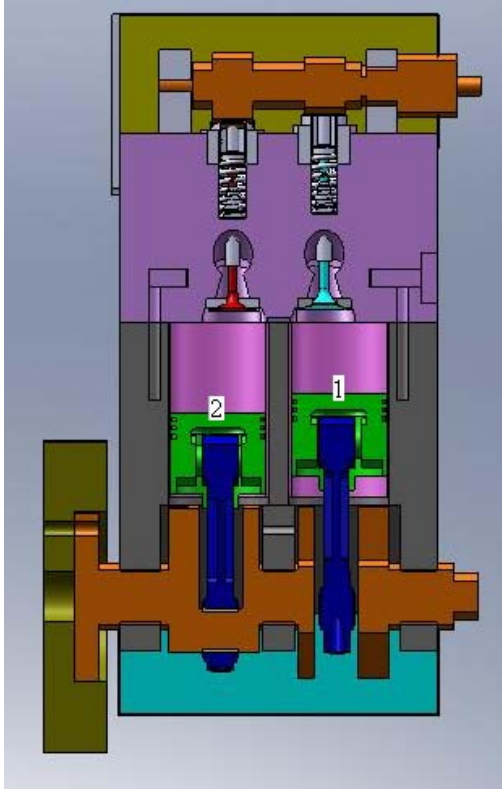
Tasarımı ve imalatı yapılan motor iki silindirli, birleşik yanma odasına sahip içten yanmalı bir motordur. Motorun bilinen benzinli motorlardan farkı, yanma sürecinin sabit hacim işlemine yaklaştırılmasıdır. Otto çevrimine göre çalışan benzinli motorlarda sisteme ısı girişi sabit hacimde olmaktadır. Fakat günümüzde içten yanmalı motorlarda kullanılan piston-biyel-krank mili mekanizmalarının kısıtlamalarından dolayı gerçekte yanma sabit hacimde gerçekleşmemektedir. Bu motorda da yine piston-biyel-krank mili mekanizması kullanılmış ve yine aynı kısıtlamalar söz konusu olmakla birlikte yanma süreci bir miktar daha sabit hacim bölgesine kaydırılmıştır. Ayrıca bu motorda, ateşleme avansı standart benzinli motorlara göre daha fazla verilebilmektedir. Böylelikle teorik olarak yanma süreci Resim 3.1’de görüldüğü gibi pistonlar ÜÖN yakınlarında iken gerçekleşmekte ve sabit hacimde yanma işlemine yaklaşmaktadır. Sisteme ısı girişinin sabit hacimde olması, iş zamanı başlangıcında oluşan maksimum basınç miktarını artıracaktır. Böylelikle içten yanmalı motorun veriminde artış sağlanmış olacaktır [57].



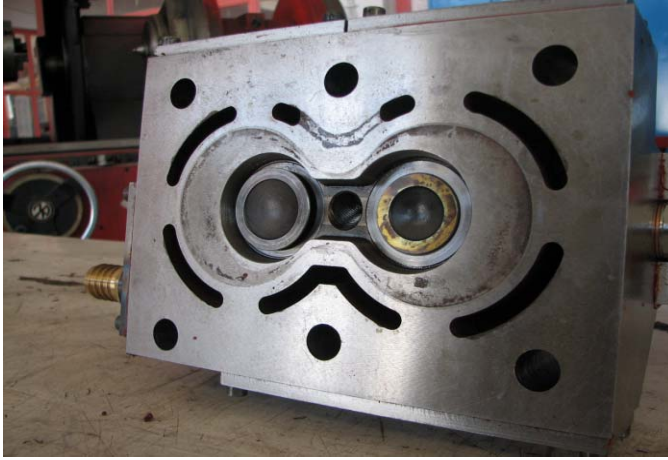
Resim 3.1. İmalatı yapılan motorda pistonların ÜÖN yakınlarındaki konumları

### 3.1. Sabit Hacimde Yanma Yaklaşımı

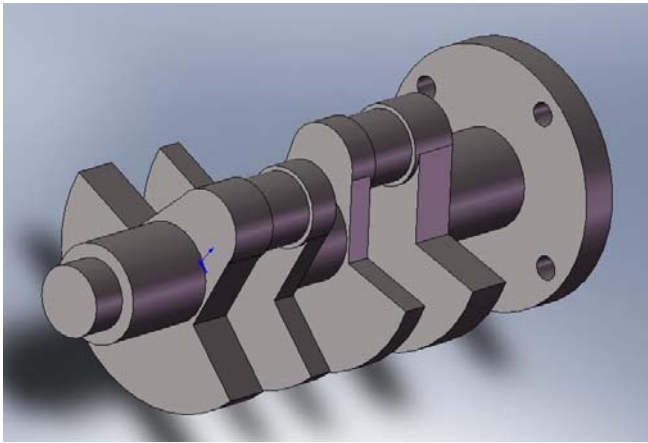
Sabit hacimde yanma yaklaşımına göre çalışan bir motorun Şekil 3.1’de basit bir kesit şekli görülmektedir. Resim 3.2’de görüldüğü gibi bu motorda silindir kapağı birleşik yanma odasına sahiptir ve aralarında 30°’lik faz farkı bulunan iki piston yan yana olan iki silindir içerisinde çalışmaktadır. Bu faz farkı sayesinde yanma sabit hacim bölgesine yaklaştırılmıştır. Şekil 3.1’de 1 ve 2 ile numaralandırılmış iki farklı piston ve bu pistonlardan 1 ile numaralandırılmış olanın, diğerine göre daha üstte konumlandığı görülmektedir. Bu konum farkı krank mili kol muylularında oluşturulan faz farkı ile sağlanmıştır. Bu faz farkına sahip krank mili Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.1. Sabit hacimde yanma ilkesine göre çalışan bir motorun genel görünümü



Resim 3.2. İmalatı yapılan motorda kullanılan silindir kapağı ve yanma odası



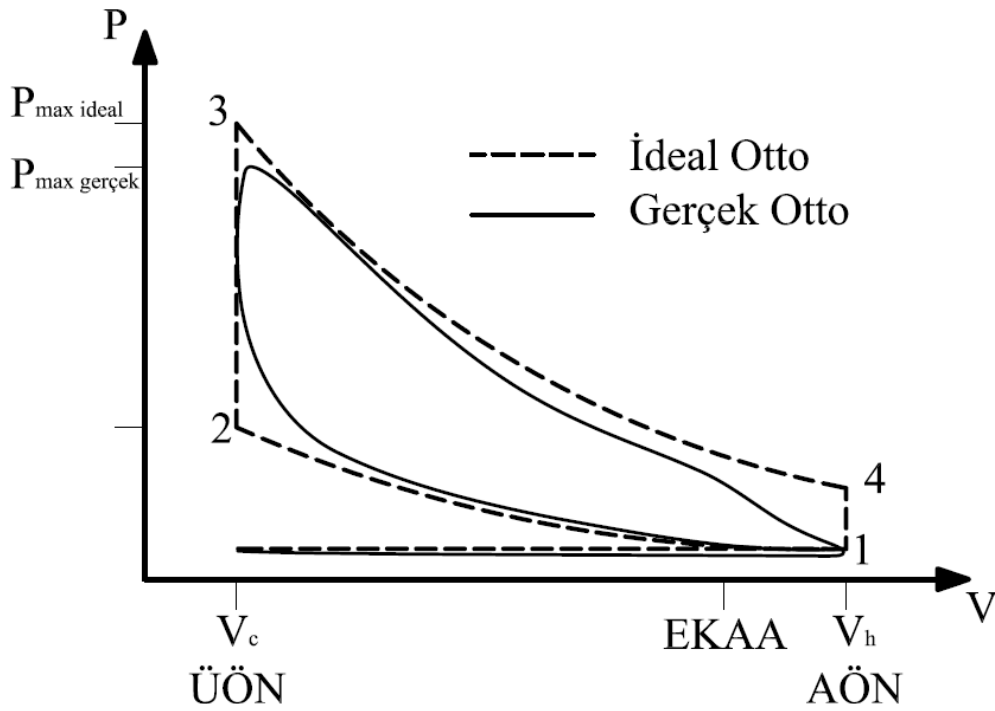
Şekil 3.2. Kol muyluları arasında 30° faz farkı bulunan krank mili

Şekil 3.1’de görülen 1 ile numaralandırılmış olan piston ÜÖN’da iken diğer piston ÜÖN’ya henüz ulaşmamıştır. 1. piston ÜÖN’yı geçip AÖN’ya doğru ilerlerken 2 numaralı piston ise ÜÖN’ya doğru ilerlemektedir. 1. piston ÜÖN’yı faz farkı kadar geçtiğinde 2. piston ÜÖN’ya ulaşmış olacaktır. Bu esnada her iki pistonun çapları aynı olduğundan dolayı üzerlerine etki eden basınç kuvvetleri de aynı olacaktır. 1. piston ÜÖN’yı geçtikten sonra silindir içi gaz basıncının etkisi ile pozitif iş üretmeye başlayacaktır. 2. piston ise halen ÜÖN’ya doğru ilerlediğinden sıkıştırma işlemine devam edecektir. Bu bölgede 2. piston 1. pistonu nazaran daha fazla yol kat ettiğinden dolayı, hacim gittikçe küçülecek ve dolayısı ile sıkıştırma işlemi sürecektir. Her iki pistonda aynı konuma ulaştığında maksimum sıkıştırma oranı



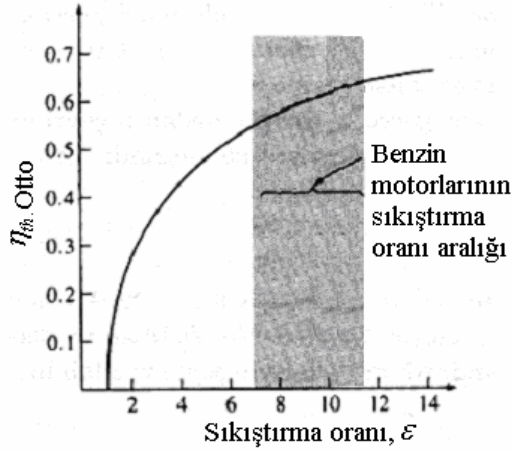
oluşacaktır. Bu noktadan sonra 1. pistonun hızı, 2. pistonun hızından büyük olacağı için genişleme işlemi başlayacak ve dolayısı ile pozitif iş üretimi olacaktır.

Şekil 3.3'de buji ile ateşlemeli bir motorda ideal Otto ve gerçek Otto çevriminin P-V diyagramları görülmektedir.



Şekil 3.3. İdeal ve gerçek otto çevriminin karşılaştırmalı P-V diyagramları

Şekil 3.3'den görülebileceği gibi ideal çevrimin taradığı alan gerçek çevrimin taradığı alandan daha büyük olmaktadır. Bunun en büyük sebebi, ideal çevrimde yanmanın sabit hacimde olduğunun varsayılması ve maksimum basınç değerinin gerçek çevrime göre daha büyük olmasından dolayıdır. Bu nedenle bu motorda esas alınan nokta, yanma olayının sabit hacim bölgesine yaklaştırılması ile yanma sonu basıncının yükseltilmesidir. Böylece gerçek çevrim, sabit hacimde yanma ilkesine yaklaştıkça, maksimum yanma basıncı yükselecek ve basınç eğrisinin taradığı alan artacaktır. Böylece bir çevrimde elde edilebilecek iş ve dolayısı ile güçte artış görülecektir. Şekil 3.4'de ideal Otto çevriminin ısı veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi görülmektedir.



Şekil 3.4. İdeal Otto çevriminin ısı veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi ( $k=1,4$ )

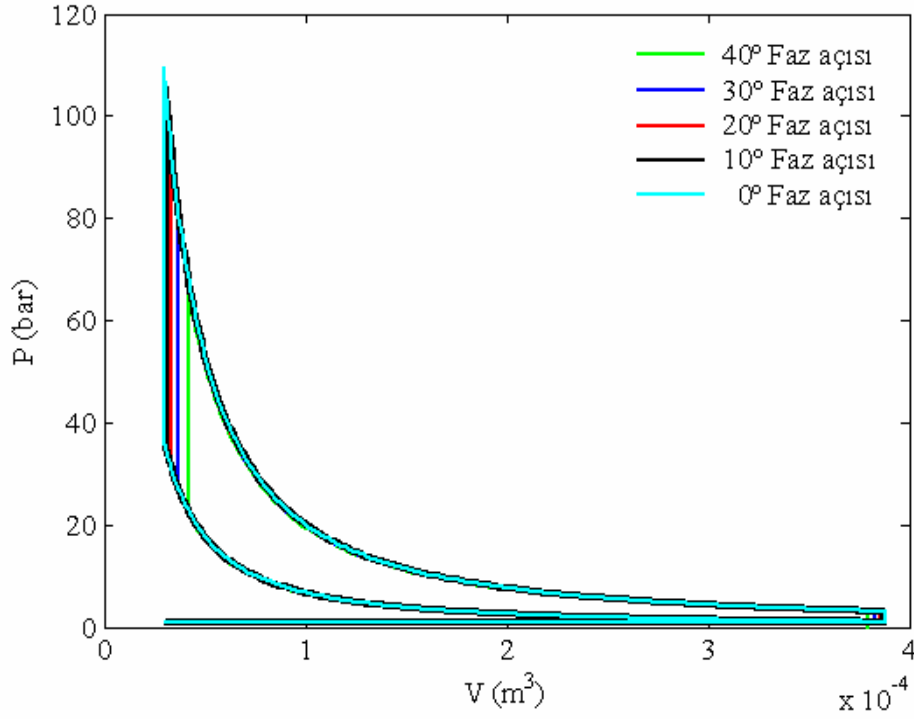
Şekil 3.4’de görüldüğü gibi, ısı verim eğrisi düşük sıkıştırma oranlarında daha dik, sıkıştırma oranı yükseldikçe düzleşmektedir. Bu nedenle, ısı verimdeki artış yüksek sıkıştırma oranlarında daha azdır. Isıl verim Eş. 3.1 ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (3.1)$$

Eş. 3.1’de görüldüğü gibi yüksek sıkıştırma oranı, çevrimin ısı verimi ile birlikte net işini de artırmaktadır. Bu nedenle motorun sıkıştırma oranının artırılması verimi artırmaktadır. Fakat buji ile ateşlemeli motorlarda gerçek sıkıştırma oranı  $7/1 - 11,5/1$  arasındadır ve 11,5 ten daha fazla artırmak mümkün değildir. Çünkü, sıkıştırma sonundaki yüksek basınç, yanma odasındaki karışımın kendi kendine ateşlenmesine, bu nedenle motorun vuruntulu çalışmasına ve ısı veriminin düşmesine yol açmaktadır [58]. Vuruntu, ya sıkıştırma oranı düşürülerek yada benzine tetraetil kurşun katkısı yapılarak önlenmektedir. Tetraetil kurşun katkısının çevreye olumsuz etkilerinden dolayı 1970’li yıllardan itibaren kullanımı giderek azaltılmış ve günümüz araçlarında sıkıştırma oranları düşürülerek kurşunsuz benzin kullanımına geçilmiştir [58].

Daha büyük çevrim alanı elde etmek için, krank mili muyluları arasındaki açı farkı  $0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$  ve  $40^\circ$  alınarak maksimum yanma sonu basınçları teorik çevrim

hesabına göre yapılmıştır. Aşağıdaki şekilde silindir hacmine bağlı olarak silindirdeki basıncın değişimi görülmektedir. Yanma esnasındaki basınç artış oranı 3 olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3.5.Krank mili muylusundaki farklı faz açılara göre çevrimlerin karşılaştırmalı P-V diyagramları

Şekil 3.5’de krank mili muylularındaki açı farkının artmasıyla maksimum yanma sonu basıncının ve basınç eğrisinin taradığı alanın düştüğü görülmektedir.

Çizelge 3.1’de farklı faz açılara göre gerçek sıkıştırma oranı değerleri görülmektedir. Bu çalışmada faz açısının 30° alınmasının nedeni, yüksek sıkıştırma oranlarında görülen olumsuzluklardan dolayıdır. Bu nedenle sıkıştırma oranı 10,36 alınmıştır.

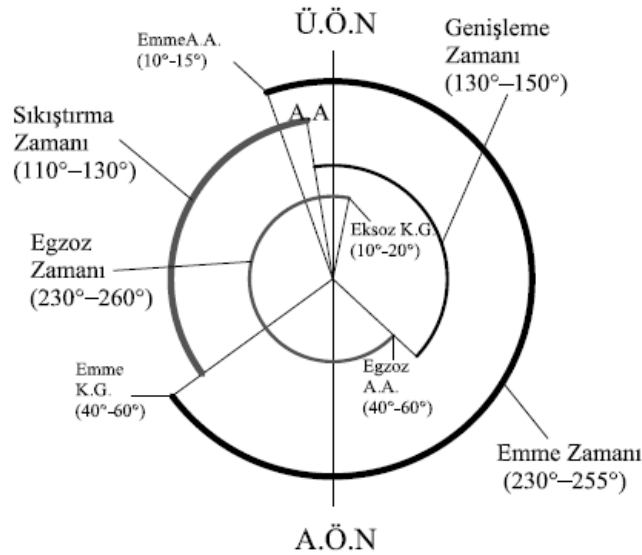
Çizelge 3.1. Faz açılara göre sıkıştırma oranı değerleri

0° Faz açısı için	13,000
10° Faz açısı için	12,6443
20° Faz açısı için	11,6833
<b>30° Faz açısı için</b>	<b>10,3651</b>
40° Faz açısı için	8,9435

### 3.2. Supap Zamanlaması

Bir motorda, karışımın her çevrim için silindir içerisine en uygun bir şekilde alınması ve yanmış olan gazların tamamen dışarıya atılması için supap zamanlaması çok önemlidir. Gelişmiş motorlarda her devir ve yüke göre ayarlanabilen değişken supap zamanlaması mekanizmaları kullanılmaktadır.

Şekil 3.6'da dört zamanlı motorların supap zamanlama diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.6. Klasik bir motorda supap zamanlama diyagramı

Gaz kelebeği tam açık konumda iken emme zamanında silindir içinde bulunan basınç atmosfer basıncından biraz düşüktür. Silindir içerisine daha fazla karışımın

girebilmesi için uygulamada emme supabı genellikle ÜÖN'dan  $10^{\circ}$ - $15^{\circ}$  önce açılmaktadır [59]. Böylece emme zamanı süresince emme supabı daha çok açık kalacağından dolayı, dolgudaki kısılma miktarı azalacak ve volumetrik verim artacaktır [59]. Silindir basıncı AÖN'da emme manifoldu basıncından düşük olduğundan dolayı, silindir hacmi pistonun hızı dolayısıyla azalsa bile, piston AÖN'yi  $40^{\circ}$ - $60^{\circ}$  geçene kadar silindirlere karışımın dolgusu devam edecektir. Bu nedenle emme supabı AÖN'dan sonra kapatılarak silindirlerin dolgu zamanı artırılabilir [59]. Böylece emme olayı toplam  $230^{\circ}$ - $255^{\circ}$  KMA kadardır.

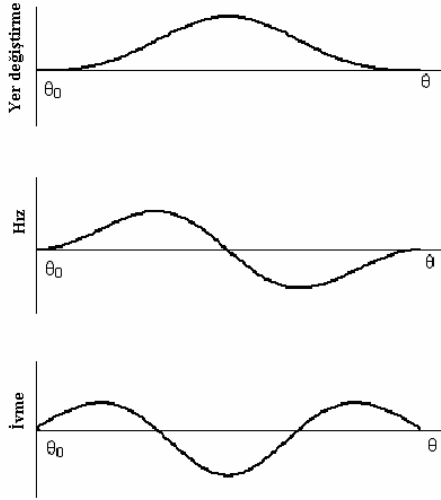
Egzoz supabı silindir içerisindeki yanmış gazların boşaltılması için yeterli zaman sağlamak üzere genişleme periyodunun sonunda AÖN'dan  $40^{\circ}$ - $60^{\circ}$  önce açılacaktır. Böylece silindir içindeki az miktardaki basıncın etkisiyle yanmış egzoz gazlarının bir kısmı egzoz supabından kendiliğinden çıkacaktır ve egzoz zamanında piston silindir basıncına karşı çalışmayacağından çevrimin net işi artacaktır. Egzoz supabının açılma zamanı efektif genişleme oranını belirlediğinden dolayı, çevrimin verimini etkilemektedir. Egzoz manifoldunu terk eden egzoz gazlarının taşınma kapasitesini artırmak için egzoz supabı genellikle ÜÖN'dan  $10^{\circ}$ - $20^{\circ}$  sonra kapanmaktadır. Bu nedenle silindir basıncı düşeceğinden dolayı, emme zamanında daha çok dolgu silindire girerek volumetrik verimi artıracaktır [59].

### 3.3. Teorik Supap Açılması

Kam profilinin şekli supabın hareket eğrisini belirler. Emme supabı piston AÖN'ya inerken, arkasında bıraktığı boşluğu taze karışım dolduracak şekilde hareket eder. Supap hareket profilinde, hızlanma eğrisinin yavaşlama eğrisine oranı sabittir.

Şekil 3.7'de görüldüğü gibi başlangıçta supap  $\theta_0$ 'da, sıfır hızından itibaren hızlanarak maksimum hıza ulaşır. Bu zaman süresince kamdan supaba iletilen maksimum ivme daima pozitif değerdedir. Bu esnada supap kam üzerinden ayrılmaz [60]. İkinci zaman ise, supabın maksimum hızından tekrar sıfır hızına yani supabın maksimum kurs pozisyonuna gelene kadar geçen zamandır. Bu zaman süresince ivme daima negatif yöndedir ve hareket halinde bulunan elemanların atalet kuvvetleri bu

elemanları kamdan uzaklaştırmaya doğru etki eder. Bu zaman süresince supap yayı bu elemanların kamdan ayrılmasını önler [60].



şekil 3.7. Supap yer değiştirme, hız ve ivme grafikleri

Supap maksimum kursuna eriştikten sonra ya bir müddet bu durumda kalır veya geri dönerek kapanma periyoduna geçer. Supap kapanırken öncelikle hız sıfırdan maksimuma ulaşır. Bu esnada da ivme negatif yöndedir. Supap maksimum hızdan sıfır hızına geçerken tekrar pozitif ivme ile hareket eder. Kam tasarımında pozitif ve negatif yönlerdeki ivmelerin mutlak değerleri büyük önem taşır. Pozitif yöndeki maksimum ivme kam üzerindeki basınç dolayısıyla, negatif yöndeki maksimum ivme ise seçilecek yayın kuvveti bakımından önemlidir. Kam üzerindeki maksimum basıncı, maksimum ivme tayin etmektedir. Yay kuvvetini belirlemede, negatif yöndeki maksimum ivme dikkate alınmaktadır. Bu nedenle kam profillerinde, pozitif ve negatif yönlerdeki ivmelerin maksimum değerleri arasındaki fark mümkün olan en düşük değerde tutulmalıdır [60].

#### 4. KAM PROFİLİ ELDE EDİLMESİNDE KULLANILAN HAREKET DENKLEMLERİ

Yapılan bütün hesaplamaların aynı şartlarda olması için motor hızı 3000 d/d, supap kurs miktarı 6 mm ve supap açık kalma süresi 2,164 radyan (124°) alınmıştır. Bu şartlara göre, tek beklemeli (RFD) ve çift beklemeli (RDFD) kam profillerinin elde edilmesinde kullanılan hareket denklemleri ve kam profilleri aşağıdaki gibidir. Bu eşitliklerde;

$h$  :Maksimum supap kursu (mm),

$\theta$  :Yukarı yöndeki supap hareketine göre supap açısı (rad),

$\beta$  : Maksimum supap açık kalma süresi (rad)'dir.

Bağımsız değişken  $\theta$  açısı her bir aralıkta farklıdır ve toplam supap açık kalma açısı  $\beta$ 'ya bölünerek boyutsuzlaştırılmıştır.  $\theta/\beta$  oranı her bir aralıkta 0 - 1 arasında değişir ve boyutsuz bir orandır.

#### 4.1. Tek Beklemeli (RFD) Hareket Denklemleri

##### 4.1.1. 2-3 polinomu

Kam profili elde edilmesinde kullanılan polinomik hareket denklemlerinden en basit olanı 2-3 polinomudur [62]. 2-3 polinomu 3. dereceden dört sabit katsayılı bir denklemdir. 2-3 polinomunda sadece yer değiştirme ve hız eğrileri için sınır şartları kullanıldığından dolayı ivme ve ivme değişimi eğrileri kontrol edilememektedir.

n. dereceden polinomik eşitlik aşağıdaki formdadır [62];

$$S = C_0 + C_1x + C_2x^2 + C_3x^3 + \dots + C_nx^n, \quad (4.1)$$

Burada;

S :Supabın yukarı yöndeki yer değiştirmesi (mm),

$x : \theta / \beta$ 'ya göre değişen bağımsız değişken (rad),

C: Sınır Şartlarına göre belirlenen sabit katsayılardır.

2-3 polinomu ile kam profili elde etmek için kullanılan sınır Şartları;

1.  $\theta = 0$  ise  $s=0$ ,  $v=0$ ,

2.  $\theta = \beta$  ise  $s=h$ ,  $v=0$ ,

Şeklinde yazılır. 2-3 polinomu ile yer değiştirme ifadesi;

$$s = C_0 + C_1 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 \quad (4.2)$$

Şeklinde olur. Sınır Şartlarını yerine koymak için EŞ. 4.2'nin  $\theta$ 'ya göre birinci turevi alınrsa hız fonksiyonu elde edilir [62];

$$v = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 \right] \quad (4.3)$$

1. grup sınır Şartları için;

$\theta = 0$ 'da  $s=0$ ;

$$0 = C_0 + C_1 \left( \frac{0}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 \quad (4.4)$$

Buradan,

$$C_0 = 0$$

bulunur.

$\theta = 0$ 'da  $v=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{0}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 \right] \quad (4.5)$$

Buradan,



$$C_1 = 0$$

bulunur.

2. grup sınır şartları için;

$$\theta = \beta \text{ 'da } s=h;$$

$$h = C_0 + C_1 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 \quad (4.6)$$

Buradan,

$$C_0 + C_1 + C_2 + C_3 = h$$

bulunur.

$$\theta = \beta \text{ 'da } v=0;$$

$$0 = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 \right] \quad (4.7)$$

Buradan,

$$C_1 + 2C_2 + 3C_3 = 0$$

bulunur.

Yukarıdaki eşitliklerden,

$$C_2 = 3h \text{ ve } C_3 = -2h$$

elde edilir. Bulunan katsayılar Eş. 4.2 ve Eş. 4.3'de yerlerine yazılırsa supap yer değiştirme ve hız denklemleri elde edilir.

$$s = h \left[ 3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 \right] \quad (4.8)$$

$$v = \frac{h}{\beta} \left[ 6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) - 6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 \right] \quad (4.9)$$

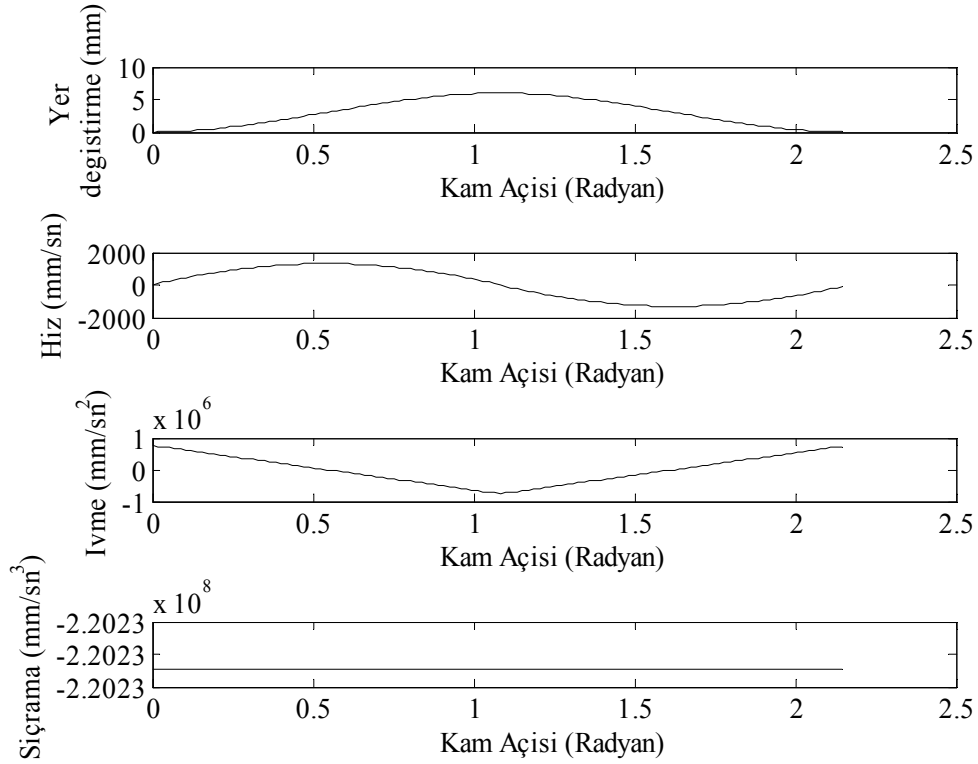
Supap yer değiştirme eşitliğinin ikinci ve üçüncü türevleri alınarak ivme ve sıçrama eşitliği bulunur [62]. İvme eşitliği,

$$a = \frac{h}{\beta^2} \left[ 6 - 12 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (4.10)$$

Sıçrama eşitliği,

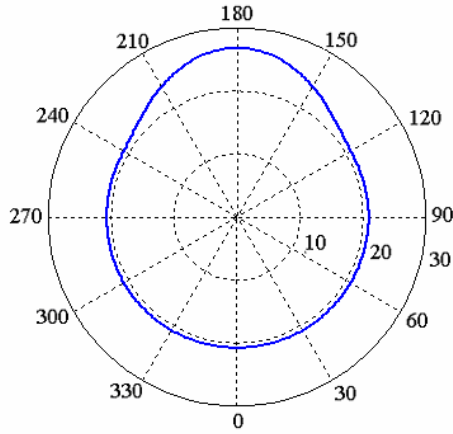
$$j = \frac{h}{\beta^3} [-12] \quad (4.11)$$

2-3 polinomuna göre çizilmiş yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 4.1'de görölmektedir. Hız 0 ile 1,306 m/s arasında, ivme 0 ile  $7,58 \cdot 10^2$  m/s<sup>2</sup> arasında değişmekte ve sıçrama değeri sabit  $-2,202 \cdot 10^5$  m/s<sup>3</sup>'tür.



Şekil 4.1. 2-3 polinomunun yer değiştirme, hız ve ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 4.2’de 2-3 polinomuna göre 20,825 mm temel daire yarıçapı ve 6 mm supap kursu için, 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresine sahip polar koordinatlarda çizilen kam profili görülmektedir.



Şekil 4.2. Polar koordinatlarda 2-3 polinomuna göre elde edilen kam profili

#### 4.1.2. 3-4-5-6 polinomu

3-4-5-6 polinomunda supabın yukarı yöndeki yer değiştirmesi ve hız kontrolüne ilave olarak, uç noktalarda ivmelenmenin sıfır olması şartı vardır. Yedi tane bilinmeyen katsayı olduğundan dolayı yedi tane sınır şartı kullanılmıştır [62]. Supap hareketi için sınır şartları;

1.  $\theta = 0$  ise  $s=0$ ,  $v=0$ ,  $a=0$ ,
2.  $\theta = 2\beta$  ise  $s=0$ ,  $v=0$ ,  $a=0$ ,
3.  $\theta = \beta$  ise  $s=h$ ,

şeklinde olur.

3-4-5-6 polinomu ile yer değiştirme ifadesi;

$$s = C_0 + C_1 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 + C_6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 \quad (4.12)$$

şeklindedir. Sınır şartlarını yerine koymak için Eş. 4.12'nin  $\theta$ 'ya göre birinci, ikinci ve üçüncü türevleri alınırsa hız, ivme ve sıçrama eşitlikleri elde edilir..

$$v = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 6C_6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.13)$$

$$a = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 30 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.14)$$

$$j = \frac{1}{\beta^3} \left[ 6C_3 + 24C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 60C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 120 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 \right] \quad (4.15)$$

1. grup sınır şartları için;

$\theta = 0$ 'da  $s=0$ ;

$$0 = C_0 + C_1 \left( \frac{0}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^5 + C_6 \left( \frac{0}{\beta} \right)^6 \quad (4.16)$$

$$C_0 = 0$$

bulunur.

$\theta = 0$ 'da  $v=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{0}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 + 6C_6 \left( \frac{0}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.17)$$

$$C_1 = 0$$

bulunur.

$\theta = 0$ 'da  $a=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + 30 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.18)$$

$$C_2 = 0$$

bulunur.

2. grup sınır şartları için;

$\theta = 2\beta$  'da  $s=0$ ;

$$0 = C_0 + C_1 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^5 + C_6 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^6 \quad (4.19)$$

$$8C_3 + 16C_4 + 32C_5 + 64C_6 = 0$$

bulunur.

$\theta = 2\beta$  'da  $v=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^4 + 6C_6 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.20)$$

$$12C_3 + 32C_4 + 80C_5 + 192C_6 = 0$$

bulunur.

$\theta = 2\beta$  'da  $a=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^3 + 30 \left( \frac{2\beta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.21)$$

$$12C_3 + 48C_4 + 160C_5 + 480C_6 = 0$$

bulunur.

3. grup sınır şartları için;

$\theta = \beta$  'da  $s=h$ ;

$$h = C_0 + C_1 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^5 + C_6 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^6 \quad (4.22)$$

$$C_3 + C_4 + C_5 + C_6 = h$$

bulunur.

Yukarıdaki denklemlerden;

$C_0 = 0$ ;  $C_1 = 0$ ;  $C_2 = 0$ ;  $C_3 = 8h$ ;  $C_4 = -12h$ ;  $C_5 = 6h$  ve  $C_6 = -h$  bulunur. Bulunan katsayılar Eş. 4.12'de yerlerine yazılırsa;

$$s = h \left[ 8 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 12 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 - \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 \right] \quad (4.23)$$

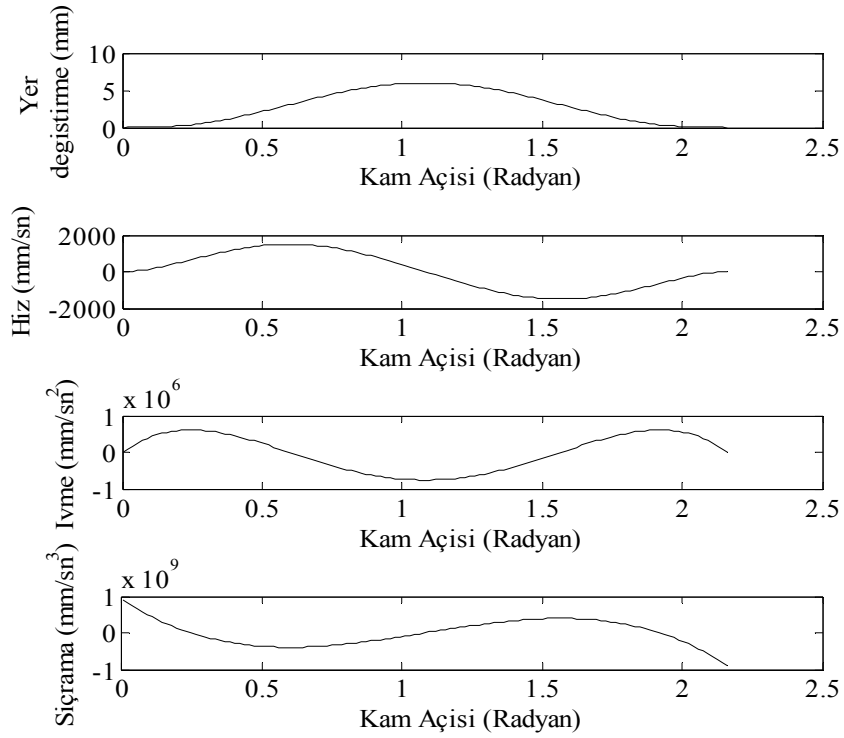
$$v = \frac{h}{\beta} \left[ 24 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 48 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 30 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 - 6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.24)$$

$$a = \frac{h}{\beta^2} \left[ 48 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) - 144 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 120 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 30 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.25)$$

$$j = \frac{h}{\beta^3} \left[ 48 - 288 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 360 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 120 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 \right] \quad (4.26)$$

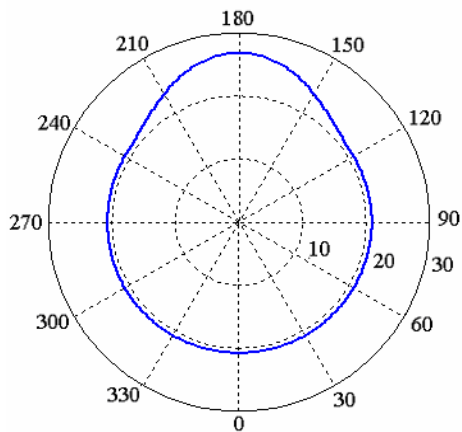
eşitlikleri elde edilir. Bu eşitliklere göre çizilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 4.3'deki gibidir.

Hız fonksiyonu 0 ile 1,496 m/s arasında değişmektedir ve süreklidir. İvme fonksiyonu da süreklidir ve  $6,065.10^2 \text{ m/s}^2$  ile  $-7,586.10^2 \text{ m/s}^2$  arasında değişmektedir. Sıçramanın maksimum değeri  $8,809.10^5 \text{ m/s}^3$ 'tür.



Şekil 4.3. 3-4-5-6 polinomunun yer değıstirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

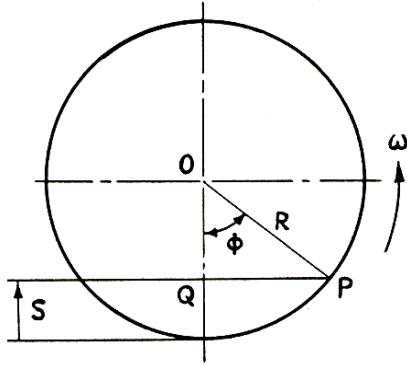
Şekil 4.4'de 20,825 mm temel daire yarıçapı ve 6 mm supap kursu için, 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresine göre polar koordinatlarda çizilen kam profili görülmektedir.



Şekil 4.4. Polar koordinatlarda 3-4-5-6 polinomuna göre elde edilen kam profili

### 4.1.3. Basit harmonik hareket eğrisi

Tasarım kolaylığı ve sürekli hareket olmasından dolayı basit harmonik hareket eğrisi bilhassa düşük veya orta hızlı kam profillerinin tasarımına daha çok uygundur. Basit harmonik hareket bir noktanın ivmesinin, noktanın hareketine orantılı olması şeklinde karakterize edilir [62]. Aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi Q noktası P noktasının izdüşümüdür ve P noktası R yarıçaplı dairenin etrafında basit harmonik hareket ile dönerken, Q noktası R yarıçapı boyunca dikey olarak hareket eder. Çapın bir ucu referans olarak seçilirse, Q noktasının hareketinin genel ifadesi;



$$S = R(1 - \cos \phi), \quad (4.27)$$

Burada;

$$R = h/2, \quad \phi = \frac{\pi \cdot \theta}{\beta}$$

Bu değerler yukarıdaki eşitlikte yerine koyulup türevleri alınırsa kalkış hareketi için yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama eşitlikleri aşağıdaki gibi olur;

$$S(\theta) = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{\beta}\right) \quad (4.28)$$

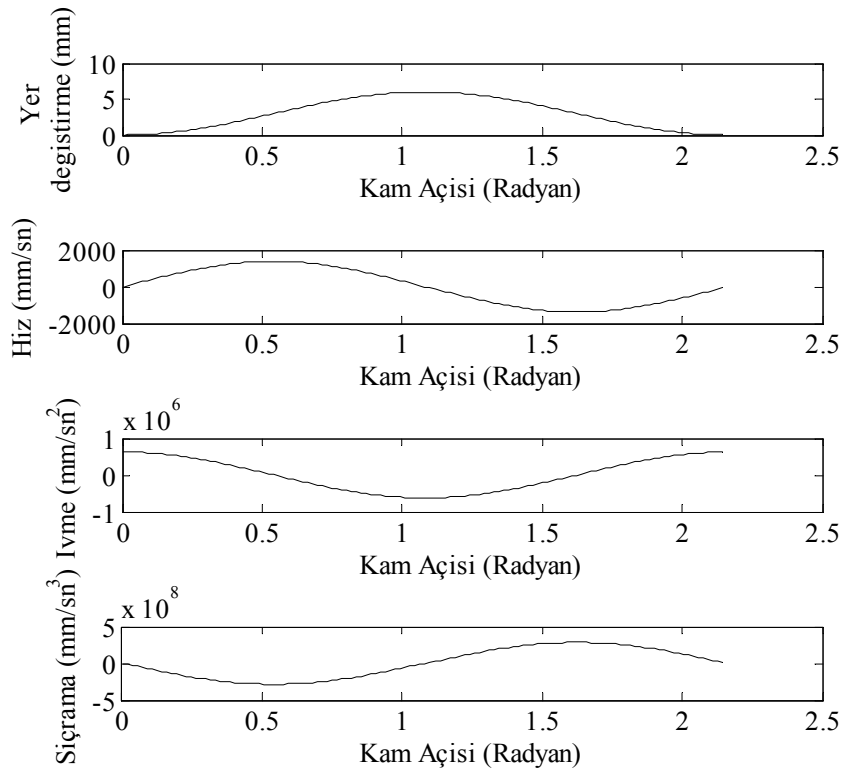
$$V(\theta) = \frac{h \pi}{2 \beta} \sin\left(\frac{\pi \theta}{\beta}\right) \quad (4.29)$$



$$A(\theta) = \frac{h}{2} \left( \frac{\pi}{\beta} \right)^2 \cos\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right) \quad (4.30)$$

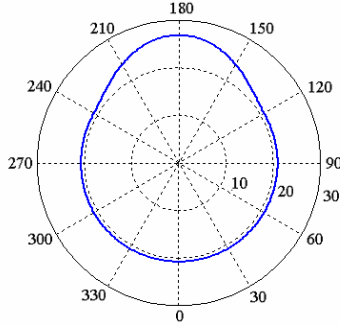
$$J(\theta) = -\frac{h}{2} \left( \frac{\pi}{\beta} \right)^3 \sin\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right) \quad (4.31)$$

Yukarıdaki eşitliklere göre yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 4.5'de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, hareket başlangıç ve bitişte daha yavaş, orta noktalarda daha hızlı olmaktadır. Bu tüm DRD (bekleme-hareket-bekleme) için kullanılan eğrilerde aranan özelliktir [63]. Hız fonksiyonu süreklidir ve bekleme bölgelerinde sıfıra eşittir. Motor 3000 d/d'da sabit açısal hızla dönerken, supabın maksimum hızı kalkma periyodunun ortasında 1,36 m/s'dir. Bununla birlikte ivmelenme fonksiyonu 0 ile  $6,239.10^2 \text{ m/s}^2$  arasında değişmektedir. Sıçramanın maksimum değeri  $2,845.10^5 \text{ m/s}^3$ 'tür.



Şekil 4.5. Basit harmonik hareketin yer değıstirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 4.6'da 20,8 mm temel daire yarıçapı ve 6 mm supap kursu için, 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresine göre polar koordinatlarda çizilen kam profili görülmektedir.



Şekil 4.6. Polar koordinatlarda basit harmonik harekete göre elde edilen kam profili

#### 4.1.4. Çift harmonik hareket eğrisi

Tek bekleme hareketi için (RFD) kalkış periyodunun sonunda, fonksiyonun ivme değerinin sıfır olmaması gerekir. Bu durum çift bekleme hareketi için geçerli değildir. Tek bekleme hareketinin iniş periyodunda ivme, fonksiyonun kalkış periyodunun sonundaki sıfırdan farklı bir değerden başlar ve iniş periyodunun sonunda tekrar sıfıra gider. Bu kriterleri taşıyan çift harmonik hareket eğrisi, iki tane kosinüs teriminden ismini alır. Birinci terim harmonik periyodun yarısı, diğeri ise tam periyot dalgasıdır [63]. Çift harmonik hareketin eşitlikleri;

$$s = \frac{h}{2} \left\{ \left[ 1 - \cos\left(\pi \frac{\theta}{\beta}\right) \right] - \frac{1}{4} \left[ 1 - \cos\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right) \right] \right\} \quad (4.32)$$

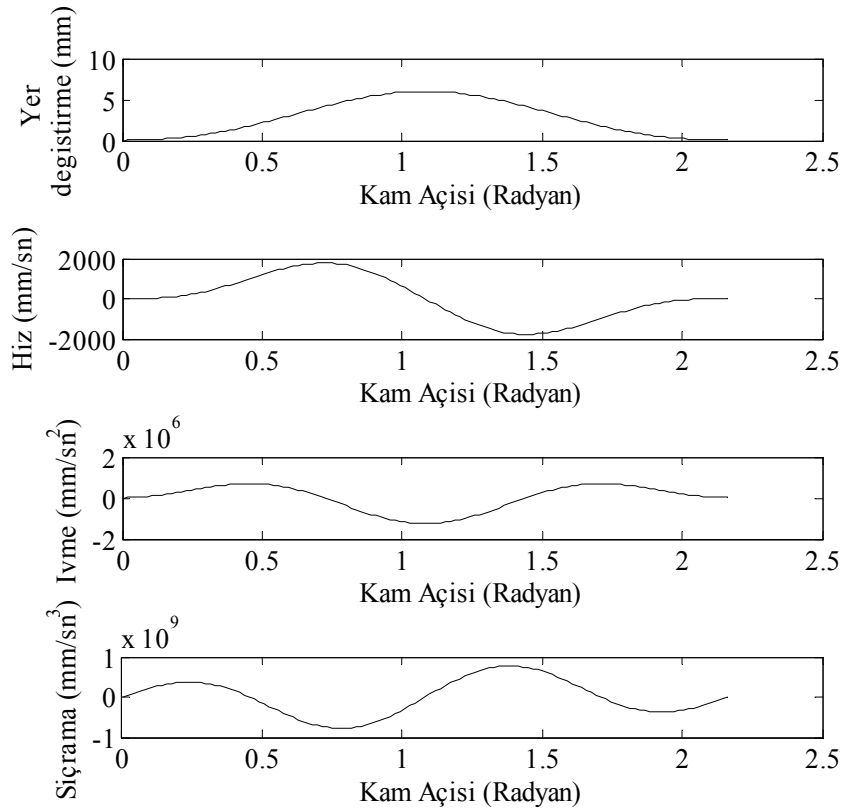
$$v = \frac{\pi h}{\beta} \left\{ \left[ \sin\left(\pi \frac{\theta}{\beta}\right) \right] - \frac{1}{2} \left[ \sin\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right) \right] \right\} \quad (4.33)$$

$$a = \frac{\pi^2 h}{\beta^2} \left[ \cos\left(\pi \frac{\theta}{\beta}\right) - \cos\left(2\pi \frac{\theta}{\beta}\right) \right] \quad (4.34)$$

$$j = -\frac{1}{2}H\left(\frac{\pi\omega}{\beta}\right)^3\left[\sin\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right) - \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right)\right] \quad (4.35)$$

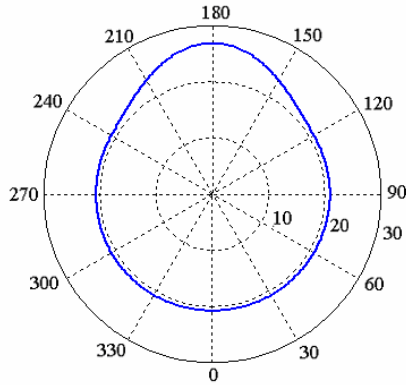
Bu eşitliklere göre çizilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 4.7'de görülmektedir.

Burada hız fonksiyonu süreklidir ve 0 ile 1,777 m/s arasında değişmektedir. Kalkış periyodunun sonunda ivmelenme sıfırdan farklı olarak  $7,019.10^2 \text{ m/s}^2$  ile  $-1,248.10^3 \text{ m/s}^2$  arasında değişmektedir. Sıçramanın maksimum değeri  $7,783.10^5 \text{ m/s}^3$ 'tür.



Şekil 4.7. Çift Harmonik hareket eğrisinin yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 4.8'de 20,8 mm temel daire yarıçapı ve 6 mm supap kursu için, 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresine göre polar koordinatlarda çizilen kam profili görülmektedir.



Şekil 4.8. Polar koordinatlarda çift harmonik harekete göre çizilen kam profili

## 4.2.Çift Beklemeli (RDFD) Hareket Denklemleri

### 4.2.1. 3-4-5 polinomu

3-4-5 polinomunda yer değiştirme, hız, ivme grafiklerinin bekleme bölgelerinde ve sınır şartlarında fonksiyonlar sürekli olmalıdır. Hareket ve hız kontrolüne ilave olarak, uç noktalarda da ivmelenmenin sıfır olması şartı vardır [63].

İzleyicinin yer değiştirmesi için sınır şartları;

1.  $\theta = 0$  için  $s=0$ ,  $v=0$ ,  $a=0$
2.  $\theta = \beta_1$  için  $s=h$ ,  $v=0$ ,  $a=0$

şeklinde yazılır. 3-4-5 polinomu ile yer değiştirme ifadesi;

$$s = C_0 + C_1 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 \quad (4.36)$$

şeklinde olur. Sınır şartlarını yerine koymak için Eş. 4.36'nın  $\theta$ 'ya göre birinci ve ikinci türevi alınırsa;

$$v = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.37)$$

$$a = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 \right] \quad (4.38)$$

eşitlikleri elde edilir.

1. grup sınır şartları için;

$\theta = 0$  'da  $s=0$  ;

$$0 = C_0 + C_1 \left( \frac{0}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^5 \quad (4.39)$$

$$C_0 = 0$$

bulunur.

$\theta = 0$  'da  $v=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{0}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.40)$$

$$C_1 = 0$$

bulunur.

$\theta = 0$  'da  $a=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 \right] \quad (4.41)$$

$$C_2 = 0$$

bulunur.

2. grup sınır şartları için;

$\theta = \beta$  'da  $s=h$ ;

$$h = C_0 + C_1 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^5 \quad (4.42)$$

$$C_3 + C_4 + C_5 = h$$

bulunur.

$\theta = \beta$  'da  $v=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.43)$$

$$3C_3 + 4C_4 + 5C_5 = 0$$

bulunur.

$\theta = \beta$  'da  $a=0$ ;

$$0 = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 \right] \quad (4.44)$$

$$6C_3 + 12C_4 + 20C_5 = 0$$

bulunur.

Yukarıdaki eşitliklerden katsayı değerleri;

$$C_3 = 10h,$$

$$C_4 = -15h,$$

$$C_5 = 6h,$$

bulunur. Bulunan katsayılar yerlerine yazılırsa yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama eşitlikleri;

$$s = h \left[ 10 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 15 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.45)$$

$$v = \frac{h}{\beta} \left[ 30 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 60 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 30 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.46)$$

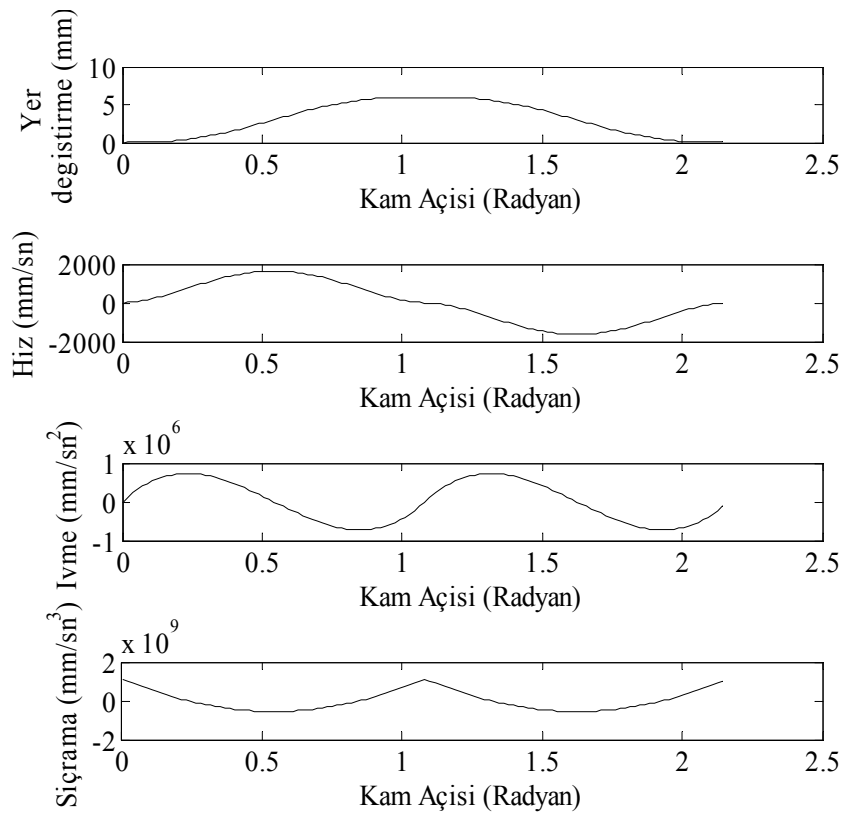
$$a = \frac{h}{\beta^2} \left[ 60 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) - 180 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 120 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 \right] \quad (4.47)$$

$$j = \frac{h}{\beta^3} \left[ 60 - 360 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 360 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 \right], \quad (4.48)$$

elde edilir.

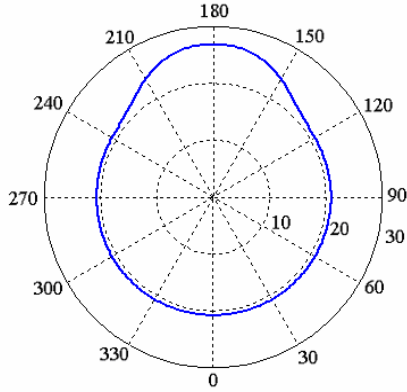
Bu eşitliklere göre çizilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 4.9'da görülmektedir.

3-4-5 polinomuna göre çizilen grafiklerde ivmelenme grafiği sürekli ve supap kurs sonunda sıçrama yapmaktadır. Hız 0 ile 1,633 m/s arasında, ivme 0 ile  $7,29 \cdot 10^2 \text{ m/s}^2$  ve sıçramanın maksimum değeri  $1,101 \cdot 10^6 \text{ m/s}^3$ 'tür.



Şekil 4.9. 3-4-5 polinomunun yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 4.10'da 20,8 mm temel daire yarıçapı ve 6 mm supap kursu için, 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresine göre polar koordinatlarda çizilen kam profili görülmektedir.



Şekil 4.10. Polar koordinatlarda 3-4-5 polinomuna göre elde edilen kam profili

Şekil 4.10'a göre kam iticiye, sürekli olarak tek noktadan temas etmediği için ve sıçramadan dolayı oluşan dinamik olumsuzluklardan dolayı bu profil imalatı yapılan motor için uygun değildir.

#### 4.2.2. 4-5-6 -7 polinomu

8 adet bilinmeyen katsayı olduğundan dolayı, izleyici kalkışının başında ve sonundaki sıçramaya sınırlama getirilerek 8 tane sınır şartı oluşturulmuştur [63].

İzleyici kalkışı için sınır şartları;

1.  $\theta = 0$  ise  $s=0$ ,  $v=0$ ,  $a=0$ ,  $j=0$
2.  $\theta = \beta$  ise  $s=h$ ,  $v=0$ ,  $a=0$ ,  $j=0$

şeklinde yazılır. 4-5-6-7 polinomu ile yer değiştirme ifadesi;

$$s = C_0 + C_1 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 + C_6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 + C_7 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^7 \quad (4.49)$$



şeklinde olur. Sınır şartlarını yerine koymak için Eş. 4.49'un  $\theta$ 'ya göre birinci, ikinci ve üçüncü türevi alınırsa;

$$v = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 6C_6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 7C_7 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 \right] \quad (4.50)$$

$$a = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 30C_6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 42C_7 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.51)$$

$$j = \frac{1}{\beta^3} \left[ 6C_3 + 24C_4 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) + 60C_5 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 120C_6 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 210C_7 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.52)$$

eşitlikleri elde edilir.

1. grup sınır şartları için;

$\theta = 0$ 'da  $s=0$  ;

$$0 = C_0 + C_1 \left( \frac{0}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^5 + C_6 \left( \frac{0}{\beta} \right)^6 + C_7 \left( \frac{0}{\beta} \right)^7 \quad (4.53)$$

$$C_0 = 0$$

bulunur.

$\theta = 0$ 'da  $v=0$  ;

$$0 = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{0}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 + 6C_6 \left( \frac{0}{\beta} \right)^5 + 7C_7 \left( \frac{0}{\beta} \right)^6 \right] \quad (4.54)$$

$$C_1 = 0$$

bulunur.

$$\theta = 0 \text{ 'da } a=0 ;$$

$$0 = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{0}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + 30C_6 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 + 42C_7 \left( \frac{0}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.55)$$

$$C_2 = 0$$

bulunur.

$$\theta = 0 \text{ 'da } j=0 ;$$

$$0 = \frac{1}{\beta^3} \left[ 6C_3 + 24C_4 \left( \frac{0}{\beta} \right) + 60C_5 \left( \frac{0}{\beta} \right)^2 + 120C_6 \left( \frac{0}{\beta} \right)^3 + 210C_7 \left( \frac{0}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.56)$$

$$C_3 = 0$$

bulunur.

2. grup sınır şartları için;

$$\theta = \beta \text{ 'da } s=h;$$

$$h = C_0 + C_1 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + C_2 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 + C_4 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^4 + C_5 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^5 + C_6 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^6 + C_7 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^7 \quad (4.57)$$

$$C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6 + C_7 = h$$

bulunur.

$$\theta = \beta \text{ 'da } v=0;$$

$$0 = \frac{1}{\beta} \left[ C_1 + 2C_2 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + 3C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + 4C_4 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 + 5C_5 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^4 + \right. \\ \left. 6C_6 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^5 + 7C_7 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^6 \right] \quad (4.58)$$

$$C_1 + 2C_2 + 3C_3 + 4C_4 + 5C_5 + 6C_6 + 7C_7 = 0$$

bulunur.

$$\theta = \beta \text{ 'da } a = 0 ;$$

$$0 = \frac{1}{\beta^2} \left[ 2C_2 + 6C_3 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + 12C_4 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + 20C_5 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 + \right. \\ \left. 30C_6 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^4 + 42C_7 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.59)$$

$$2C_2 + 6C_3 + 12C_4 + 20C_5 + 30C_6 + 42C_7 = 0$$

bulunur.

$$\theta = \beta \text{ 'da } j = 0 ;$$

$$0 = \frac{1}{\beta^3} \left[ 6C_3 + 24C_4 \left( \frac{\beta}{\beta} \right) + 60C_5 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^2 + 120C_6 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^3 + 210C_7 \left( \frac{\beta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.60)$$

$$6C_3 + 24C_4 + 60C_5 + 120C_6 + 210C_7 = 0$$

bulunur.

Yukarıdaki eşitliklerden,

$$C_4 = 35h,$$

$$C_5 = -84h,$$

$$C_6 = 70h,$$

$$C_7 = -20h,$$

elde edilir. Bulunan katsayılar yerlerine yazılırsa;

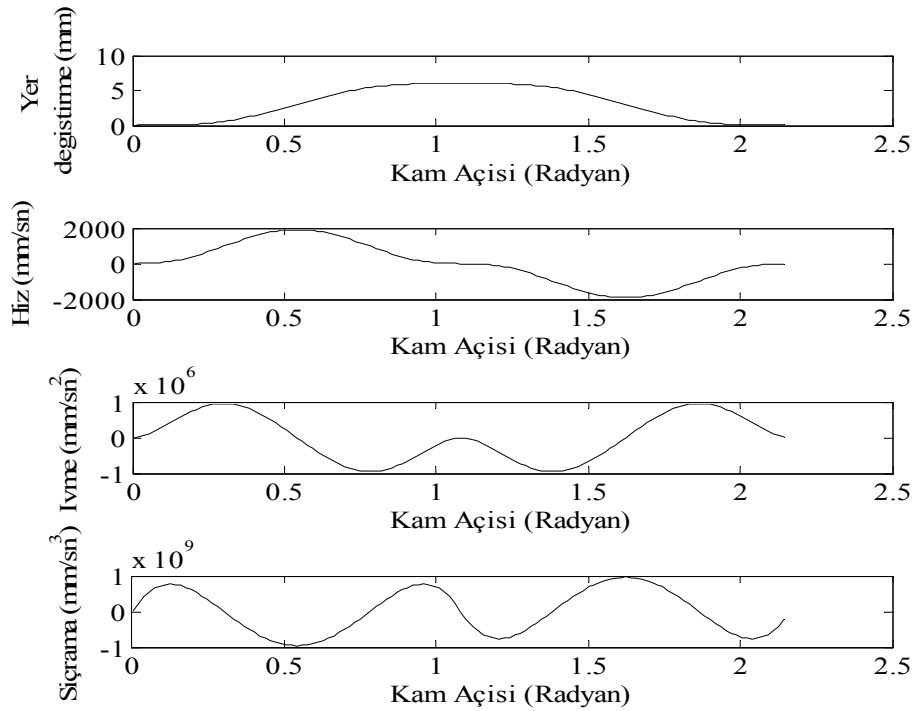
$$s = h \left[ 35 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 - 84 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 + 70 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 - 20 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^7 \right] \quad (4.61)$$

$$v = \frac{h}{\beta} \left[ 140 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 420 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 + 420 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 - 140 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^6 \right] \quad (4.62)$$

$$a = \frac{h}{\beta^2} \left[ 420 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 - 1680 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 + 2100 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 - 840 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^5 \right] \quad (4.63)$$

$$j = \frac{h}{\beta^3} \left[ 840 \left( \frac{\theta}{\beta} \right) - 5040 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^2 + 8400 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^3 - 4200 \left( \frac{\theta}{\beta} \right)^4 \right] \quad (4.64)$$

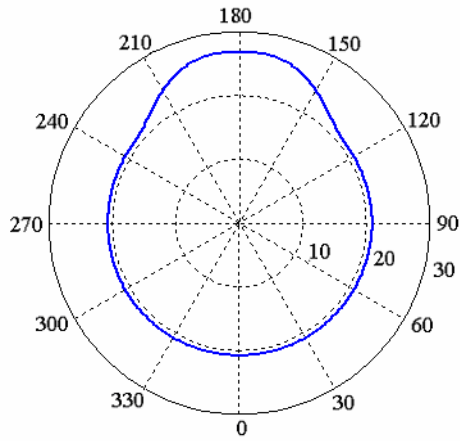
eşitlikleri elde edilir. Bu eşitliklere göre çizilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 4.11’de görülmektedir.



Şekil 4.11. 4-5-6-7 polinomunun yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

4-5-6-7 polinomuna göre çizilen grafiklerde ivme ve sıçrama grafiği süreklidir. Hız 0 ile 1,905 m/s arasında, ivme 0 ile  $9.49.10^2 \text{ m/s}^2$  ve sıçramanın maksimum değeri  $9,63.10^5 \text{ m/s}^3$  tür. 3-4-5 polinomuna göre maksimum hız ve ivme değerleri büyük olmasına rağmen sıçrama fonksiyonu daha düşük değerdedir.

Şekil 4.12’de 20,8 mm temel daire yarıçapı ve 6 mm supap kursu için, 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresine göre polar koordinatlarda çizilen kam profili görülmektedir.



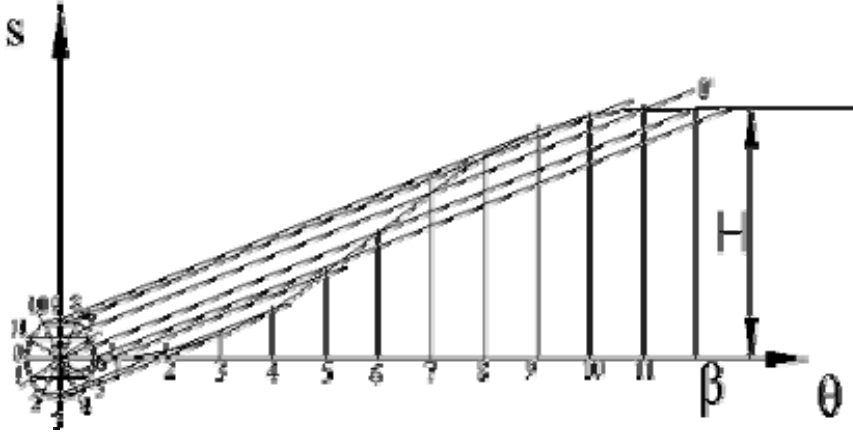
Şekil 4.12. Polar koordinatlarda 4-5-6-7 polinomuna göre elde edilen kam profili

Şekil 4.12’deki profile göre kam iticiye, sürekli olarak tek noktadan temas etmediği için, bu profil dinamik açıdan imalatı yapılan motor için uygun değildir.

#### 4.2.3. Sikloid hareket eğrisi

Bir daire bir doğru üzerinde yuvarlanır ise, daire çemberi üzerinde bir nokta sikloid eğrisini çizer. İzleyicide sikloid hareketi elde etmek için, Şekil 4.13’de görüldüğü gibi çevresi  $H$  veya çapı  $H/\pi$  olan merkezi ise  $OO'$  doğrusu üzerinde bulunan daire çizilir. Daire çemberi ve supap yer değiştirme açısı aynı sayıda eşit aralıklara bölünür. Bu daire üzerinde bulunan bir noktadan (1 noktası) çizilen yatay doğrunun dikey eksenini kestiği noktadan  $OO'$  ye paralel çizilen doğru ile aynı noktaya karşı

gelen yatay eksen üzerindeki noktadan (1 noktası) çizilen dikey doğrunun kesiştiği nokta yükselme eğrisi üzerinde bir noktayı belirler [62].



Şekil 4.13. Sikloid hareket eğrisi [63]

Sayısal olarak yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri aşağıdaki eşitlikler kullanılarak çizilebilir [62].

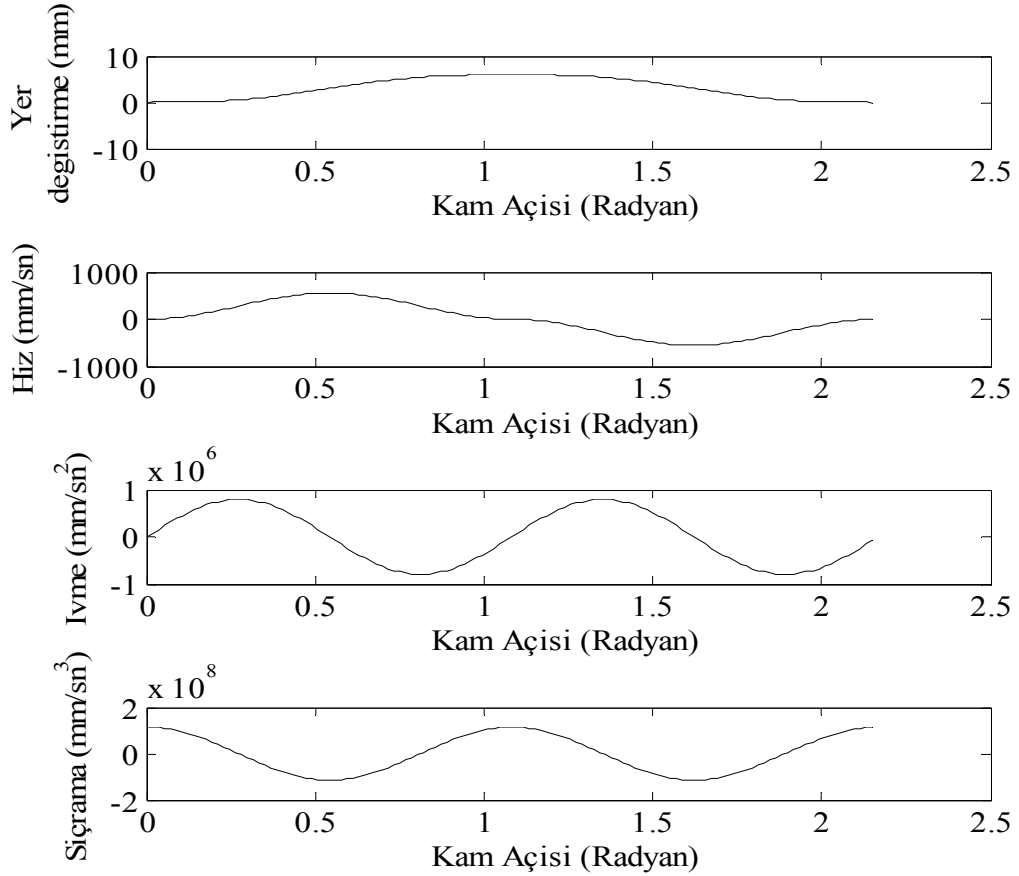
$$s = \frac{H}{\pi} \left[ \frac{\pi\theta}{\beta} - \frac{1}{2} \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \right] \quad (4.65)$$

$$v = \frac{H\omega}{\pi\beta} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \right] \quad (4.66)$$

$$a = \frac{2H\pi\omega^2}{\beta^2} \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \quad (4.67)$$

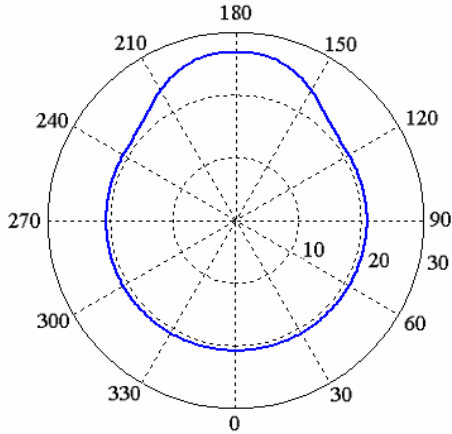
$$j = 2H\pi\left(\frac{\omega}{\beta}\right)^3 \cos\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \quad (4.68)$$

Şekil 4.14'e göre hız fonksiyonu 0 ile 0,55 m/s arasında değişmektedir ve süreklidir. İvme fonksiyonu da süreklidir ve 0 ile  $7,94.10^2$  m/s<sup>2</sup> arasında değişmektedir. Sıçramanın maksimum değeri  $1,153.10^5$  m/s<sup>3</sup> tür.



Şekil 4.14. Sikloid hareketin yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 4.15'de 20,8 mm temel daire yarıçapı ve 6 mm supap kursu için, 2,164 radyan (124°) supap açık kalma süresine göre polar koordinatlarda çizilen kam profili görülmektedir.



Şekil 4.15. Polar koordinatlarda sikloid harekete göre elde edilen kam profili

Şekil 4.15'deki profile göre kam iticiye, sürekli olarak tek noktadan temas etmediği için, bu profil imalatı yapılan motor için dinamik açıdan uygun değildir.

### 4.3. Klasik Spline Fonksiyonu

Otomotiv motorlarının supap mekanizmaları gibi yüksek hızlarda çalışan kam mekanizmalarında, kam profilleri kinematik ve dinamik özelliklere göre uygun olmalıdır. Bunun için hareket eğrisi ile birlikte hız, ivme ve sıçrama eğrileri de kontrol edilebilmelidir. Uygun kam profili için gereksinimler esnek ise yukarıda ifade edilen geleneksel metotlar kullanılabilir. Spline eğrisi supap hareketini, birinci türevi hızı, ikinci türevi ivmeyi, üçüncü türevi sıçramayı ve dördüncü türevi çarpmayı tanımlar [63]. Eğer kullanılacak olan spline polinomunun derecesi  $m$  ise, kullanılacak olan spline polinomlarının sayısı  $m-1$  olur.

5. dereceden klasik spline fonksiyonu kam profili çalışmaları için en uygun olanıdır. Bir değişkenin herhangi bir  $a-b$  aralığında çizilecek klasik spline eğrisi için aşağıdaki çizelgede gösterildiği gibi 5 tane düğüm noktası seçilir. Beş tane düğüm noktası olduğundan dolayı dört tane polinom gerekir. Her polinomda 6 adet bilinmeyen katsayı bulunmaktadır [63]. Supap açık kalma süresi 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) olan bir supap sistemi için Çizelge 4.1'de verilen özellikleri taşıyan bir kam profili aşağıda açıklandığı gibi oluşturulabilir.



Çizelge 4.1. Dügüm noktası yerleşimi ve sınır şartları

Fonksiyon	Dügüm Noktaları (Radyan)				
	0	0.541 (31°)	1.082 (62°)	1.623 (93°)	2.164 (124°)
Yer değiştirme (mm)	0	3	6	3	0
Hız (mm/sn)	0	-	-	-	0
İvmelenme (mm/sn <sup>2</sup> )	0	-	-	-	0

Dügüm noktaları çizelgede görüldüğü 0°, 31°, 62°, 93° ve 124° 'ye yerleştirilmiştir. Çizelgenin ikinci sırası, her düğüm noktasındaki istenen yer değiştirme miktarını göstermektedir. Bu çizelgede 0° ve 124° uç düğüm noktalarını, 31°, 62°, 93° iç düğüm noktalarını göstermektedir. İç düğüm noktalarındaki yer değiştirme değerleri isteğe göre seçilmiştir. İç düğüm noktaları ile sıçrama, ivmelenme ve hız kontrolü sağlanmaktadır. İlk ve son düğüm noktalarında sıçramanın süreksizliği bir sakınca oluşturmamaktadır. Her bir polinomik parçanın genel ifadesi aşağıdaki formdadır [63].

$$s(\theta) = a \left( \frac{\theta - x}{t - x} \right)^5 + b \left( \frac{\theta - x}{t - x} \right)^4 + c \left( \frac{\theta - x}{t - x} \right)^3 + d \left( \frac{\theta - x}{t - x} \right)^2 + e \left( \frac{\theta - x}{t - x} \right) + f \dots \dots \dots x \leq \theta \leq t \quad (4.69)$$

Bu eşitlikte x ve t spline ın tanımlanacağı aralığın  $\theta$  cinsinden başını ve sonunu göstermektedir. Çizelge 4.1'deki verilere göre kamın izleyiciyi itmeye başladığı an  $\theta = 0$  radyan, supabın kapandığı an  $\theta = 2,164$  radyan kabul edilmiştir. Bu iki noktanın arası dört eşit parçaya bölünerek elde edilen aralıklar için, spline polinomları;

$$p_1(\theta) = a_1 \left( \frac{\theta}{0.541} \right)^5 + b_1 \left( \frac{\theta}{0.541} \right)^4 + c_1 \left( \frac{\theta}{0.541} \right)^3 + d_1 \left( \frac{\theta}{0.541} \right)^2 + e_1 \left( \frac{\theta}{0.541} \right) + f_1 \dots \dots \dots 0 \leq \theta \leq 0,541 \quad (4.70)$$

$$\begin{aligned}
p_2(\theta) &= a_2 \left( \frac{\theta - 0.541}{0.541} \right)^5 + b_2 \left( \frac{\theta - 0.541}{0.541} \right)^4 + c_2 \left( \frac{\theta - 0.541}{0.541} \right)^3 + \\
d_2 \left( \frac{\theta - 0.541}{0.541} \right)^2 + e_2 \left( \frac{\theta - 0.541}{0.541} \right) + f_2 &\dots\dots\dots 0,541 \leq \theta \leq 1,082
\end{aligned} \tag{4.71}$$

$$\begin{aligned}
p_3(\theta) &= a_3 \left( \frac{\theta - 1.082}{0.541} \right)^5 + b_3 \left( \frac{\theta - 1.082}{0.541} \right)^4 + c_3 \left( \frac{\theta - 1.082}{0.541} \right)^3 + \\
d_3 \left( \frac{\theta - 1.012}{0.541} \right)^2 + e_3 \left( \frac{\theta - 1.012}{0.541} \right) + f_3 &\dots\dots\dots 1,082 \leq \theta \leq 1,623
\end{aligned} \tag{4.72}$$

$$\begin{aligned}
p_4(\theta) &= a_4 \left( \frac{\theta - 1.623}{0.541} \right)^5 + b_4 \left( \frac{\theta - 1.623}{0.541} \right)^4 + c_4 \left( \frac{\theta - 1.623}{0.541} \right)^3 + \\
d_4 \left( \frac{\theta - 1.623}{0.541} \right)^2 + e_4 \left( \frac{\theta - 1.623}{0.541} \right) + f_4 &\dots\dots\dots 1,623 \leq \theta \leq 2,164
\end{aligned} \tag{4.73}$$

şeklinde yazılmıştır. Bu eşitlikler bilinmeyen olarak  $a_1, b_1, c_1, d_1, e_1, f_1, a_2, b_2, c_2, d_2, e_2, f_2, a_3, b_3, c_3, d_3, e_3, f_3, a_4, b_4, c_4, d_4, e_4, f_4$  katsayılarını ihtiva etmektedir. Bu katsayıları belirlemek için 24 tane eşitlik gerekmekte olup, bunlardan 15 adedi düzgünlük eşitliği, 3 adedi interpolasyon eşitliği ve 8 adedi sınır şartları eşitliğidir.

#### 4.3.1. Düzgünlük eşitlikleri

İç düğüm noktalarında, düğüm noktasının gerisinde ve ilerisinde bulunan aralıkların spline ları aynı değeri alması gerekir. Keza bir düğüm noktasının ilerisinde ve gerisinde bulunan spline ların türevinin de birbirine eşit olması gerekir. Aynı şart ikinci, üçüncü ve dördüncü türevler içinde mevcuttur [63].

Hareket eğrisinin birinci iç düğüm noktasında sürekli olması için Eş.4.70 ve Eş. 4.71'den elde edilen değerlerin birbirine eşit olması gerekir. Eş.4.70 ve Eş. 4.71'de  $\theta$  yerine 0,541 radyan ( $31^\circ$ 'nin karşılığı) yazılırsa;

$$P_1(0.541) = a_1 + b_1 + c_1 + d_1 + e_1 + f_1 \tag{4.74}$$

$$P_2(0.541) = f_2 \quad (4.75)$$

elde edilir. Son iki eşitliğin sağ tarafları birbirine eşitlenirse;

$$a_1 + b_1 + c_1 + d_1 + e_1 + f_1 = f_2 \quad (4.76)$$

elde edilir. İkinci iç düğüm noktası  $\theta = 1,082$  'de olup bu değer Eş.4.71 ve Eş.4.72'de yerlerine yazılırsa ve elde edilen sonuçlar birbirine eşitlenirse;

$$a_2 + b_2 + c_2 + d_2 + e_2 + f_2 = f_3 \quad (4.77)$$

elde edilir. Üçüncü iç düğüm noktası  $\theta = 1,623$  'de olup bu değer Eş.4.72 ve Eş.4.73'de yerlerine yazılırsa ve elde edilen sonuçlar birbirine eşitlenirse;

$$a_3 + b_3 + c_3 + d_3 + e_3 + f_3 = f_4 \quad (4.78)$$

olur.

Hız eğrisinin birinci iç düğüm noktasında sürekli olması için Eş. 4. 70 ve Eş. 4.71'in birinci türevlerinin birbirine eşit olması gerekir. Eş. 4.70 ve Eş. 4.71'in birinci türevlerinde  $\theta = 0,541$  radyan ( $31^\circ$ 'nin karşılığı) yazılırsa ve elde edilen sonuçlar birbirine eşitlenirse;

$$5a_1 + 4b_1 + 3c_1 + 2d_1 + e_1 = e_2 \quad (4.79)$$

olur. Benzer şekilde diğer iç düğüm noktadaki hızların sürekli olması için;

$$5a_2 + 4b_2 + 3c_2 + 2d_2 + e_2 = e_3 \quad (4.80)$$

$$5a_3 + 4b_3 + 3c_3 + 2d_3 + e_3 = e_4 \quad (4.81)$$

eşitlikleri elde edilir.

İvme eğrisinin birinci iç düğüm noktasında sürekli olması için Eş. 4.70 ve Eş. 4.71'in ikinci türevlerinin birbirine eşit olması gerekir. Eş. 4.70 ve Eş. 4.71'in ikinci

türevlerinde  $\theta = 0,541$  radyan ( $31^\circ$ 'nin karşılığı) yazılırsa ve elde edilen sonuçlar birbirine eşitlenirse;

$$10a_1 + 6b_1 + 3c_1 + d_1 = d_2 \quad (4.82)$$

olur. Benzer şekilde diğer iç düğüm noktalarındaki ivmelerin sürekli olması için;

$$10a_2 + 6b_2 + 3c_2 + d_2 = d_3 \quad (4.83)$$

$$10a_3 + 6b_3 + 3c_3 + d_3 = d_4 \quad (4.84)$$

eşitlikleri elde edilir.

Sıçrama eğrisinin birinci iç düğüm noktasında sürekli olması için Eş. 4.70 ve Eş. 4.71'in üçüncü türevlerinin birbirine eşit olması gerekir. Eş. 4.70 ve Eş. 4.71'in üçüncü türevlerinde  $\theta = 0,541$  radyan ( $31^\circ$ 'nin karşılığı) yazılırsa ve elde edilen sonuçlar birbirine eşitlenirse;

$$10a_1 + 4b_1 + c_1 = c_2 \quad (4.85)$$

olur. Benzer şekilde diğer iç düğüm noktalarındaki sıçramanın sürekli olması için;

$$10a_2 + 4b_2 + c_2 = c_3 \quad (4.86)$$

$$10a_3 + 4b_3 + c_3 = c_4 \quad (4.87)$$

eşitlikleri elde edilir.

Çarpma (ping) eğrisinin birinci iç düğüm noktasında sürekli olması için Eş. 4.70 ve Eş. 4.71'in dördüncü türevlerinin birbirine eşit olması gerekir. Eş. 4.70 ve Eş. 4.71'in dördüncü türevlerinde  $\theta = 0,541$  radyan ( $31^\circ$ 'nin karşılığı) yazılırsa ve elde edilen sonuçlar birbirine eşitlenirse;

$$5a_1 + b_1 = b_2 \quad (4.88)$$

olur. Benzer şekilde diğer iç düğüm noktalarındaki çarpmanın sürekli olması için;

$$5a_2 + b_2 = b_3 \quad (4.89)$$

$$5a_3 + b_3 = b_4 \quad (4.90)$$

eşitlikleri elde edilir.

### 4.3.2. İnterpolasyon eşitlikleri

İç düğüm noktaları için verilen yer değiştirme değerleri polinomik denklemlerde yerlerine yazılarak interpolasyon eşitlikleri elde edilir [63].

Mesela Eş. 4.70'de  $\theta = 0,541$  yazılırsa, kamın hareket fonksiyonunun birinci iç düğüm noktasındaki değeri polinomun katsayıları cinsinden hesaplanır. Bu değer Çizelge 4.1'de aynı nokta için verilen değere eşitlenirse;

$$a_1 + b_1 + c_1 + d_1 + e_1 + f_1 = 3, \quad (4.91)$$

elde edilir. Aynı şekilde Eş. 4.71 ve 4.72'den;

$$a_2 + b_2 + c_2 + d_2 + e_2 + f_2 = 6, \quad (4.92)$$

$$a_3 + b_3 + c_3 + d_3 + e_3 + f_3 = 3, \quad (4.93)$$

elde edilir.

### 4.3.3. Sınır şartları

$\theta = 0$ 'da kam izleyiciyi henüz itmeye başlamaktadır. Kamın bu pozisyonu için izleyicinin yer değiştirmesi sıfıra eşit olur. Bu değer lüzumlu sınır şartlarından birisi olup, matematiksel olarak;

$$p(0) = 0$$

şeklinde ifade edilir. Durgun pozisyondan harekete geçen bütün cisimler için ilk hız sıfıra eşittir. Bu şart kam izleyicisi içinde geçerli olup, matematiksel olarak;

$$p'(0) = 0$$

olarak ifade edilir. Tamamlayıcı bir şart olarak ilk ivmede sıfır alınabilir. Yani;

$$p''(0) = 0$$

olur. Burada belirtilen üç şart supabın kapanma anı içinde uygulanabilir. Bu durumda;

$$p(2.164) = 0,$$

$$p'(2.164) = 0,$$

$$p''(2.164) = 0,$$

olur. Eş. 4.70'de  $\theta = 0$  yazılarak kamın hareket fonksiyonunun birinci uç düğüm noktasındaki değeri 0' a eşitlenirse;

$$f_1 = 0 \tag{4.94}$$

olur. Eş. 4.73'de,  $\theta = 2,164$  yazılarak kamın hareket fonksiyonunun ikinci uç düğüm noktasındaki değeri 0' a eşitlenirse;

$$a_4 + b_4 + c_4 + d_4 + e_4 + f_4 = 0 \tag{4.95}$$

olur. Eş. 4.70'in birinci türevinde,  $\theta = 0$  yazılarak kamın hareket fonksiyonunun birinci uç düğüm noktasındaki değeri 0' a eşitlenirse;

$$e_1 = 0 \tag{4.96}$$

olur. Eş. 4.73'ün birinci türevinde,  $\theta = 2,164$  yazılarak kamın hareket fonksiyonunun ikinci uç düğüm noktasındaki değeri 0' a eşitlenirse;

$$5a_4 + 4b_4 + 3c_4 + 2d_4 + e_4 = 0 \tag{4.97}$$

olur. Eş. 4.70'in ikinci türevinde,  $\theta = 0$  yazılarak kamın hareket fonksiyonunun birinci uç düğüm noktasındaki değeri 0' a eşitlenirse;

$$d_1 = 0 \quad (4.98)$$

olur. Eş. 4.73'in ikinci türevinde,  $\theta = 2,164$  yazılarak kamın hareket fonksiyonunun ikinci uç düğüm noktasındaki değeri 0' a eşitlenirse;

$$20a_4 + 12b_4 + 6c_4 + 2d_4 = 0 \quad (4.99)$$

olur. Eş. 4.76'dan, Eş. 4.99'a kadar olan denklemlerin ortak çözümüyle bilinmeyen toplam 24 katsayı sayısal olarak belirlenir. Belirlenen katsayılar yerlerine yazılarak;

$$p_1(\theta) = 1,794x\left(\frac{\theta}{0.541}\right)^5 - 7,366x\left(\frac{\theta}{0.541}\right)^4 + 8,571x\left(\frac{\theta}{0.541}\right)^3 + 0x\left(\frac{\theta}{0.541}\right)^2 + 0x\left(\frac{\theta}{0.541}\right) + 0 \dots \dots \dots 0 \leq \theta \leq 0,541 \quad (4.100)$$

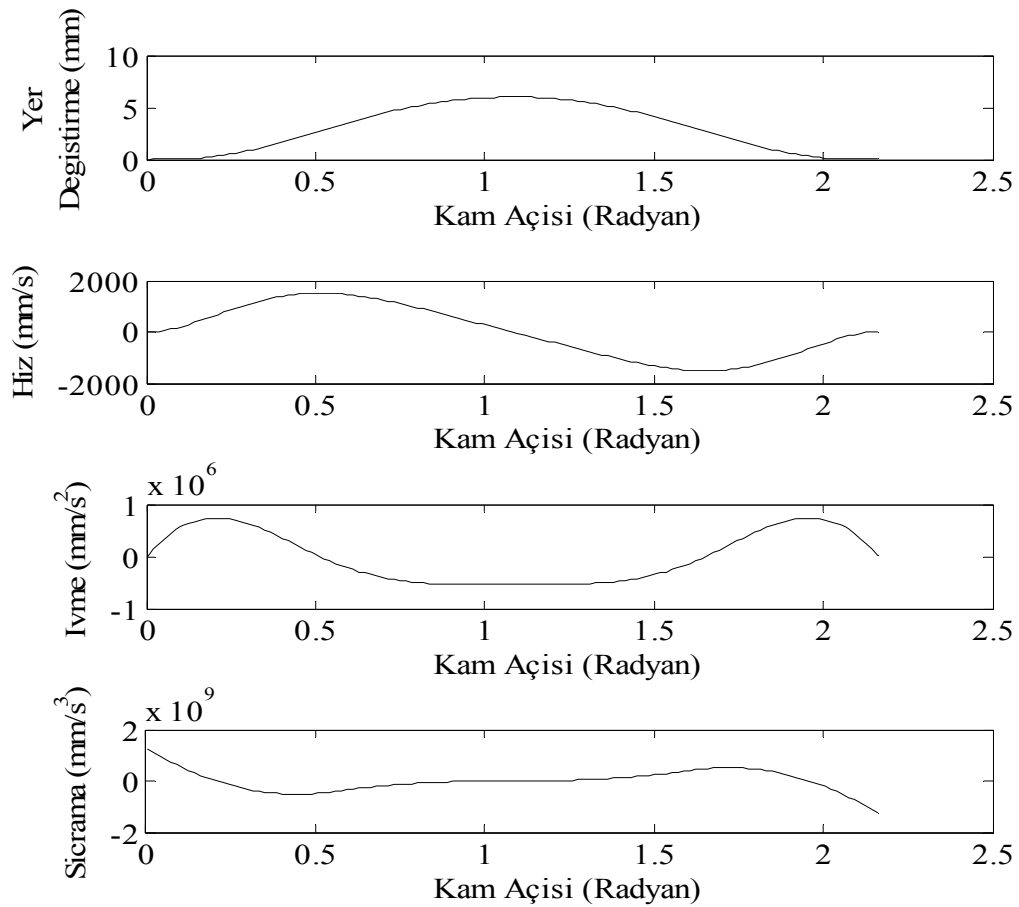
$$p_2(\theta) = -0,348x\left(\frac{\theta - 0.541}{0.541}\right)^5 + 1,607x\left(\frac{\theta - 0.541}{0.541}\right)^4 - 2,946x\left(\frac{\theta - 0.541}{0.541}\right)^3 - 0,536x\left(\frac{\theta - 0.541}{0.541}\right)^2 + 5,223x\left(\frac{\theta - 0.541}{0.541}\right) + 3 \dots \dots \dots 0,541 \leq \theta \leq 1,082 \quad (4.101)$$

$$p_3(\theta) = 0,348x\left(\frac{\theta - 1.082}{0.541}\right)^5 - 0,134x\left(\frac{\theta - 1.082}{0.541}\right)^4 + 0x\left(\frac{\theta - 1.082}{0.541}\right)^3 - 3,214x\left(\frac{\theta - 1.082}{0.541}\right)^2 + 0x\left(\frac{\theta - 1.082}{0.541}\right) + 6 \dots \dots \dots 1,082 \leq \theta \leq 1,623 \quad (4.102)$$

$$p_4(\theta) = -1,794x\left(\frac{\theta - 1.623}{0.541}\right)^5 + 1,607x\left(\frac{\theta - 1.623}{0.541}\right)^4 + 2,946x\left(\frac{\theta - 1.623}{0.541}\right)^3 - 0,536x\left(\frac{\theta - 1.623}{0.541}\right)^2 - 5,223x\left(\frac{\theta - 1.623}{0.541}\right) + 3 \dots \dots \dots 1,623 \leq \theta \leq 2,164 \quad (4.103)$$

denklemleri elde edilir.

Bu denklemlere göre çizilmiş yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Burada hız fonksiyonu süreklidir ve 0 ile 1,524 m/s arasında değişmektedir. Kalkış periyodunun sonunda ivmelenme sıfırdan farklı olarak  $7,37.10^2 \text{ m/s}^2$  ile  $-5,43.10^2 \text{ m/s}^2$  arasında değişmektedir. Maksimum yer değiştirme bölgelerinde grafik oldukça düzgündür. Sıçramanın maksimum değeri  $1,259^6 \text{ m/s}^3$ 'tür.



Şekil 4.16. Spline fonksiyonuna göre çizilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama eğrileri

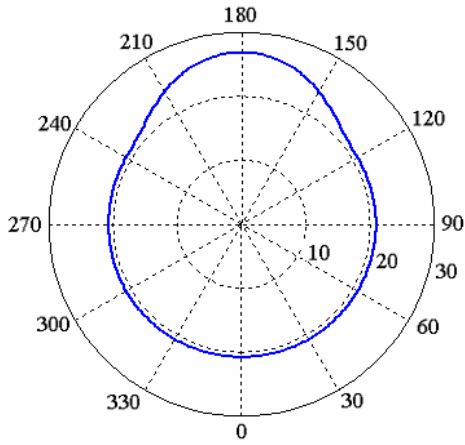
Çizelge 4.2'de, Şekil 4.16'daki maksimum ivme değeri için supap sisteminin 100 gr ile 180 gr arasındaki kütle değişimlerine göre elde edilen kuvvet değerleri görülmektedir. Sistemde kullanılacak olan yay çizelgedeki verilere göre belirlenebilir.



Çizelge 4.2. Farklı supap sistemi kütleleri için elde edilen kuvvet değerleri

F(N)	73,7	81,07	88,44	95,81	103,18	110,55	117,92	125,29	132,66
m(gr)	100	110	120	130	140	150	160	170	180

Şekil 4.17’de, tablo 4.1’de verilen sınır şartlarına göre 20,8 mm temel daire yarıçapı ve 6 mm supap kursu için, 2,164 radyan supap açık kalma süresine göre polar koordinatlarda çizilen kam profili görülmektedir.



Şekil 4.17. Polar koordinatlarda klasik spline yöntemiyle çizilen kam profili

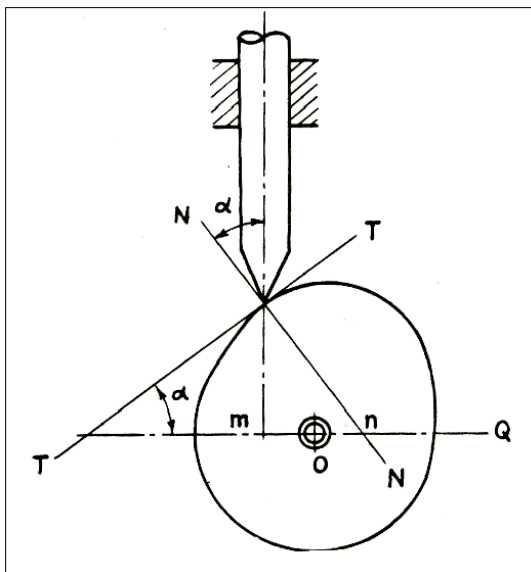
## 5. BASINÇ AÇISI

Temel dairesi yarıçapı ve izleyici sapması gibi kam boyut parametreleri, aşağıdaki şartları sağlayacak şekilde seçilmelidir [62].

- Supap sapı ve kılavuzu arasında sıkışmayı önlemek için basınç açısı sınırlandırılmalıdır.
- Yanlış supap hareketi ve kam ile izleyici arasında oluşan büyük temas geriliminden kaçınmak için kam temel dairesinin minimum değeri sınırlandırılmalıdır.

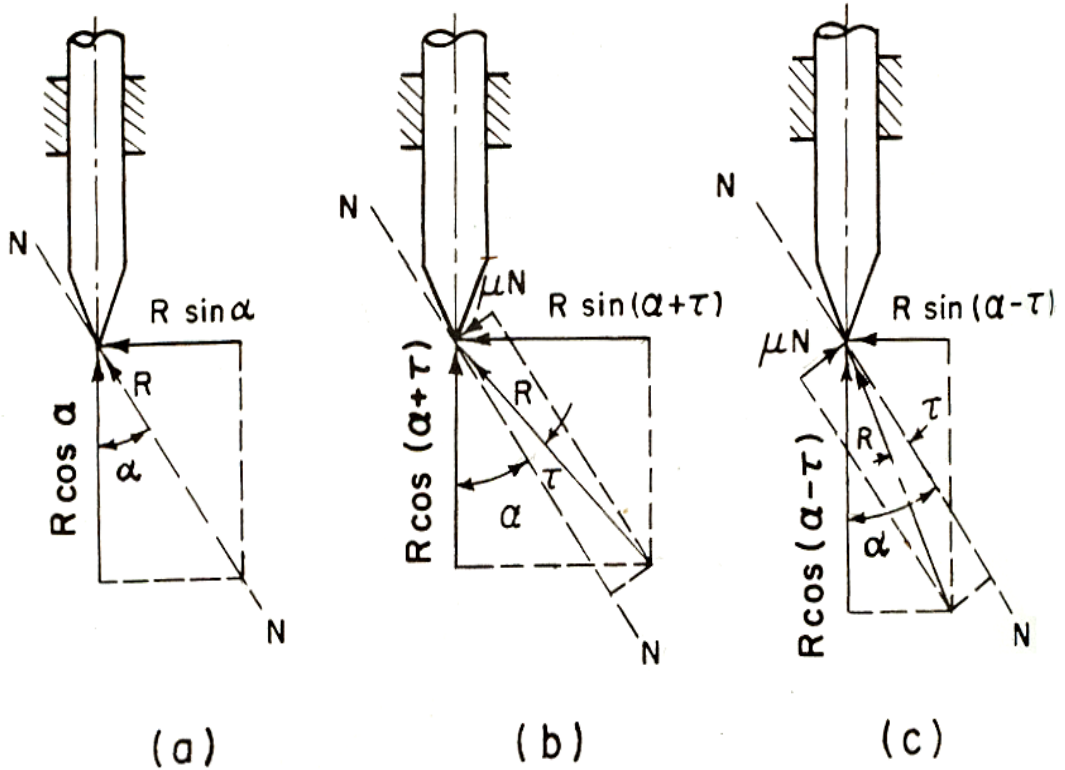
Genelde kam temel dairesi yarıçapı büyüdüğünde, basınç açısı küçülmektedir. Fakat yer tasarrufu, ağırlığın azaltılması, atalet etkilerinin azaltılması, izleyici hareket eğrisinin kısalması ve kam ile izleyici arasındaki aşınmanın azaltılması için kam temel dairesi yarıçapının minimum olması gerekmektedir [62].

Kam basınç açısı, izleyici hareket çizgisi ile kam ve izleyicinin temas noktasındaki normal doğrultu arasındaki açıdır [62]. Bu açı Şekil 5.1'de  $\alpha$  ile gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Basınç açısı [62]

Sürtünmenin olmadığı kabul edilirse izleyici Şekil 5.2a'daki gibi serbest cisim olarak görülebilir.  $R$  kuvveti normal  $NN$  çizgisi boyunca kam tarafından izleyici üzerine tatbik edilir.  $R$  iki kısım halinde çözülebilir.  $R \cos \alpha$  itici tarafından kama gelen yüke karşılık gelen kuvvettir.  $R \sin \alpha$  ise normal yöndeki kuvvettir. Burada basınç açısı  $\alpha$ 'nın büyük olmaması gerektiği görülmektedir. Büyük basınç açısı supabın yuvasına sıkışmasına ve supap sapının eğilmesine neden olmaktadır. Aşırı büyük basınç açısı aynı zamanda dalgalı çalışmayla birlikte kam ve yataklarını çabuk aşındırır.



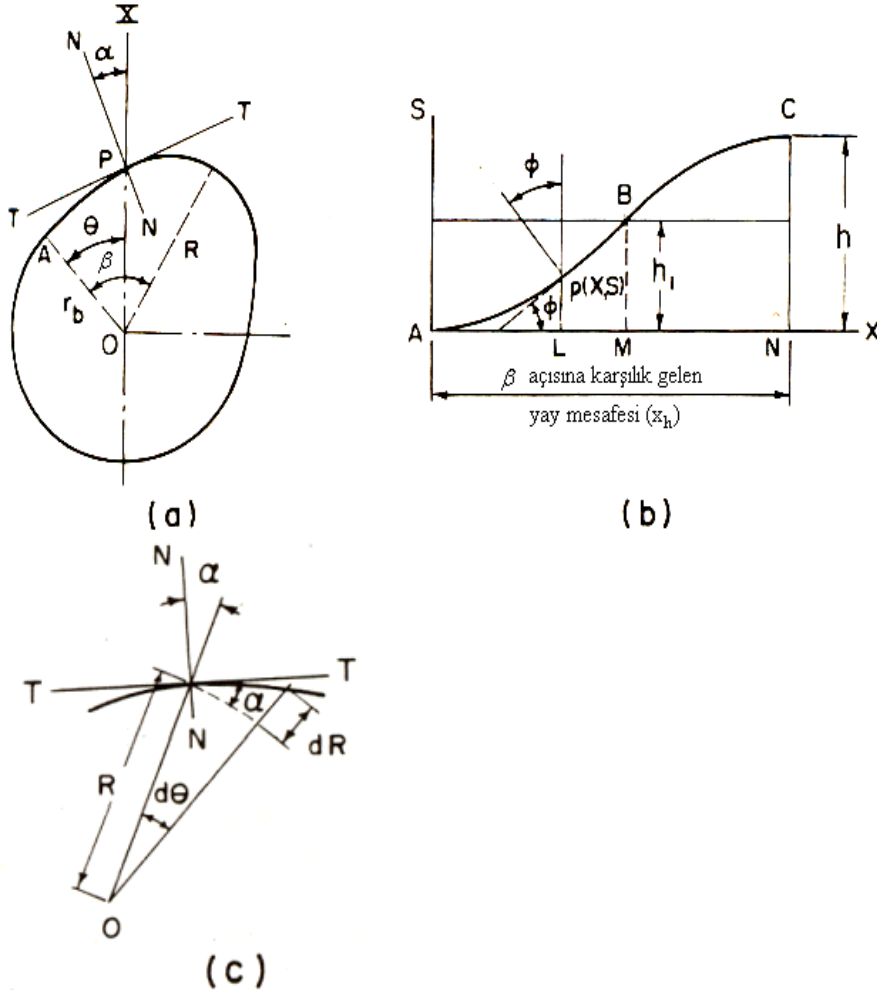
Şekil 5.2. Kam dönüş yönünün basınç açısına etkisi [62]

Eğer Şekil 5.2b'de görüldüğü gibi sürtünme direnci hesaba katılır ve kam saat yönünün tersi yönde döndürülürse,  $R$  kuvveti  $NN$  çizgisinin sağ tarafına kayar,  $\tau$  sürtünme açısını oluşturur. Bu durumda etkili basınç açısı  $\alpha + \tau$  olur. Bu basınç açısının artmasına neden olur. Eğer kam Şekil 5.2c'de gösterildiği gibi saat yönünde dönerse etkili basınç açısı  $\alpha - \tau$  olur. Bu basınç açısının azalmasına neden olur. Şekil 5.1'deki  $n$  noktası  $N$  doğrultusundaki çizgi ile  $OQ$  çizgisinin kesişim

noktasıdır.  $m$  noktası izleyici merkezi doğrultusundaki çizgi ile  $OQ$  çizgisinin kesişim noktasıdır. Mümkün olduğunca küçük basınç açısı için eğer  $n$  noktası  $m$  noktasının sağında ise kam mili saat yönünde dönmelidir. Bunun aksine,  $n$  noktası  $m$  noktasının solunda ise kam mili saat yönünün tersi yönde dönmelidir [62].

### 5.1. Basınç Açısının Değişimi

Şekil 5.3a'daki gerçek radyal kamdan ölçülen basınç açısı  $\alpha$ , Şekil 5.3b'de gösterilen kam hareket diyagramından ölçülen basınç açısı  $\phi$  ile aynı değildir.



Şekil 5.3. Basınç açısının değişimi [62]

Şekil 5.3b’de kamın bekleme-kalkış-bekleme hareketi, kam dönüş açısı  $\beta$ ’ya karşılık gelen, yay hareket mesafesi  $x_h$  ve toplam lifti  $h$  olan ABC eğrisi ile hareket diyagramında gösterilmektedir.

Hareket eğrisinde B noktası  $s=h_1$  için büküm noktası ve P noktasının hareket eğrisi üzerinde basınç açısı  $\phi$  ile gösterilen herhangi bir nokta olduğu kabul edilirse  $\alpha$  ve  $\phi$  arasındaki ilişki aşağıdaki türetmelerle bulunur [63]. Şekil 5.3c referans alınarak;

$$\tan \alpha = \frac{dR}{Rd\theta} \quad (5.1)$$

olur. Burada;

$$R = r_b + s$$

yazılabilir.

$r_b$  = Temel daire yarıçapı,

$$\frac{dR}{d\theta} = \frac{dR}{dx} \frac{dx}{d\theta} = \frac{ds}{dx} \frac{dx}{d\theta} = \frac{dx}{d\theta} \tan \phi \quad (5.2)$$

şeklinde yazılabilir. B noktasında  $x$  ve  $\theta$  arasındaki bağıntı;

$$x = \int_0^{\theta_1} (r_b + h_1) d\theta$$

olur. Buradan;

$$\frac{dx}{d\theta} = r_b + h_1$$

olur. Bu Eş. 5.2’de yerine yazılırsa;

$$\frac{dR}{d\theta} = (r_b + h_1) \tan \phi$$

olur. Bunun için Eş. 5.1’den;

$$\tan \alpha = \frac{r_b + h_1}{r_b + s} \tan \phi \quad (5.3)$$

elde edilir. Burada;

$$s < h_1 \text{ ise, } \frac{r_b + h_1}{r_b + s} > 1, \tan \alpha > \tan \phi, \text{ veya } \alpha > \phi$$

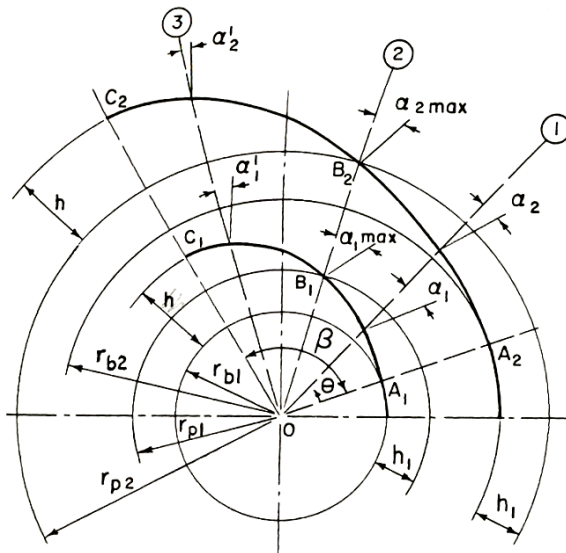
$$s = h_1 \text{ ise, } \frac{r_b + h_1}{r_b + s} = 1, \tan \alpha_{\max} = \tan \phi_{\max}, \text{ veya } \alpha_{\max} = \phi_{\max}$$

$$s > h_1 \text{ ise, } \frac{r_b + h_1}{r_b + s} < 1, \tan \alpha < \tan \phi, \text{ veya } \alpha < \phi$$

Bu nedenle maksimum basınç açısı  $\alpha_{\max}$  büküm noktasındadır. Bu noktada gerçek radyal kamdan ölçülen basınç açısı  $\alpha$  hareket diyagramından ölçülen basınç açısı  $\phi$ 'ye eşittir. Sapma noktasının altında  $\alpha$ 'nın değeri  $\phi$ 'den büyüktür ve sapma noktasının üstünde  $\phi$ 'den küçüktür [62].

## 5.2. Kam Boyutuna Göre Basınç Açısı

Şekil 5.4'te temel dairesi yarıçapı  $r_{b1}$ , toplam kursu  $h$  olan ve  $\beta$  açısına göre hareket eden  $A_1B_1C_1$  eğrisi ile gösterilen DRD hareketi yapan kam görülmektedir.



Şekil 5.4. Kam boyutunun basınç açısına etkisi [62]

Şekildeki  $B_1$  noktası kam profil eğrisinin büküm noktasıdır. Bu noktada izleyici hareketi  $s=h_1$ 'dir. İlk eğri ile aynı hareket karakteristiğine sahip ve temel dairesi yarıçapı  $r_{b2}$  olan  $A_2B_2C_2$  eğrisi de ikinci eğri olarak çizilmiştir.

Burada geometrik esaslara göre;

$$\tan \phi_1 = \frac{ds}{dx_1} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dx_1} \quad (5.4)$$

$$\tan \phi_2 = \frac{ds}{dx_2} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dx_2} \quad (5.5)$$

şeklinde yazılır.

Burada  $\phi_1$  ve  $\phi_2$ ,  $A_1B_1C_1$  ve  $A_2B_2C_2$  profillerinin hareket diyagramlarından ölçülen,  $B_1$  ve  $B_2$  noktalarındaki basınç açılarıdır.  $x_1$  ve  $x_2$  terimleri;

$$x_1 = (r_{b1} + h).\theta \quad (5.6)$$

$$x_2 = (r_{b2} + h).\theta \quad (5.7)$$

olur.

Eş. 5.6 ve Eş. 5.7, Eş. 5.4 ve Eş. 5.5'te yerlerine yazılırsa;

$$\tan \phi_1 = \frac{1}{r_{b1} + h} \frac{ds}{d\theta} \quad (5.8)$$

$$\tan \phi_2 = \frac{1}{r_{b2} + h} \frac{ds}{d\theta} \quad (5.9)$$

olur.

Eş.5.8 ve Eş. 5.9 oranlanırsa;

$$\frac{\tan \phi_1}{\tan \phi_2} = \frac{r_{b2} + h}{r_{b1} + h} \quad (5.10)$$

olur.

$$\tan \alpha = \frac{r_b + h_1}{r_b + s} \tan \phi$$

kullanılarak Eş.5.11 elde edilir.

$$\frac{\tan \alpha_1}{\tan \alpha_2} = \left( \frac{r_{b1} + h}{r_{b1} + s} \right) \left( \frac{r_{b2} + s}{r_{b2} + h} \right) \frac{\tan \phi_1}{\tan \phi_2} \quad (5.11)$$

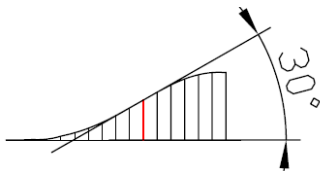
Eş. 5.8 ve Eş. 5.9'un Eş. 5.11'de yerine koyulmasıyla;

$$\frac{\tan \alpha_1}{\tan \alpha_2} = \frac{r_{b2} + s}{r_{b1} + s} \text{ olur.} \quad (5.12)$$

Burada  $r_{b2} > r_{b1}$  olduğundan dolayı;

$\tan \alpha_1 > \tan \alpha_2$  yani  $\alpha_1 > \alpha_2$ 'dir.

Burada görüldüğü gibi basınç açısı kam boyutunun büyümesiyle küçülmektedir [63]. Kural olarak kuvvet iletimi esnasında izleyicinin aşırı kenar yükünden kaçınmak için kam ile izleyici arasındaki basınç açısı yaklaşık  $\pm 30^\circ$  olmalıdır. Eğer izleyici bağlandığı kol üzerinde salınım yapıyorsa basınç açısı yaklaşık  $\pm 35^\circ$  kabul edilebilir. Açı bu değerlerden daha büyük olursa, izleyici kayması artar veya rulmanın bağlandığı mildeki sürtünme istenmeyen seviyelere ulaşarak izleyicinin yatağında sıkışmasına neden olabilir [62]. Şekil 5.5'de görüldüğü gibi supap hareket diyagramına göre tasarımı yapılan kam profili için basınç açısı  $30^\circ$ 'dir.



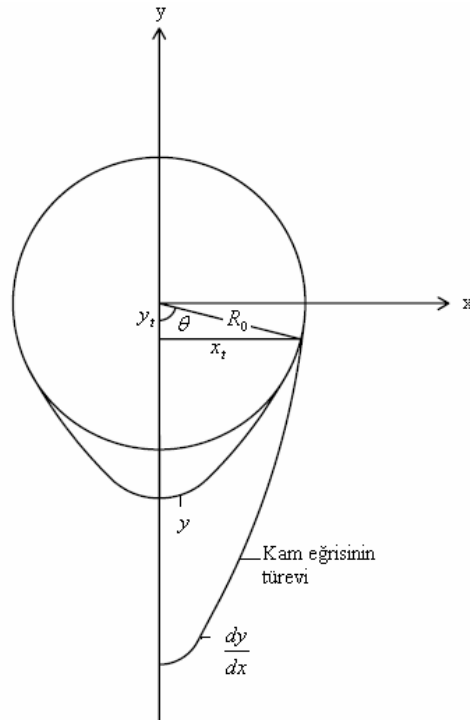
Şekil 5.5. Tasarımı yapılan kam profili için basınç açısı



## 6. MOTOR İÇİN KAM PROFİLİ TASARIMLARININ YAPILMASI

### 6.1. Kam Eğrisinin Türevine Göre Geliştirilen Matematiksel Bir Model

Kam eğrisinin türevi için geliştirilen matematiksel modelde supap açık kalma süresi 2,26 radyan (130°) alınmıştır.



Şekil 6.1. Kam eğrisinin türevine göre geliştirilen matematiksel model

Şekil 6.1' de görülen kam eğrisinin türevi Eş. 6.1'deki gibi ifade edilebilir;

$$\frac{dy}{dx} = a_0x + a_1x^3 + a_2x^5 + a_3x^7 \quad (6.1)$$

Burada;

$$\frac{dy}{dx} = \text{Kam eğrisinin türevi,}$$

$R_0$  = Temel daire yarıçapı,

$y$  = Supap yer değiştirme eğrisi,

$\theta =$  Supap açık kalma açısı,

$F_s =$  Yay kuvveti,

$a =$  İvme,

$m =$  Supap sisteminin toplam kütlesi,

Şekil 6.1’de görülen  $x_t$  ifadesi;

$$x_t = R_0 \cdot \sin \theta = R_0 \cdot \sin Wt \quad (6.2)$$

şeklinde yazılabilir.

$x_t$ ’nin zamana göre türevi 1. türevi alınırsa;

$$\frac{dx}{dt} = R_0 \cdot W \cdot \cos Wt \quad (6.3)$$

olur. Şekil 6.1’de görülen  $y_t$  ifadesi;

$$y_t = -R_0 \cos \theta = -R_0 \cos Wt \quad (6.4)$$

şeklinde yazılabilir.

$y_t$ ’nin zamana göre 1. türevi türevi;

$$\frac{dy}{dt} = R_0 \cdot W \cdot \sin Wt \quad (6.5)$$

olur.

$$F_s = a \cdot m \quad (6.6)$$

olur.

Buradan ivme;

$$a = \frac{F_s}{m} \quad (6.7)$$

olur.

Eş. 6.3 y’nin zaman göre türevinde yerine yazılırsa;

$$\frac{dy}{dt} = \frac{dy}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dy}{dx} (R_0 W \cos Wt) \quad (6.8)$$

olur.

y'nin zamana göre ikinci türevi ivmeyi verir;

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = a \quad (6.9)$$

Bu ifade aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$a = \frac{d}{dt} \left( \frac{dy}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left( \frac{dy}{dx} \frac{dx}{dt} \right) \quad (6.10)$$

$\frac{dy}{dx} \frac{dx}{dt}$ , nin zamana göre türevi;

$$a = \frac{d^2 y}{dx^2} \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} + \frac{dy}{dx} \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (6.11)$$

olur.

x=0 için;

$$a = \left( \frac{d^2 y}{dx^2} \right)_{x=0} \left( \frac{dx}{dt} \right)_{x=0}^2 + \left( \frac{dy}{dx} \right)_{x=0} \left( \frac{d^2 x}{dt^2} \right)_{x=0} \quad (6.12)$$

şeklinde yazılır.

t = 0' da x = 0 dır.

$$\frac{dx}{dt} = R_0 W \cos Wt$$

ifadesinde t=0 verilirse;

$$\left( \frac{dx}{dt} \right)_0 = R_0 W \quad (6.13)$$

olur.

Eş 6.13'ün zamana göre ikinci türevi alınırsa;

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -R_0W^2 \sin Wt \quad (6.14)$$

olur.

Eş. 6.14'de  $t=0$  verilirse;

$$\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)_0 = 0 \quad (6.15)$$

olur.

Eş. 6.13 ve Eş. 6.15, Eş. 6.12' de yerlerine yazılırsa ivme;

$$a = \left(\frac{d^2y}{dx^2}\right)_{x=0} R_o^2W^2 \quad (6.16)$$

olur.

Eş. 6.1'in  $x$ 'e göre birinci türevi;

$$\frac{d^2y}{dx^2} = a_0 + 3a_1x^2 + 5a_2x^4 + 7a_3x^6 \quad (6.17)$$

olur.

Eş. 6.17,  $x=0$ 'da

$$\left(\frac{d^2y}{dx^2}\right) = a_0 \quad (6.18)$$

olur.

Eş. 6.18, Eş. 6.16'da yerine yazılırsa ivme;

$$a = a_0R_o^2W^2 \quad (6.19)$$

olur.

Eş. 6.7'de ivme yerine yazılırsa;

$$\frac{F_s}{m} = a_0R_o^2W^2 \quad (6.20)$$

olur. Buradan  $a_0$  katsayısı çekilirse;

$$a_0 = \frac{F_s}{mR_0^2 W^2} \quad (6.21)$$

olur.

Eş. 6.1'in integrali alınarak kam eğrisinin denklemi elde edilir;

$$Y = a_0 \frac{x^2}{2} + a_1 \frac{x^4}{4} + a_2 \frac{x^6}{6} + a_3 \frac{x^8}{8} + c \quad (6.22)$$

Bu denklemi çözmek için 4 tane sınır şartı gerekir. Bunlar;

- 1- Değme noktasında dairenin eğimi ile parabolün eğimi birbirine eşittir,
- 2- Değme noktasında dairenin x ve y'si parabolün x ve y'sine eşittir,
- 3- Kamın en yüksek noktasında, yani (x=0)'da  $|Y| = |lift| + |R_0|$  dır,
- 4- Aradan bir atma değer kullanılarak fonksiyonun türevinin tek noktada değmesi sağlanır.

Dairenin denklemi;

$$y^2 + x^2 = R^2 \quad (6.23)$$

olur.

Dairenin eğimi;

$$\left( \frac{dy}{dx} \right)_t = -\frac{x_t}{y_t} \quad (6.24)$$

olur.

Kam profilinin eğimi;

$$\left( \frac{dy}{dx} \right)_t = a_0 x_t + a_1 x_t^3 + a_2 x_t^5 + a_3 x_t^7 \quad (6.25)$$

olur.

$$y_t = -R_0 \cos \theta$$

Eş. 6.24'te  $x_t$  ve  $y_t$  yerlerine yazılırsa;

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_t = -\frac{R_0 \sin \theta}{-R_0 \cos \theta} = \tan \theta_t \quad (6.26)$$

olur. Sınır şartları uygulanırsa;

1. şart;

$$a_0 x_t + a_1 x_t^3 + a_2 x_t^5 + a_3 x_t^7 = \tan \theta_t \quad (6.27)$$

$$a_0 = \frac{F_s}{mR_0^2 W^2} \quad \text{idi.}$$

$a_0$  eşitliğin karşı tarafına geçirilirse;

$$a_1 x_t^3 + a_2 x_t^5 + a_3 x_t^7 = \tan \theta_t - \frac{F_s x_t}{mR_0^2 W^2} \quad (6.28)$$

olur.

2. şart;

$$Y_t = a_0 \frac{x_t^2}{2} + a_1 \frac{x_t^4}{4} + a_2 \frac{x_t^6}{6} + a_3 \frac{x_t^8}{8} + c \quad \text{idi.}$$

$a_0$  eşitliğin karşı tarafına geçirilirse;

$$a_1 \frac{x_t^4}{4} + a_2 \frac{x_t^6}{6} + a_3 \frac{x_t^8}{8} + c = Y_t - a_0 \frac{x_t^2}{2} \quad (6.29)$$

olur.

3. şart;

$$Y_t = a_0 \frac{x_t^2}{2} + a_1 \frac{x_t^4}{4} + a_2 \frac{x_t^6}{6} + a_3 \frac{x_t^8}{8} + c$$

$$x=0 \text{ da } |Y| = |\text{lifit}| + |R_0|$$

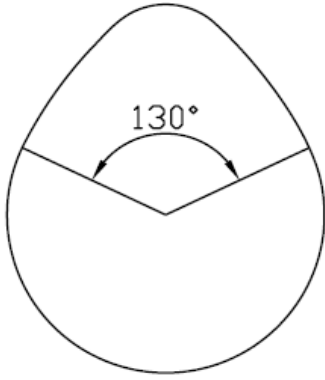
$$\underline{c = -\ell - R_0} \quad (6.30)$$

olur.

4. Şart;

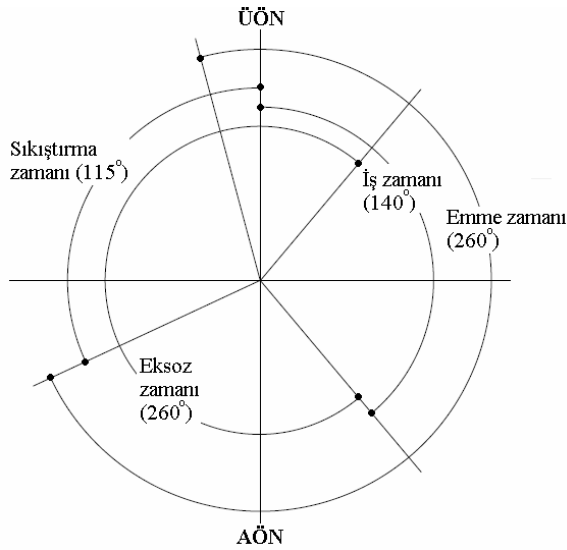
$$\underline{a_1x_i^3 + a_2x_i^5 + a_3x_i^7 = DY_i - a_0x_i} \quad (6.31)$$

Sınır şartlarına göre elde edilen Eş. 6.27, Eş. 6.29, Eş. 6.30 ve Eş. 6.31'in ortak çözülmesiyle bilinmeyen katsayılar bulunur. Bulunan katsayılarla elde edilen kam profili Şekil 6.2'de görülmektedir.



Şekil 6.2. 2,26 radyan (130°) supap açık kalma süresi için elde edilen kam profili

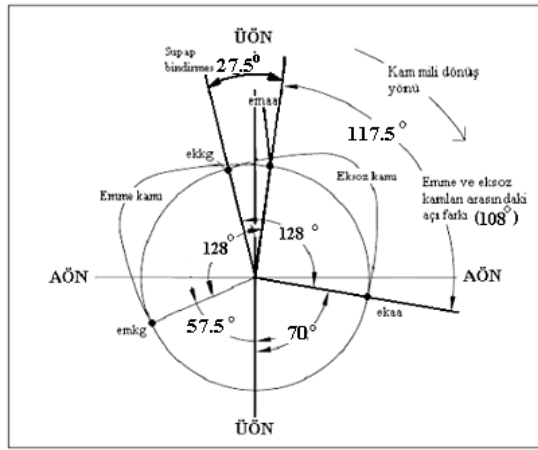
İmalatı yapılan motorda 2,26 radyan (130°) supap açık kalma süresi için tasarlanan supap zamanlama diyagramı, Şekil 6.13'de görülmektedir.



Şekil 6.3. 130° supap açık kalma süresi için supap zamanlama diyagramı

Şekilde görüldüğü gibi emme zamanı 1. piston ÜÖN'ya  $15^\circ$  kala başlamış ve AÖN'yi  $65^\circ$  geçe bitmiştir. Toplam emme zamanı  $260^\circ$  dir. Sıkıştırma zamanı 1. piston ÜÖN'da iken bitmiş ve iş zamanı  $140^\circ$  sürmüştür. 1. piston AÖN'ya  $40^\circ$  kala egzoz zamanı başlamış, ÜÖN'yi  $40^\circ$  geçe bitmiş ve  $260^\circ$  sürmüştür. 2. piston ise 1. pistonu  $30^\circ$  açı farkı ile takip etmektedir.

$130^\circ$  supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı, kam açısı cinsinden Şekil 6.4'de belirtildiği gibi  $117,5^\circ$  hesaplanmıştır.



Şekil 6.4.  $130^\circ$  supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı farkı

Şekil 6.2'deki kam profilinin elde edilebilmesi için kam taşlama tezgahında kullanılmak üzere Resim 6.1'de gösterilen kam şablonu çıkarılmıştır. Bu şablonundan elde edilen kam profili Resim 6.2'de görülmektedir



Resim 6.1. Kam taşlama tezgahında kullanılan kam şablonu





Resim 6.2. 130° supap açık kalma süresine sahip kam mili

## 6.2. Klasik Spline Yöntemi ile Kam Profillerinin Elde Edilmesi

İmalatı yapılan motor için 2,094 radyan (120°), 2,164 radyan (124°) ve 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresine sahip üç farklı kam profili tasarlanmıştır. Tasarımlarda klasik spline yöntemi kullanılmıştır. Supap kurs miktarı 6 mm sabit tutularak, iç düğüm noktalarındaki yer değiştirme miktarları 1,5 mm ile 3,5 mm arasında, 0,5 mm fark ile değiştirilerek farklı kam profilleri elde edilmiştir. 20,8 mm temel daire yarıçapı için iç düğüm noktalarındaki yer değiştirme miktarı 2 mm alındığında, en uygun kam profili elde edilmiştir. Kam milinin 1500 d/d ve 3000 d/d hızları için hız, ivme ve sıçrama grafikleri Matlab programı kullanılarak çizilmiştir. Supap açılma ve kapanma zamanlarının değiştirilebilmesi için mile ve kam profillerine diş açılmıştır. Motorun çalışması esnasında kam profillerinin mil üzerinde sabit durması için, profiller iki taraftan kontra yapılarak çift somun ile sıkılmıştır.



Resim 6.3. İmalatı yapılan kam mili ve üzerindeki kamlar

Kam profillerinin imalatı için, 80 mm çapında ve 20 mm genişliğinde 6 tane silindirik parça yağ çeliğinden kestirilmiştir. Kesilen parçaların merkezine, 22 mm

çapında delikler açılarak M 24x1 diş açılmıştır. Daha sonra bu parçalar sertleştirilmiş ve belirlenen kam profillerine göre tel erozyonda kesimi yaptırılmıştır. Bu işlemler eksen kaçıklığı olmaması için hassas olarak yapılmıştır.

İmalatı yapılan profillerin takılacağı mil yağ çeliğinden işlenerek kaba ölçülerine getirilmiştir. Sertleştirme işleminden sonra mil hassas ölçülerine getirilerek, üzerine M 24x1 diş açılmıştır. İmalat işleri Otomotiv Anabilim Dalı imalat işleri atölyesinde yapılmıştır. Kam profillerin takılacağı mil Resim 6.4’de görülmektedir.



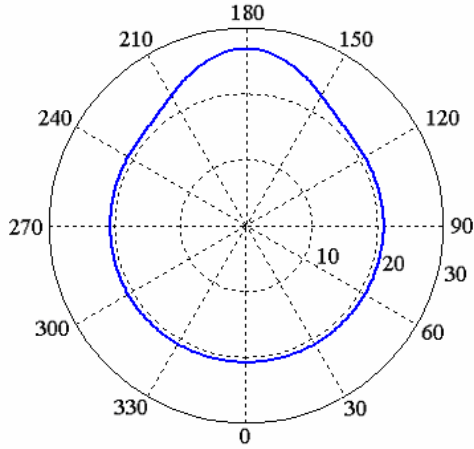
Resim 6.4. Kam profillerin takılacağı mil

2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresine sahip kam profili için sınır şartları çizelge 6.1’de görüldüğü gibi alınmıştır.

Çizelge 6.1. 2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresi için sınır şartları

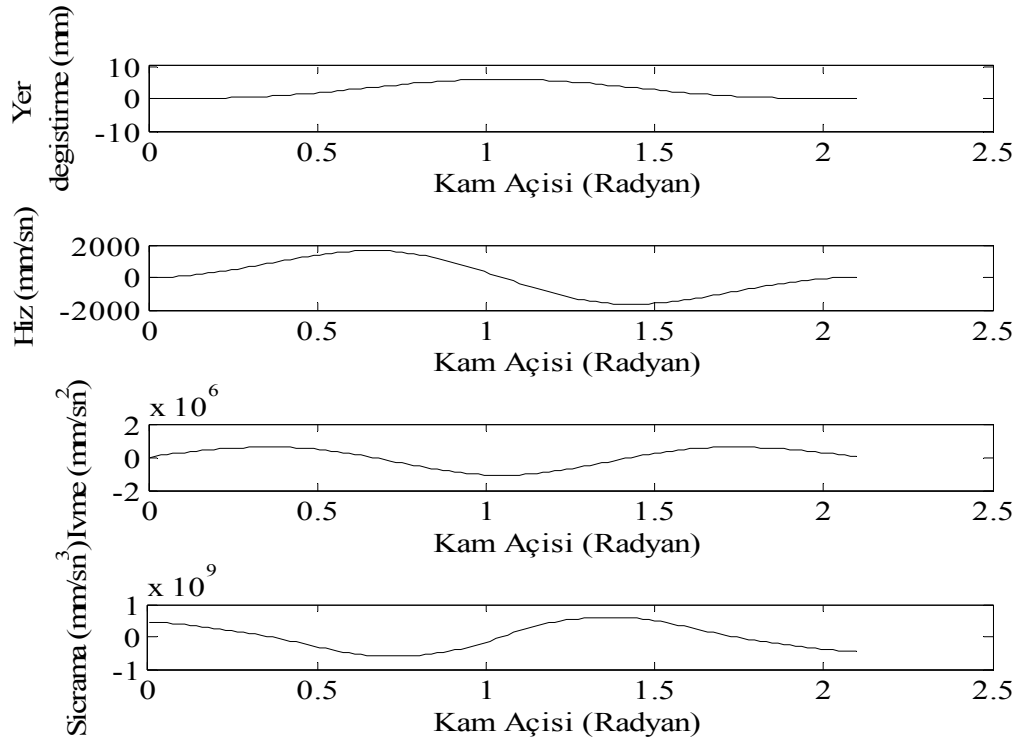
Fonksiyon	Düğüm Noktaları (Radyan)				
	0	0.523 ( $30^\circ$ )	1.047 ( $60^\circ$ )	1.57 ( $90^\circ$ )	2.094 ( $120^\circ$ )
Yer değiştirme (mm)	0	2	6	2	0
Hız (mm/s)	0	-	-	-	0
İvmelenme ( $\text{mm/s}^2$ )	0	-	-	-	0

Bu sınır şartlarına göre elde edilen kam profili Şekil 6.5’de görülmektedir.



Şekil 6.5. Polar koordinatlarda 2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresine göre elde edilen kam profili

Kam milinin 1500 d/d ve 3000 d/d hızda döndüğü kabul edilerek, 6 mm supap kursu ve 2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresi için elde edilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 6.6 ve Şekil 6.7’de görülmektedir.



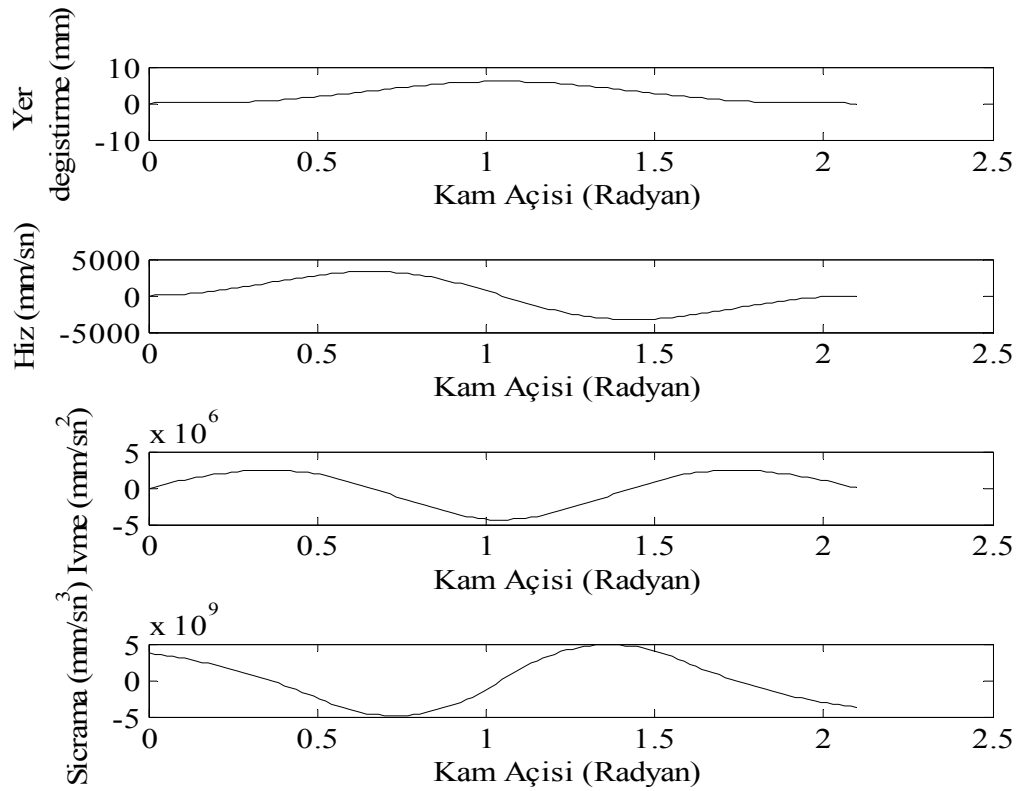
Şekil 6.6. 1500 d/d’da 2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresi için yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 6.5’de görüldüğü gibi itici kama tek noktadan temas ettiği için bu profil imalatı yapılan motor için uygundur. Şekil 6.6’da görüldüğü gibi kam mili 1500 d/d’da dönerken hız eğrisi 0 ile 1,65 m/s arasında, ivme eğrisi 603,1 m/s<sup>2</sup> ile -1095 m/s<sup>2</sup> arasında ve sıçrama eğrisi 0 ile 6,094.10<sup>5</sup> m/s<sup>3</sup> arasında değişmektedir.

Çizelge 6.2’de, Şekil 6.6’daki maksimum ivme değeri için supap sisteminin 100 gr ile 180 gr arasındaki kütle değişimlerine göre elde edilen kuvvet değerleri görülmektedir. Böyle bir sistemde kullanılacak olan yay çizelgedeki verilere göre belirlenebilir.

Çizelge 6.2. Farklı supap sistemi kütleleri için elde edilen kuvvet değerleri

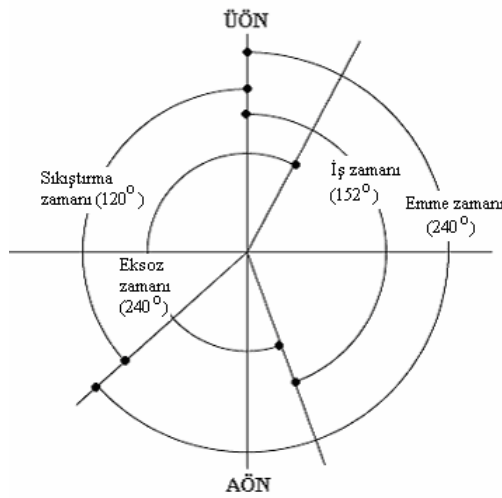
F(N)	109,5	120,45	131,4	142,35	153,3	164,25	175,2	186,15	197,1
m(gr)	100	110	120	130	140	150	160	170	180



Şekil 6.7. 3000 d/d’da 2,094 radyan (120°) supap açık kalma süresi için yer değişirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 6.7’de görüldüğü gibi kam mili  $3000 \text{ d/d}$ ’da dönerken hız eğrisi 0 ile  $3,3 \text{ m/s}$  arasında, ivme eğrisi  $2412 \text{ m/s}^2$  ile  $-4378 \text{ m/s}^2$  arasında ve sıçrama eğrisi 0 ile  $4,87 \cdot 10^6 \text{ m/s}^3$  arasında değişmektedir.

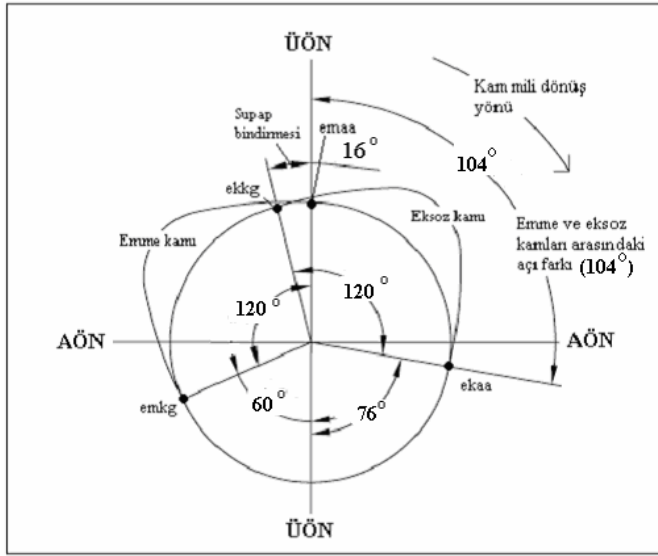
İmalatı yapılan motorda  $2,094$  radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresi için tasarlanan supap zamanlama diyagramı Şekil 6.8’de görülmektedir.



Şekil 6.8.  $2,094$  radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresi için supap zamanlama diyagramı

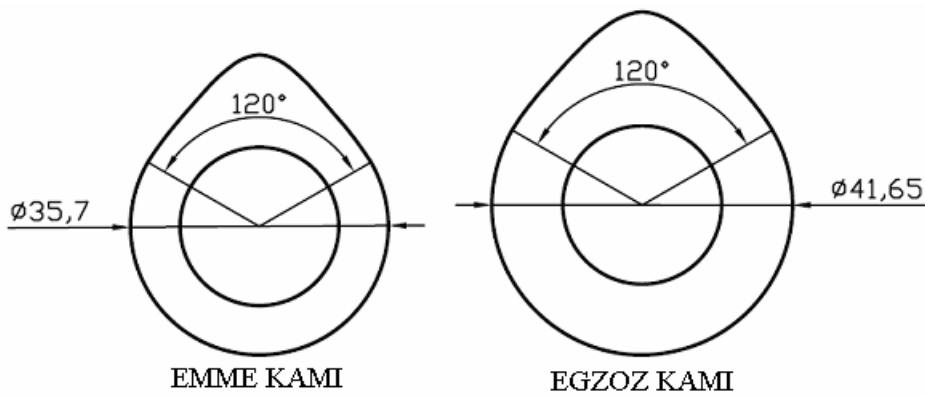
Şekilde görüldüğü gibi emme zamanı 1. piston tam ÜÖN’da iken başlamış ve AÖN’yi  $60^\circ$  geçmiştir. Toplam emme zamanı  $240^\circ$  sürmüştür. Sıkıştırma zamanı 1. piston ÜÖN’da iken bitmiş ve iş zamanı  $152^\circ$  sürmüştür. 1. piston AÖN’ya  $28^\circ$  kala egzoz zamanı başlamış, ÜÖN’yi  $32^\circ$  geçmiştir ve  $240^\circ$  sürmüştür. 2. piston ise 1. pistonu  $30^\circ$  açı farkı ile takip etmektedir.

$120^\circ$  supap açık kalma süresi için supap zaman ayar diyagramına göre emme ve egzoz kamları arasındaki açı, kam açısı cinsinden Şekil 6.9’da görüldüğü gibi  $104^\circ$  hesaplanmıştır.



Şekil 6.9. 2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı farkı

2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresi için hesaplanan kam profiline göre, her derecedeki supap açılma miktarları Autocad programında Şekil 6.10'da görüldüğü gibi çizilmiştir. Autocad programında çizilen kam profilleri tel erozyon ile kesilerek, Resim 6.5'teki son hallerini almıştır.



Şekil 6.10. Autocad programında çizilen 2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri

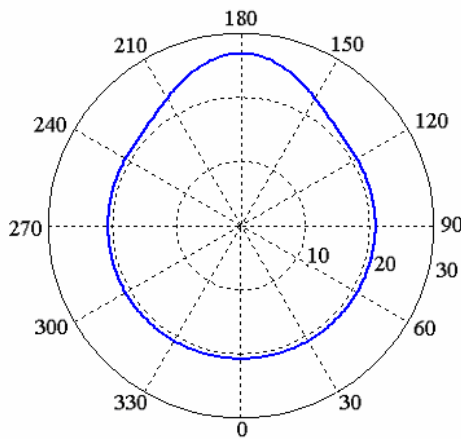


Resim 6.5. Tel erozyonda kesilen 2,094 radyan ( $120^\circ$ ) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri

2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için, Çizelge 6.2'deki sınır şartlarına göre elde edilen kam profili Şekil 6.11'de görülmektedir.

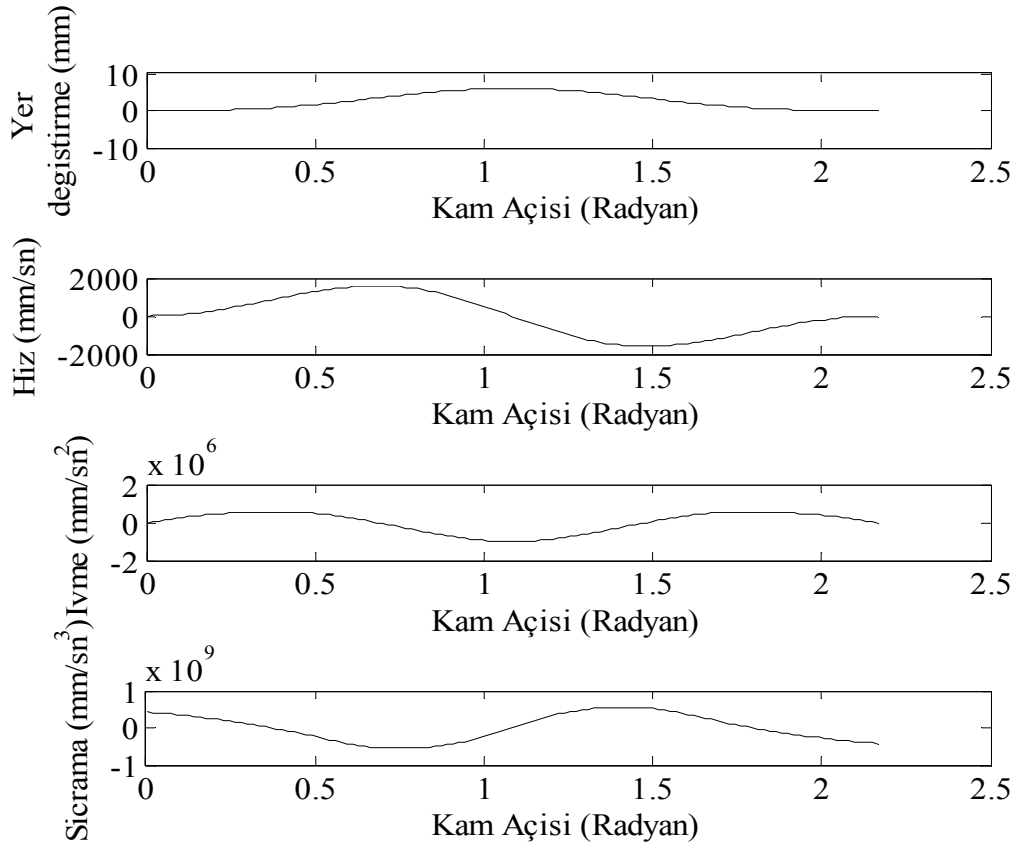
Çizelge 6.3. 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için sınır şartları

Fonksiyon	Düğüm Noktaları (Radyan)				
	0	0.541 ( $31^\circ$ )	1.082 ( $62^\circ$ )	1.623 ( $93^\circ$ )	2.164 ( $124^\circ$ )
Yer değiştirme (mm)	0	2	6	2	0
Hız (mm/s)	0	-	-	-	0
İvmelenme ( $\text{mm/s}^2$ )	0	-	-	-	0



Şekil 6.11. Polar koordinatlarda 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresine göre elde edilen kam profili

Kam milinin 1500 d/d ve 3000 d/d hızda döndüğü kabul edilerek, 6 mm supap kursu ve 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için elde edilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri Şekil 6.12'de ve Şekil 6.13'de görülmektedir.



Şekil 6.12. 1500 d/d'da 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

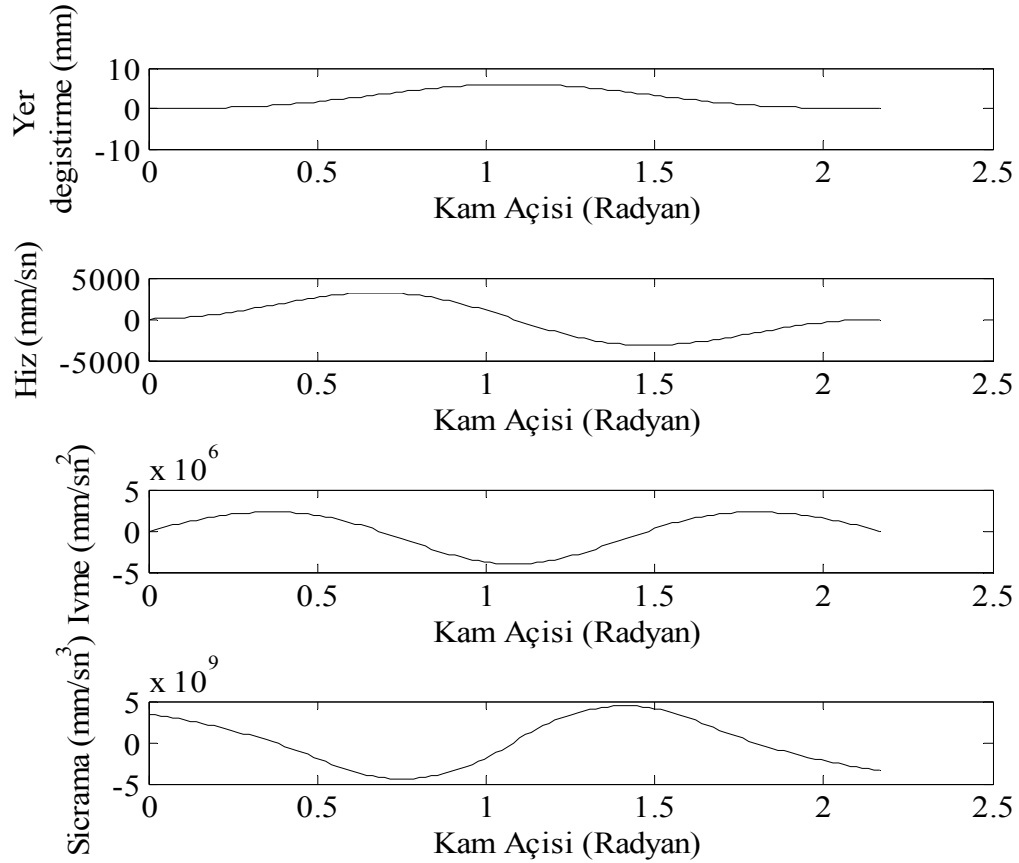
Şekil 6.12'de görüldüğü gibi hız eğrisi 0 ile 1,6 m/s arasında, ivme eğrisi  $565 \text{ m/s}^2$  ile  $-1025 \text{ m/s}^2$  arasında ve sıçrama eğrisi 0 ile  $5,525 \cdot 10^5 \text{ m/s}^3$  arasında değişmektedir.

Çizelge 6.4'de, Şekil 6.12'deki maksimum ivme değeri için supap sisteminin 100 gr ile 180 gr arasındaki kütle değişimlerine göre elde edilen kuvvet değerleri görülmektedir. Böyle bir sistemde kullanılacak olan yay çizelgedeki verilere göre belirlenebilir.



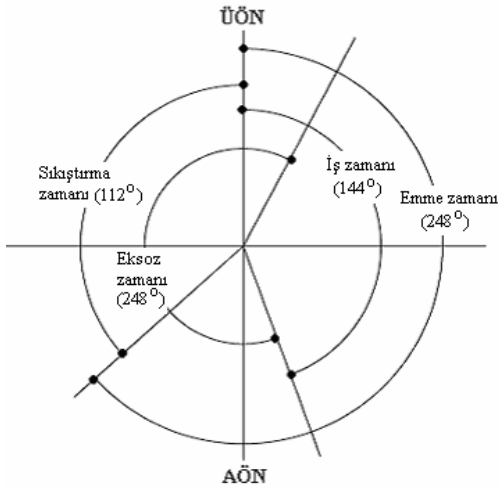
Çizelge 6.4. Farklı supap sistemi kütleleri için elde edilen kuvvet değerleri

F(N)	102,5	112,75	123	133,25	143,5	153,75	164	174,25	184,5
m(gr)	100	110	120	130	140	150	160	170	180

Şekil 6.13. 3000 d/d'da 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için yer değıştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 6.13'de görüldüğü gibi hız eğrisi 0 ile 3,2 m/s arasında, ivme eğrisi  $2260 \text{ m/s}^2$  ile  $-4100 \text{ m/s}^2$  arasında ve sıçrama eğrisi 0 ile  $4,42 \cdot 10^6 \text{ m/s}^3$  arasında değişmektedir.

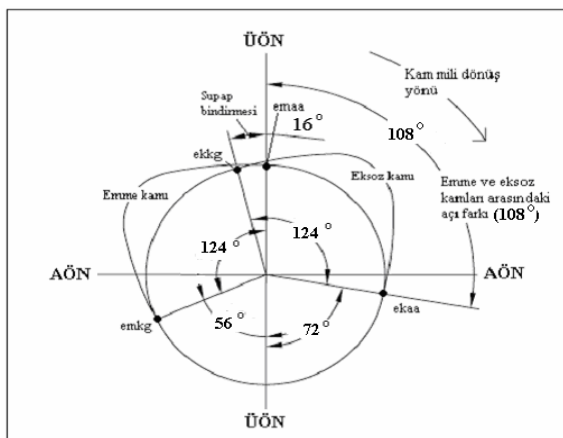
İmalatı yapılan motorda 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için tasarlanan supap zamanlama diyagramı, Şekil 6.14'de görülmektedir.



Şekil 6.14. 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için supap zamanlama diyagramı

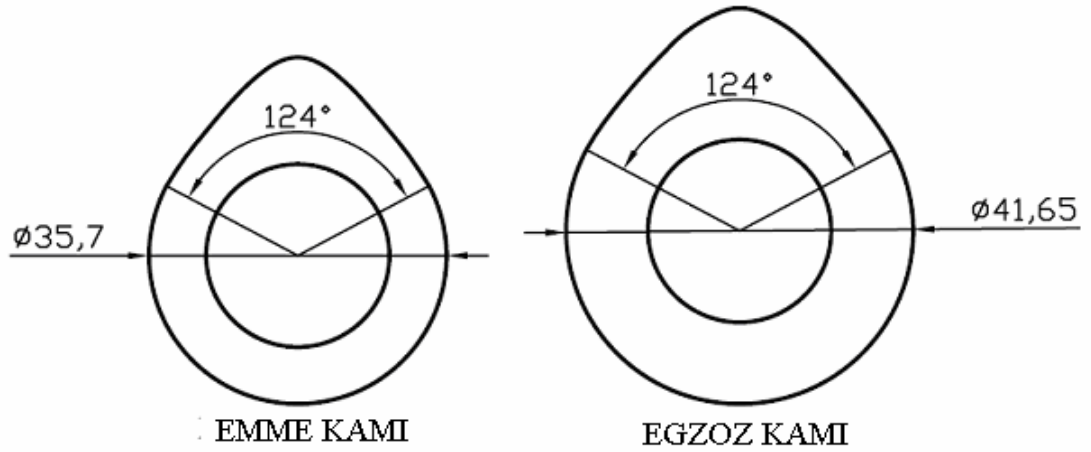
Şekilde görüldüğü gibi emme zamanı 1. piston tam ÜÖN'da iken başlamış ve AÖN'yi  $68^\circ$  geçe bitmiştir. Toplam emme zamanı  $248^\circ$  dir. Sıkıştırma zamanı 1. piston ÜÖN'da iken bitmiş ve iş zamanı  $144^\circ$  sürmüştür. 1. piston AÖN'ya  $36^\circ$  kala egzoz zamanı başlamış, ÜÖN'yi  $32^\circ$  geçe bitmiş ve  $248^\circ$  sürmüştür. 2. piston ise 1. pistonu  $30^\circ$  açı farkı ile takip etmektedir.

2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı, kam açısı cinsinden aşağıda belirtildiği gibi  $108^\circ$  hesaplanmıştır.



Şekil 6.15. 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı farkı

2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresi için hesaplanan kam profiline göre, her derecedeki supap açılma miktarları Autocad programında Şekil 6.16'da görüldüğü gibi çizilmiştir. Autocad programında çizilen kam profilleri tel erozyon ile kesilerek, Resim 6.6'daki son hallerini almıştır.



Şekil 6.16. Autocad programında çizilen 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri

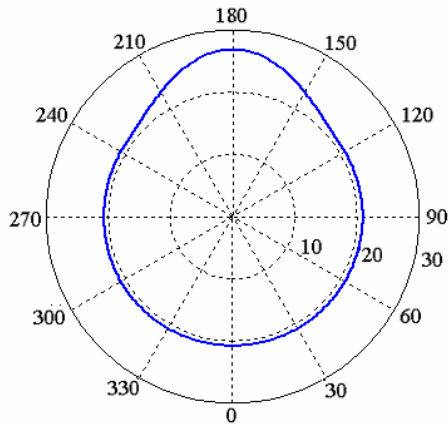


Resim 6.6. Tel erozyon ile kesilen 2,164 radyan ( $124^\circ$ ) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri

2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için, Çizelge 6.3'deki sınır şartlarına göre elde edilen kam profili ve grafikleri aşağıdaki gibidir;

Çizelge 6.5. 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için sınır şartları

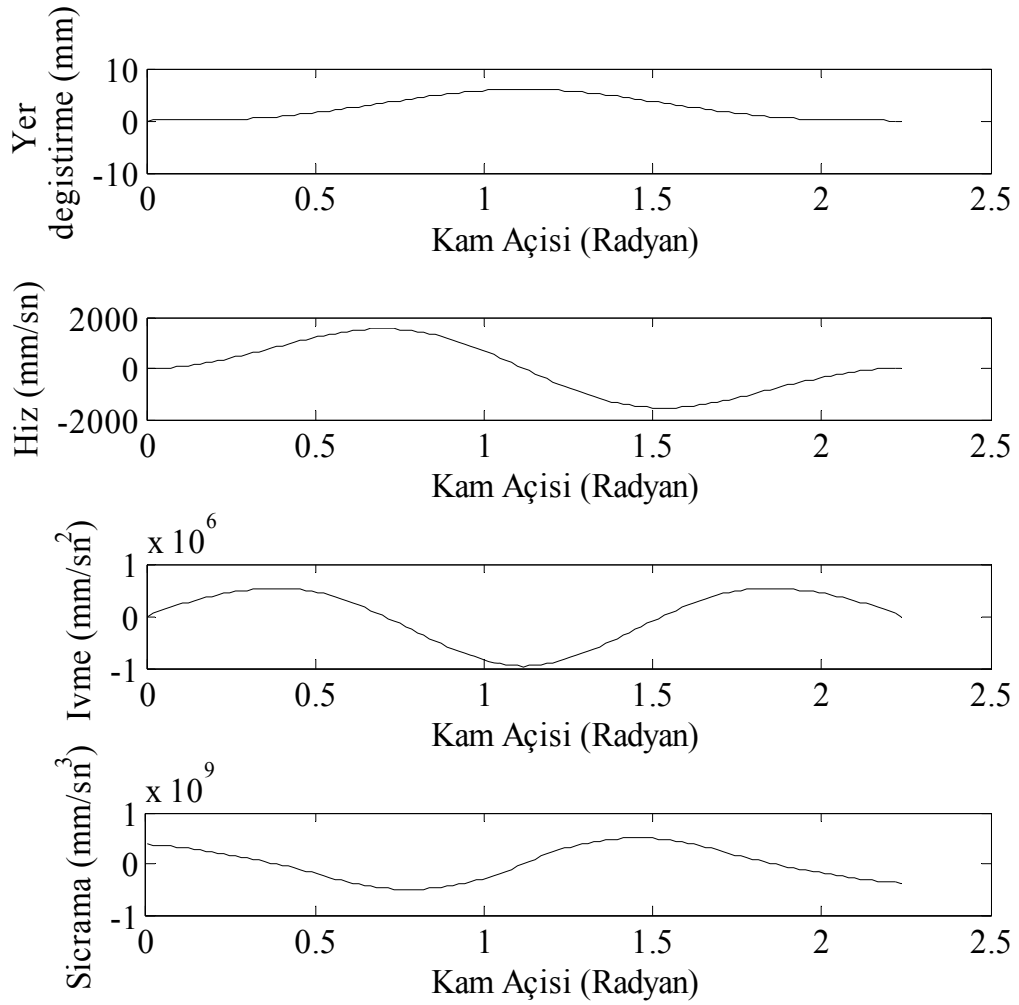
Fonksiyon	Düğüm Noktaları (Radyan)				
	0	0.558 ( $32^\circ$ )	1.117 ( $64^\circ$ )	1.675 ( $96^\circ$ )	2.234 ( $128^\circ$ )
Yer değiştirme (mm)	0	2	6	2	0
Hız (mm/s)	0	-	-	-	0
İvmelenme (mm/s <sup>2</sup> )	0	-	-	-	0



Şekil 6.17. Polar koordinatlarda 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresine göre elde edilen kam profili

Kam milinin 1500 d/d ve 3000 d/d hızda döndüğü kabul edilerek, 6 mm supap kursu ve 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için elde edilen yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri aşağıdaki gibi çizilmiştir.

Şekil 6.18'de görüldüğü gibi hız eğrisi 0 ile 1,54 m/s arasında, ivme eğrisi 554 m/s<sup>2</sup> ile -961 m/s<sup>2</sup> arasında ve sıçrama eğrisi 0 ile  $5,019 \cdot 10^5$  m/s<sup>3</sup> arasında değişmektedir.

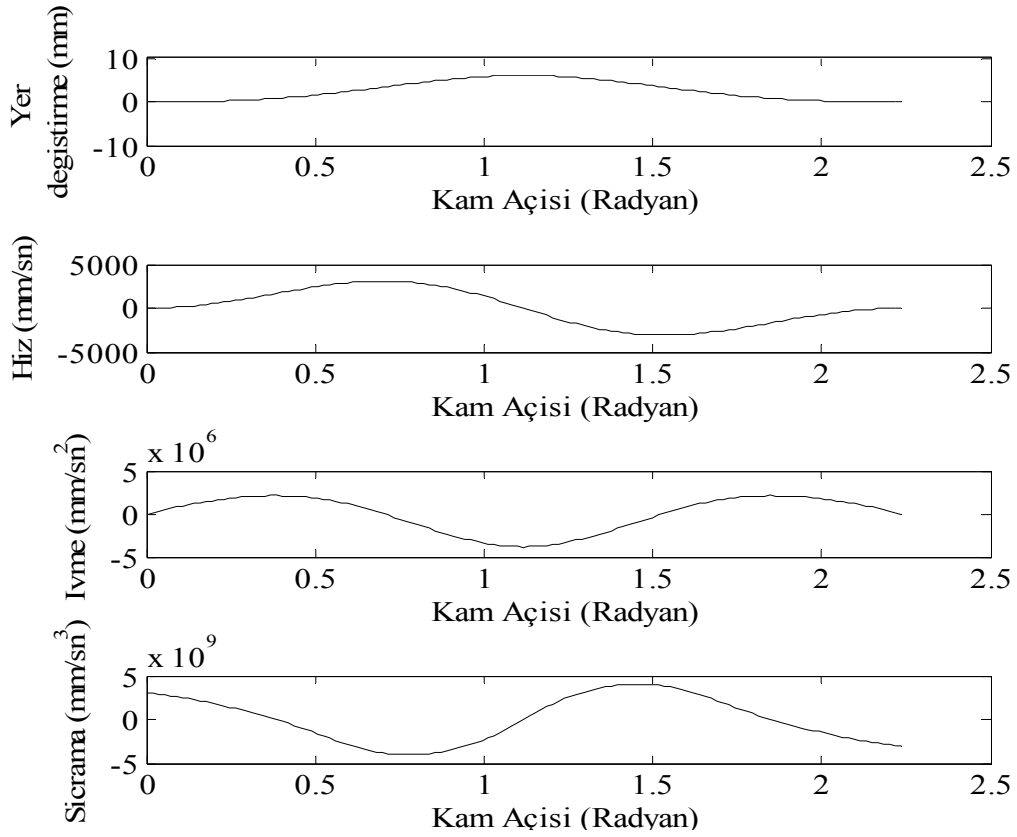


Şekil 6.18. 1500 d/d'da 2,234 radyan (128°) supap açık kalma süresi için yer değiştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Çizelge 6.6'da, Şekil 6.18'deki maksimum ivme değeri için supap sisteminin 100 gr ile 180 gr arasındaki kütle değişimlerine göre elde edilen kuvvet değerleri görülmektedir. Böyle bir sistemde kullanılacak olan yay çizelgedeki verilere göre belirlenebilir.

Çizelge 6.6. Farklı supap sistemi kütleleri için elde edilen kuvvet değerleri

F(N)	96,1	105,7	115,32	124,93	134,54	144,15	153,76	163,37	172,98
m(gr)	100	110	120	130	140	150	160	170	180

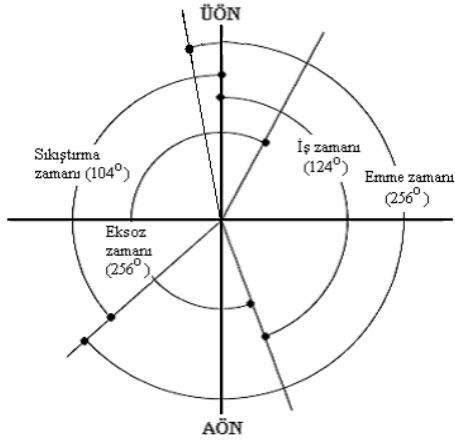


Şekil 6.19. 3000 d/d'da 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için yer değıştirme, hız, ivme ve sıçrama grafikleri

Şekil 6.19'da görüldüğü gibi hız eğrisi 0 ile 3,096 m/s arasında, ivme eğrisi 2120  $m/s^2$  ile -3847  $m/s^2$  arasında ve sıçrama eğrisi 0 ile  $4,015 \cdot 10^6 m/s^3$  arasında değışmektedir.

İmalatı yapılan motorda 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için tasarlanan supap zamanlama diyagramı, Şekil 6.20'de görülmektedir.

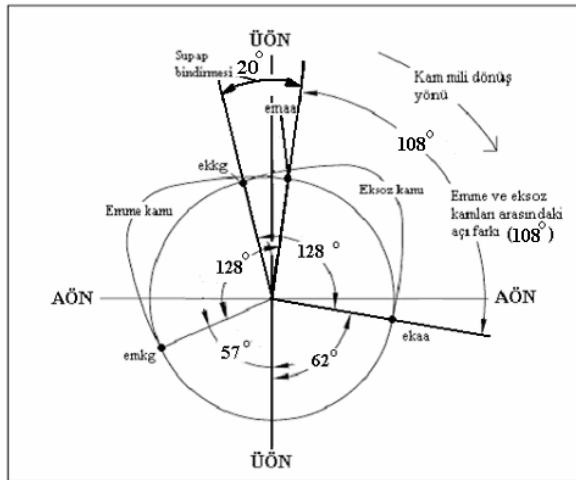
Şekilde görüldüğü gibi emme zamanı 1. piston ÜÖN'ya  $10^\circ$  kala başlamış ve AÖN'yı  $66^\circ$  geçmiştir. Toplam emme zamanı  $256^\circ$  dir.



Şekil 6.20. 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için supap zamanlama diyagramı

Sıkıştırma zamanı 1. piston ÜÖN'da iken bitmiş ve iş zamanı  $124^\circ$  sürmüştür. 1. piston AÖN'ya  $46^\circ$  kala egzoz zamanı başlamış, ÜÖN'yı  $30^\circ$  geçte bitmiş ve  $256^\circ$  sürmüştür. 2. piston ise 1. pistonu  $30^\circ$  açılı farkı ile takip etmektedir.

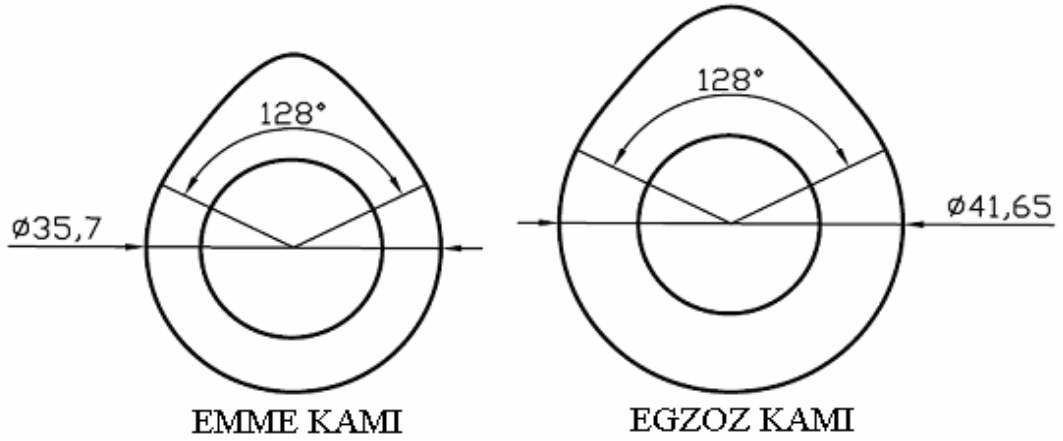
2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı, kam açısı cinsinden Şekil 6.21'de belirtildiği gibi  $108^\circ$  hesaplanmıştır.



Şekil 6.21. 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için emme ve egzoz kamları arasındaki açı farkı

2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresi için hesaplanan kam profiline göre, her derecedeki supap açılma miktarları Autocad programında Şekil 6.22'de görüldüğü

gibi çizilmiştir. Autocad programında çizilen kam profilleri tel erozyon ile kesilerek, Resim 6.7'deki son hallerini almıştır.



Şekil 6.22. Autocad programında çizilen 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri

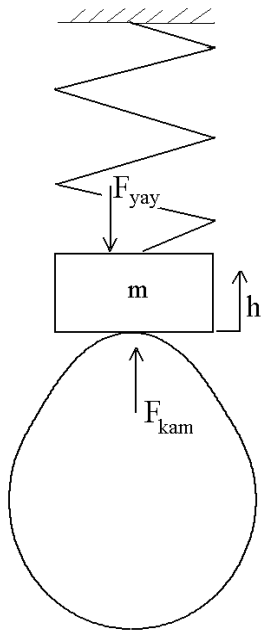


Resim 6.7. Tel erozyonda kesilen 2,234 radyan ( $128^\circ$ ) supap açık kalma süresine sahip emme ve egzoz kam profilleri



## 7. KAM HAREKETİNİN GERİ DÖNÜŞ YAYINA DİNAMİK ETKİSİ

Yaylar kuvvet altındaki kapalı kam mekanizmalarının en esnek elemanıdır. Yay, kam izleyicisinin normal dönüşü için gerekli kuvveti izleyiciye verir. Yüksek hızlarda izleyicinin sıçraması ve yay halkalarının birbirlerine çarpması istenmeyen bir durumdur. Bunun önlenmesi için tanımlanan kam hareketine göre, yayın gösterdiği dinamik etkilerin bilinmesi gerekir. Bu durum için matematiksel bir model Şekil 7.1’de gösterildiği gibi yapılmıştır.



Şekil 7.1. Yay için dinamik model

Şekildeki;

$$F_{kam} = m \frac{d^2s}{dt^2} + F_y \quad (7.1)$$

$$F_y = ks + F_{y0} \quad (7.2)$$

olur. Burada;

$m$  : Supap sisteminin toplam kütlesi (kg),

$\frac{d^2s}{dt^2}$  : Yukarı yöndeki hareket ivmesi ( $m/s^2$ ),

$F_y$  : Toplam yay kuvveti (N),

$k$  : Yay sabiti (N/m),

$s$  : Supabın yukarı yöndeki yer değiştirmesi (m),

$F_{y0}$  : Başlangıç anında yayın kama uyguladığı sabit kuvvet (N),

$h$  : Maksimum supap kursu (m),

$\omega$  : Kamın açısal hızı (rad/s)'dir.

Basit harmonik harekete göre imalatı yapılan motor için supabın hareket denklemi;

$$s = \frac{h}{2} \left[ 1 - \cos \left( \pi \frac{\omega t}{\beta} \right) \right] \quad (7.3)$$

şeklindedir.

Eş. 7.3'ün zamana göre ikinci türevi alınır;

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \frac{h}{2} \left( \frac{\pi^2 \omega^2}{\beta^2} \right) \cos \left( \pi \frac{\omega t}{\beta} \right) \quad (7.4)$$

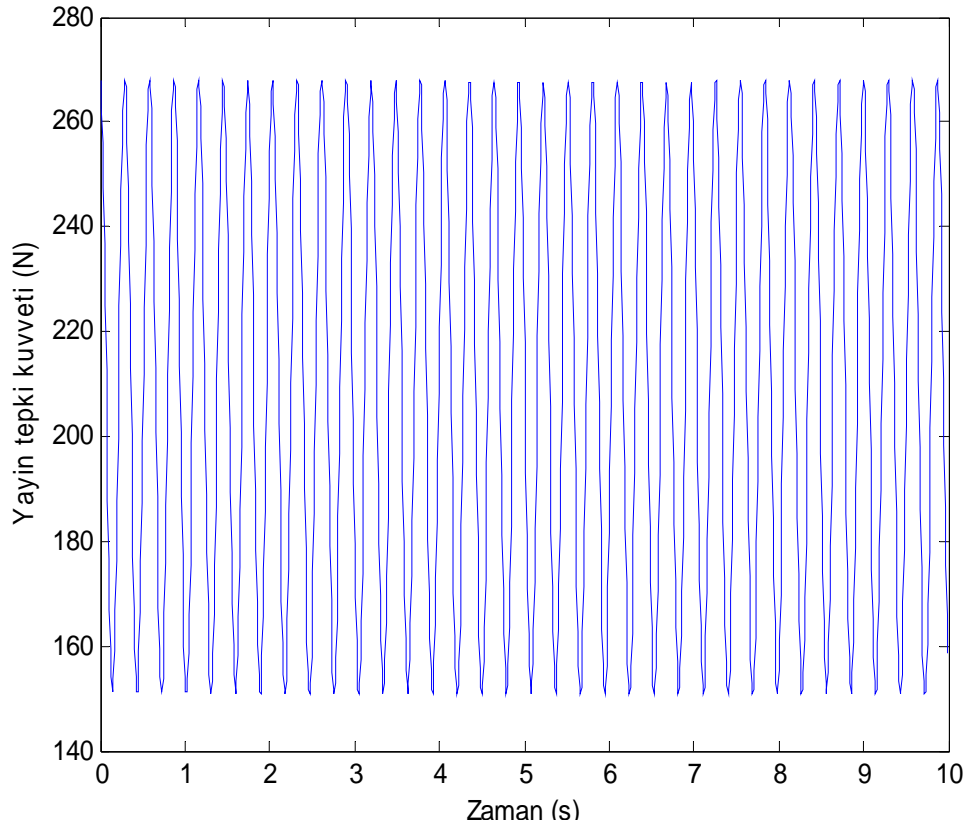
olur.

Eş. 7.3 ve Eş. 7.4, Eş. 7.1'de yerlerine yazılırsa;

$$F_{kam} = m \left\{ \frac{h}{2} \left( \frac{\pi^2 \omega^2}{\beta^2} \right) \cos \left( \pi \frac{\omega t}{\beta} \right) \right\} + k \left\{ \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \left( \pi \frac{\omega t}{\beta} \right) \right) \right\} + F_{y0} \quad (7.5)$$

olur.

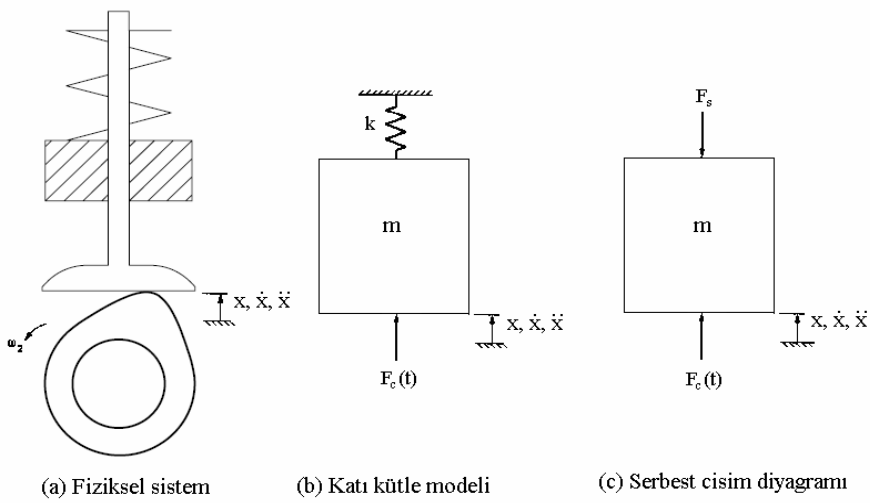
Eş. 7.5'e göre  $F_{kam}$ 'ın (-) değer aldığı yerde supap sıçrama yapar. İmalatı yapılan motorun supap mekanizmasında Şekil 7.2'de görüldüğü gibi (-) değerler olmadığı için supap sıçrama yapmamaktadır.



Şekil 7.2. Kam dönüşüne göre yay kuvveti

### 7.1. Yay Kütle Sisteminin Dikey Durumdaki Eşitliği

Şekil 7.3.a'da kam-izleyici sistemi görülmektedir.



Şekil 7.3. Yay kütle sistemi

Bu sistem yay kuvvetine bağılı olarak, kam ve izleyiciyi her zaman temas halinde tutan bir kapalı kuvvet sistemidir. Şekil 7.3.b, bu sistemin katı kütle modelini, Şekil 7.3.c ise kam kuvveti ( $F_c$ ) ve yay kuvveti ( $F_s$ ) etkisi altında kalan serbest cisim diyagramını göstermektedir. Burada damper kuvveti ( $F_d$ ) çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilmiştir [64].

Şekilde görüldüğü gibi tek serbestlik dereceli sistem için Newton'un 1. kanunu;

$$\sum F = ma = m\ddot{x} \quad (7.6)$$

şeklindedir.

Şekil 7.3.c'den;

$$F_c(t) - F_s = m\ddot{x} \quad (7.7)$$

olur.

Burada yay kuvveti  $F_s = kx$ 'tir.  $F_s$ , Eş. 7.7'de yerine yazılırsa;

$$m\ddot{x} + kx = F_c(t) \quad (7.8)$$

olur.

Bu tek sabit katsayılı ikinci mertebeden sıradan bir diferansiyel denklemdir. Bu denklem sağ tarafı sıfıra eşitlenerek çözümlenir;

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (7.9)$$

olur.

$\ddot{x} = -\frac{k}{m}x$  Bu ifadenin bilinen çözümü;

$$x = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (7.10)$$

şeklinde olur.

Burada A ve B integral sabitleridir ve sınır şartlarından belirlenir. Açısal hız ( $\omega$ ) sabit kabul edilerek Eş. 7.10 iki kere türetilip Eş. 7.9'da yerine yazılırsa;

$$-\omega^2(A \cos \omega t + B \sin \omega t) = -\frac{k}{m}(A \cos \omega t + B \sin \omega t)$$

olur. Buradan;

$$\omega^2 = \frac{k}{m},$$

ve doğal frekans;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7.11)$$

olur.

Doğal frekansın (rad/s) büyüklüğü sistemin titreşimine etki eder. Doğal frekans sistemdeki fiziksel parametreler olan m ve k'ya bağlıdır ve zamana göre değişmez [64]. Eğer tatbik edilen dış kuvvetin frekansı ile, sistemin tabii frekansı birbirine eşit olursa rezonans meydana gelir. Rezonans durumunda sistemin elamanlarında depolanan enerji, elamanlar arasındaki titreşimleri artırır. Bunun sonucu olarak sistemdeki potansiyel enerji kinetik enerjiye dönüşür ve hareketli parçalarda çok şiddetli salınımlar oluşur. İtici ve yayda oluşan şiddetli salınımlar iticinin kamdan ayrılmasına sebep olur. İtici kam ile tekrar temas ettiği zaman oluşan şiddetli çarpma yükleri, parça yüzeylerinin çok çabuk aşınmasına neden olur.

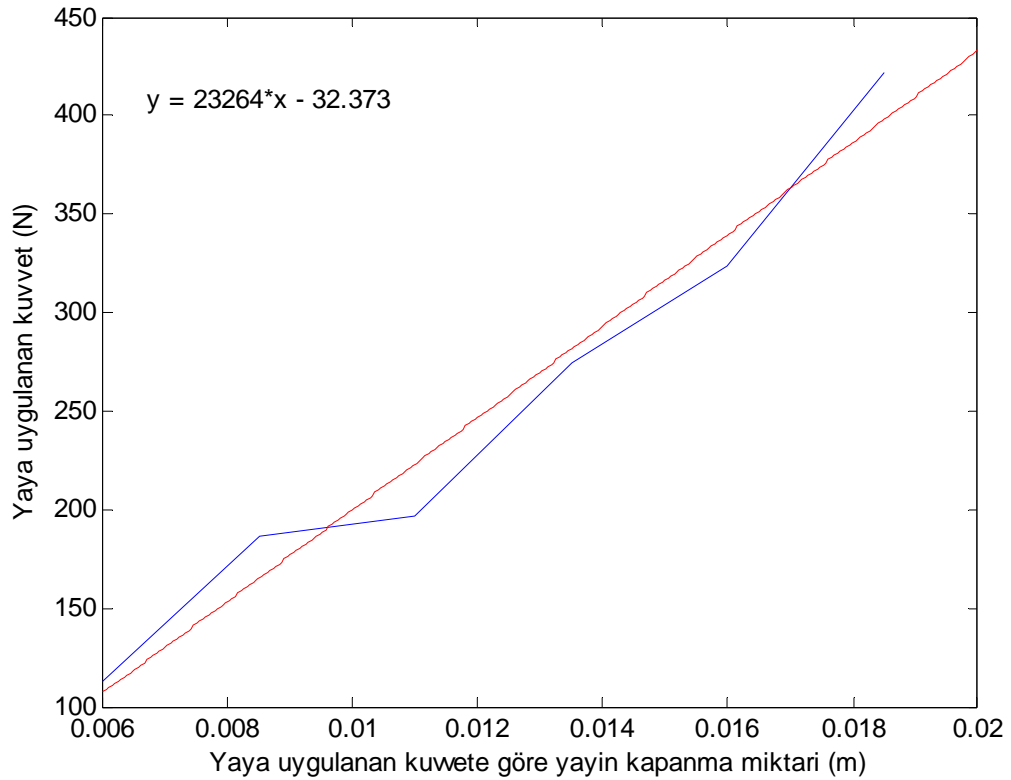
## **7.2. İmalatı Yapılan Kam Mekanizmasının Ve Motorun Doğal Frekanslarının Bulunup Karşılaştırılması**

Sistemde kullanılan yayın yay sabitinin belirlenmesi için yay yükleme cihazı kullanılmıştır. Yayın serbest haldeki boyu 46 mm'dir. Yaya uygulanan kuvvetlere göre yay boyları çizelge 7.1'de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Yaya uygulanan kuvvetlere göre yay boyları

Yay boyu (m)	Yaya uygulanan kuvvet (N)
0,04	112,82
0,0375	186,4
0,035	196,2
0,0325	274,7
0,030	323,73
0,0275	421,83

Serbest haldeki yay boyundan çizelgedeki yay boyları çıkarılarak bulunan değerlere göre, yaya uygulanan kuvvetin grafiği Şekil 7.4'de görülmektedir.



Şekil 7.4. Yaya uygulanan kuvvete göre yay boyu

Bu eğri lineer olarak;

$$y = 23264x - 32,373$$

denklemini fit edilir. Bu denkleme göre bulunan  $F_1$  ve  $F_2$  kuvvetleri;

$$F_1 = 23264 \cdot 0,011 - 32,373 = 223,53 \text{ N}$$

$$F_2 = 23264 \cdot 0,016 - 32,373 = 339,85 \text{ N}$$

olur. Bulunan bu kuvvetler;

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta x} \text{ 'de yerine yazılırsa yay sabiti;}$$

$$k = (F_2 - F_1) / 0,005 = 23264 \text{ N/m}$$

bulunur.

Sistemde bulunan hareketli parçaların kütleleri;

$$\text{Supap} = 45,3 \text{ g,}$$

$$\text{İtici} = 38,4 \text{ g,}$$

$$2 \text{ tane tırnak} = 1,2 \text{ g,}$$

$$\text{Tırnak tutucu} = 8,35 \text{ g,}$$

$$\text{İtici ile supap arasındaki parça} = 8 \text{ g,}$$

$$\text{Buradan toplam kütle} = 101,25 \text{ g} = 0,10125 \text{ kg}$$

olur. Sistemin doğal frekansı toplam kütle ve yay sabitine göre;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ den,}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{23264}{0,10125}} = 479,34 \text{ rad/s} = 76,29 \text{ Hz}$$

bulunur.

Kam mili 4500 d/d'da dönerken açısal hızı  $4500/60 = 75 \text{ Hz}$  olur. Buda motorun 9000 d/d'ya kadar çalışma bölgesinde, kam milinin frekansı ile sistemin frekansının çakışmadığını gösterir. Bu nedenle motorun 0 - 9000 d/d çalışma aralığında rezonans durumundan kaçınılmıştır.

## 8. MATERYAL VE METOT

Motor için en uygun olan kam profilini belirlemek için kam milleri motorda denenmiştir. Deneyle % 50 gaz kelebek açıklığında yapılarak kam profillerinin volumetrik verime, momente, güce, özgül yakıt tüketimine ve eksoz emisyonlarına olan etkileri incelenmiştir.

### 8.1. Deney Yeri

Deneyle Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı, İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarında yapılmıştır. Deney düzeneğinin genel görünümü Resim 8.1'de verilmiştir.



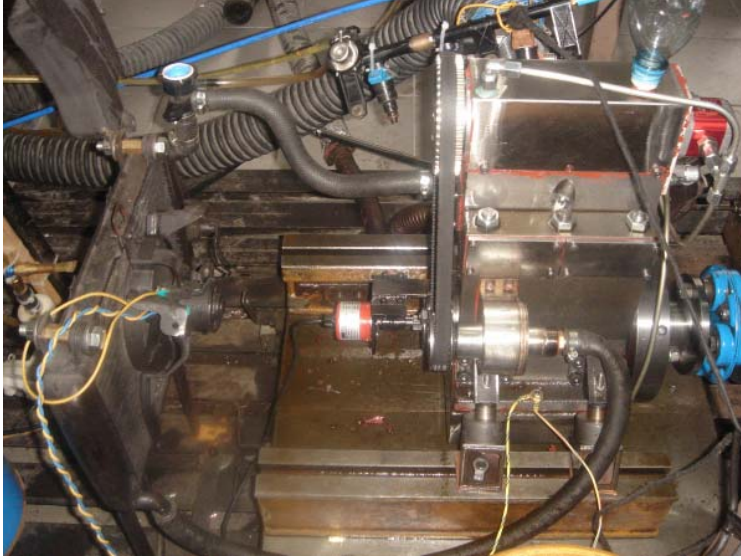
Resim 8.1. Deney düzeneğinin görünümü

### 8.2. Deney Motoru

Deneylelerde Resim 8.2'de görülen TEF 07/2006-11 projesi kapsamında imal edilen iki silindirli dört zamanlı buji ile ateşlemeli, 385 cm<sup>3</sup> hacme sahip su soğutmalı bir



motor kullanılmıştır. Deney motorunun emme supabı çapı 35 mm, eksoz supabı çapı 30.9 mm ve emme ve egzoz manifold çapları 25 mm'dir.



Resim 8.2. Deney Motoru

### 8.3. Deneylerde Kullanılan Yakıt Enjeksiyon Sistemi

Deneylerde Resim 8.3'de görülen, her devre göre yakıt miktarının ve ateşleme avansının ayarlanıp değiştirilebildiği bir yakıt enjeksiyon modülü kullanılmıştır.

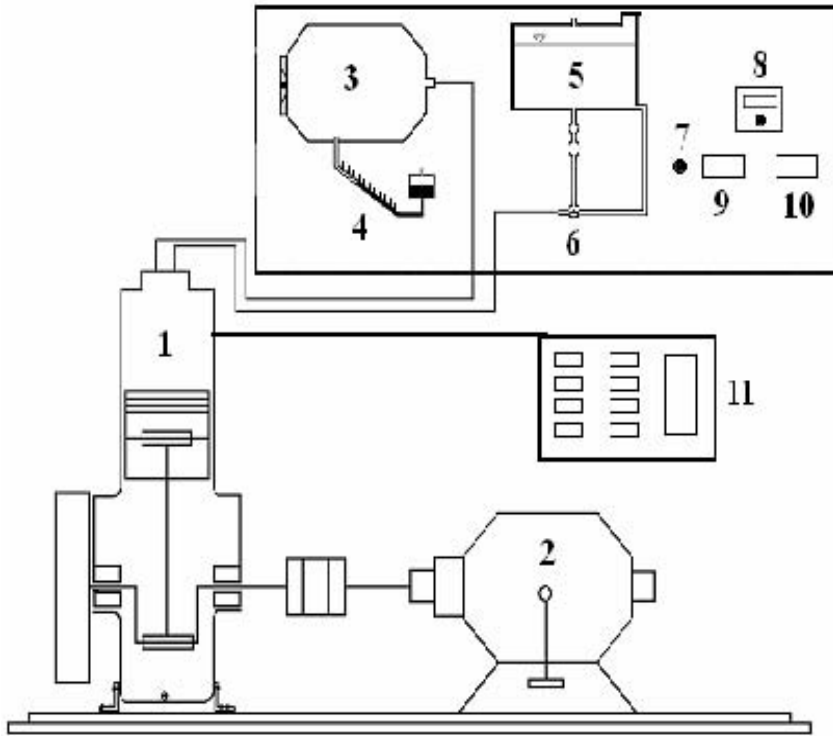


Resim 8.3. Deneylerde kullanılan yakıt enjeksiyon modülü

## 8.4. Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri

### 8.4.1. Dinamometre

Deneylerde Cussons P8160 marka elektrikli dinamometreye sahip deney seti kullanılmıştır (Şekil 8.1). Deney seti ile motor momenti, yakıt ve hava tüketimleri ve motor devri ölçülebilmektedir.



Şekil 8.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü

- |                   |                         |                          |
|-------------------|-------------------------|--------------------------|
| 1. Deney motoru   | 5. Yakıt deposu         | 9. Motor hızı göstergesi |
| 2. Dinamometre    | 6. Yakıt kontrol vanası | 10. Kuvvet göstergesi    |
| 3. Hava tankı     | 7. Hız kontrol düğmesi  | 11. Egzoz gaz analizörü  |
| 4. Eğik manometre | 8. Sıcaklık göstergesi  |                          |

### 8.4.2. Egzoz gaz analizörü

Egzoz emisyonlarının belirlenmesinde Sun MGA-1200 marka gaz analizörü kullanılmıştır. Egzoz gaz analizörü ile CO, CO<sub>2</sub>, HC ve O<sub>2</sub> emisyonları hacimsel olarak ölçülebilmektedir.



Resim 8.4. Sun MGA-1200 marka egzoz gaz analizörü

Egzoz gaz analizörünün ölçüm aralığı ve hassasiyeti Çizelge 8.1’de verilmiştir.

Çizelge 8.1. Sun MGA-1200 egzoz gaz analizörünün teknik özellikleri

	Ölçüm Aralığı	Hassasiyeti
Hava Fazlalık Katsayısı ( $\lambda$ )	0,80 -2,00	0,001
CO (%)	0 -% 10	% 0,01
CO <sub>2</sub> (%)	0 -% 20	% 0,01
HC (ppm)	0 -20000	1
O <sub>2</sub> (% hacimsel)	0 -% 21	% 0,1

### 8.4.3. Kronometre

Yakıt tüketim süresinin tespit edilebilmesi için, 1 salise hassasiyetinde ölçüm yapabilen Robic Sports SC-70 marka bir kronometre kullanılmıştır.

## 8.5. Deneylerde Yapılan Ölçüm ve Hesaplamalar

Ölçümlere başlanmadan önce deney motorunun ayarları kontrol edilerek motor çalışma sıcaklığına getirilmiştir.

### 8.5.1. Deney motorunun moment ve gücünün ölçülmesi

Motor ölçüm yapılacak devir ve yüklerde çalışırken dinamometre üzerinden ölçülen kuvvet değeri okunmuştur. Her bir devir için göstergede okunan kuvvet değeri dinamometre moment kol uzunluğu (0,25 m) ile çarpılarak o devirdeki motor momentini hesaplanmıştır ( Eş. 8.1).

$$M_e = F.L \quad (8.1)$$

Burada;

$M_e$  : Moment (Nm),

F : Kuvvet (N),

L : Dinamometrenin moment kol uzunluğu (0,25 m)'dur.

Motor gücü ise moment ve motor devrine bağlı olarak Eş. 8.2 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$N_e = \frac{M_e \cdot n}{9549} \quad (8.2)$$

Burada;

$N_e$  : Motor gücü (kW),

n : Motor devri (d/d)'dir.

### 8.5.2. Yakıt tüketimi ve özgül yakıt tüketiminin ölçülmesi

Deneylerin yapılması esnasında motorun 30 saniyedeki tükettiği yakıt miktarı, Resim 8.5'de görülen Ohaus marka dijital bir terazi ile ölçülmüştür.



Resim 8.5. Deneyleerde kullanılan dijital terazi

%50 gaz kelebek açıklığında 2500 d/d motor devrinde 30 saniyede tüketilen yakıt 10.2 g olarak ölçülmüştür. Buradan orantı ile;

0,0102 kg için 30 s ise  
B kg için 3600 s'dir.  
 Buradan B = 1,224 kg/h olur.

Özgül yakıt tüketimi ise,

$$b_e = \frac{B}{N_e} \cdot 1000 \quad (8.3)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada;

$b_e$  : Özgül yakıt tüketimi (g/kWh),

B : Yakıt tüketimi (kg/h)'dir.

Farklı motor devirlerinde teraziden okunan değerlere ve dinamometreden okunan kuvvetlere karşılık gelen güç değerlerine göre Eş 8.3'den motorun özgül yakıt tüketim değerleri hesaplanmıştır.

### 8.5.3. Hava tüketimi ve volümetrik verim

Hava tüketiminin ölçülmesinde motorun anlık çektiği havayı (l/dk) olarak ölçebilen

Resim 8.6’da görülen hava akış metresi kullanılmıştır.



Resim 8.6. Deneylerde kullanılan hava akış metresi

Motorun volümetrik verimi, gerçek hava tüketiminin, teorik olarak motorun tüketmesi gereken hava miktarına bölünerek % olarak hesaplanmıştır (Eş. 8.4).

$$\eta_v = \frac{Q_{gerçek}}{Q_{teorik}} \quad (8.4)$$

Teorik hava tüketimi Eş. 8.5’den hesaplanmıştır.

$$Q_{teorik} = V_h \cdot \frac{n}{2} \quad (8.5)$$

Burada;

$V_h$  : Motorun silindir hacmi ( $dm^3$ ),

$n$  : devir sayısı (d/d)’dir.

#### 8.5.4. Egzoz emisyonlarının ölçülmesi

Sun MGA-1200 marka egzoz gaz analizörü, ilk açılışta 15 dakikalık bir sürede kendini kalibre etmektedir. Ölçme işleminden önce analizörün egzoz ölçme probu motorun egzoz borusuna takılmıştır. Motor normal çalışma şartlarına getirildikten sonra verilen devir aralıklarında egzoz emisyonlarının ölçümü yapılmıştır.

### 8.5.5. Supap Zamanlamasına Göre Kam Pozisyon Açısının Ayarlanması

Kam profillerinin ayarlanabilmesi için kam mili dişlisi üzerine takılabilen birer derece aralıklı 360°'lik bir şablon yapılmıştır. Resim 8.7'de grldğu gibi şablon üzerindeki sıfır noktası dişli üzerinde bulunan N işareti ile karşılaştırılarak supapların açılma ve kapanma zamanlarına göre kam profilleri mil üzerine takılmış ve somunlar ile sıkılmıştır. Kam profilleri ayarlandıktan sonra şablon dişli üzerinden çıkarılmıştır.



Resim 8.7. Supap zamanlama diyagramına göre kam pozisyon açısının ayarlanması

## 9. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

İlk deneyler motor lastik takozlar üzerinde 90° açıyla dinamometreye bağlanarak yapılmıştır. Bu konumda motor boşta iken düzgün çalışmış, dinamometre ile yüklendiğinde motorun yatay ve dikey eksenleri üzerinde aşırı titreşim yaptığı görülmüştür. Bu titreşimlerin dinamometre yataklarına zarar vermemesi için, motor takozlar üzerine tekrar 45° açılı olarak montaj edilerek testlere başlanmıştır. Testler esnasında motor devri aynı kalmak kaydı ile, ½ gaz kelebek açıklığının üzerindeki yüklemelerde, yatay eksen üzerindeki titreşimlerin büyük ölçüde yok edildiği fakat dikey eksen üzerindeki titreşimlerin hala fazla olduğu görülmüştür. Bu nedenle tam gaz kelebek açıklığında dikey eksendeki aşırı titreşimlerden dolayı, motor bloğunun ve dinamometrenin zarar görmemesi için deneyler ½ gaz kelebek açıklığında yapılmıştır. Motor ½ gaz kelebek açıklığında çalışırken 2000 - 3000 d/d arasında motor hızı 250 d/d aralıklarla artırılarak volumetrik verim, moment, güç, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları 4 farklı profile sahip kam mili ile ölçülmüştür.

### 9.1. Volumetrik Verim

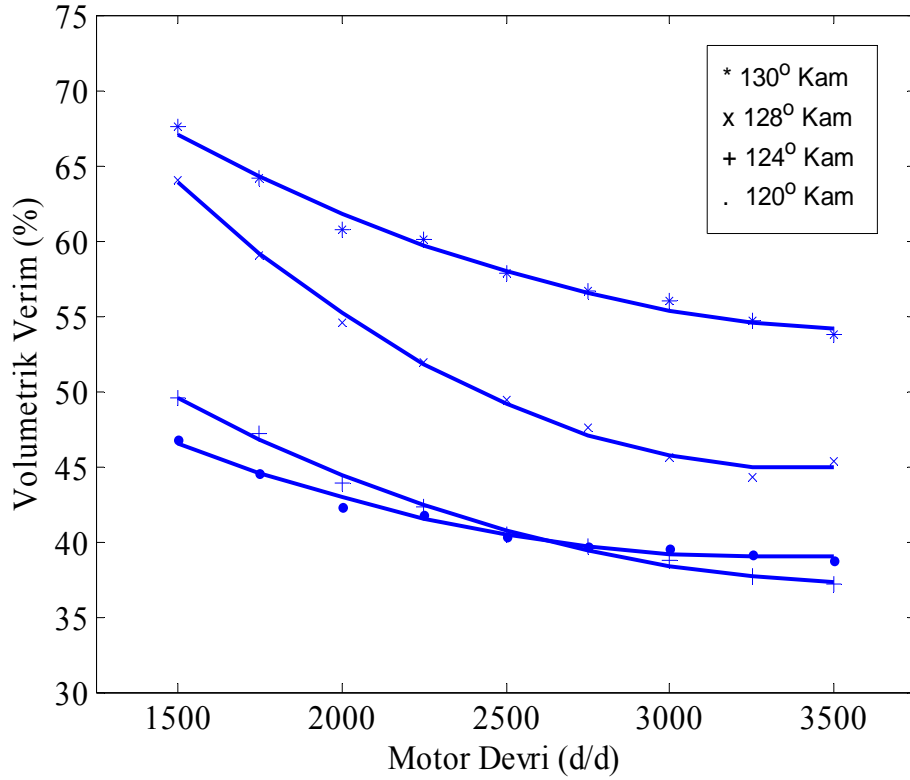
Şekil 9.1'de motor ½ gaz kelebek açıklığında çalışırken 4 farklı kam profili için motor devrine bağlı olarak volumetrik verim değişimi görülmektedir.

Şekil 9.1'de görüldüğü gibi 2000 d/d motor devrinde, 130° supap açık kalma süresine sahip kam profili kullanılarak elde edilen volumetrik verim değeri % 67,53 ölçülmüştür. 128° supap açık kalma süresine sahip kam profili kullanılarak elde edilen volumetrik verim değeri % 63,83 iken 124° supap açık kalma süresine sahip kam profili kullanılarak elde edilen volumetrik verim değeri % 49,48 ölçülmüştür. En az supap açık kalma süresine sahip 120°'lik kam profili kullanılarak elde edilen volumetrik verim değeri ise % 46,5 ölçülmüştür.

2000 d/d motor devrinde, kam profillerine göre en düşük ile en yüksek volumetrik verim arasındaki fark % 21,03'tür. 3500 d/d motor hızında 130° kam için volumetrik



verim % 54,14 iken, en düşük değer olan 120°'lik kam için % 37,36 olarak ölçülmüştür. Kam profil açısı küçüldükçe volumetrik verim oranları da azalmaktadır.



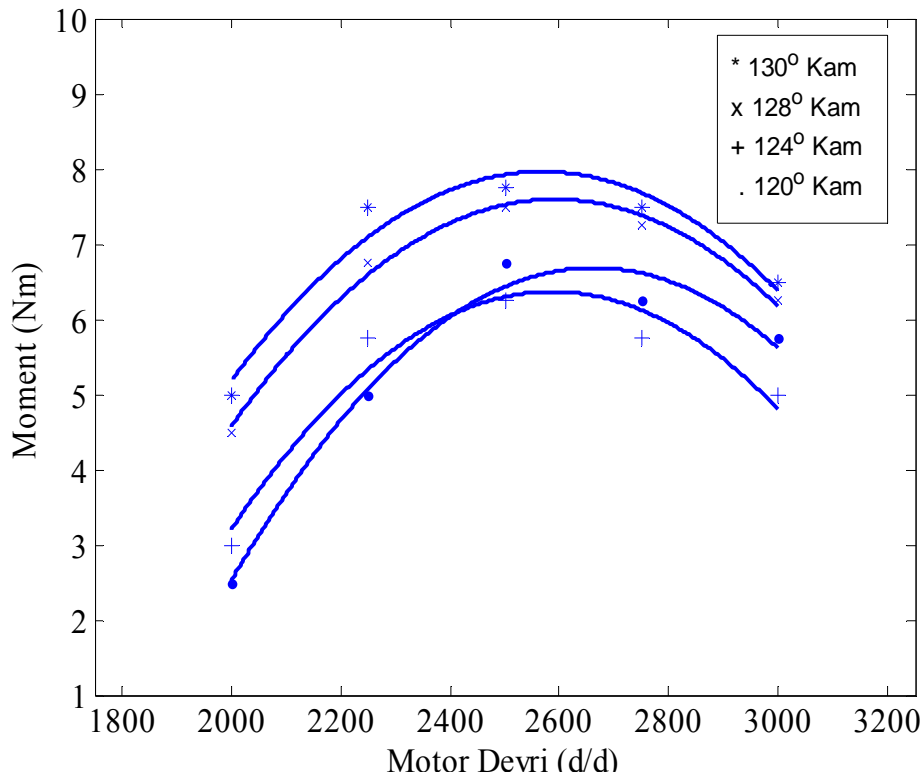
Şekil 9.1. Farklı kam profilleri göre ½ gaz kelebek açıklığı için motor devrine bağlı olarak volumetrik verimin değişimi

Şekil 9.1'de görüldüğü gibi volumetrik verim yüzdesinin motor devri arttıkça düşmesinin nedenlerinden biri, içeriye giren karışımın piston hızına bağlı olarak hızlanmasıdır. Hızı artan karışım, supap giriş kesitinde şok dalgası meydana getirerek içeriye giren karışımı engeller. İkinci bir neden ise, motorun devir arttıkça ve çalışma süresi uzadıkça daha fazla ısınmasından kaynaklanmaktadır. Motorun soğutma sistemi yeterli olmadığından dolayı, yüksek motor devirlerinde özellikle yanma odası bölgesi aşırı derecede ısınmaktadır. Bu nedenle motor içine giren hava aniden ısınarak genişlemektedir. Silindir içinde genişleyen hava sebebiyle motora emilen hava kısıtlanmakta ve volumetrik verim düşmektedir. Ayrıca motor devri arttıkça silindir içinde kalan sıcak egzoz gazları nedeniyle de motora emilen hava kısıtlanmakta ve volumetrik verim düşmektedir.

Şekil 9.1’de görüldüğü gibi imalatı yapılan motor için en uygun kamın, en yüksek volumetrik verime sahip,  $130^\circ$  kam olduğu görülmektedir. Bu kam profilin de supap tam açık konumda iken, supabın bekleme süresi diğer profillere göre daha uzun olduğundan dolayı volumetrik verim daha yüksek çıkmıştır.

## 9.2. Motor Momenti

Supap zaman ayar diyagramlarına göre dört farklı kam profili için  $\frac{1}{2}$  gaz kelebek açıklığında motor devrine bağlı olarak elde edilen moment değişimleri Şekil 9.2’de görülmektedir.



Şekil 9.2. Farklı kam profilleri için motor devrine bağlı olarak moment değişimi

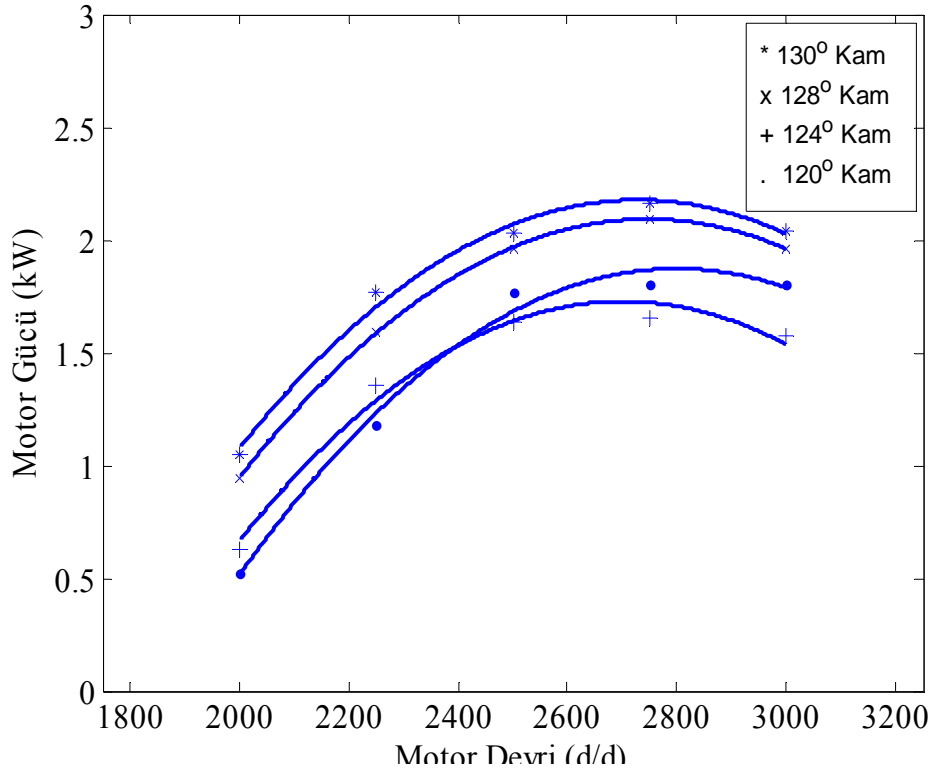
$130^\circ$  kam mili ile yapılan denelerde 2500 d/d motor hızında moment 7,92 Nm olarak elde edilmiştir.  $128^\circ$ ’lik kam mili ile 7,52 Nm,  $124^\circ$ ’lik kam ile 6,43 Nm ve  $120^\circ$ ’lik kam ile 6,3 Nm ölçülmüştür.

Şekil 9.2’de görüldüğü gibi 2500 d/d’nın üzerindeki hızlarda emme zamanı süresi kısaldığından dolayı moment azalmaktadır. Yüksek devirlerde emme zamanı süresinin kısılmasıyla silindire giren karışım miktarı da azalmaktadır. 2500 d/d’nın altındaki hızlarda ise gaz kelebeği açık iken silindirlere daha fazla karışım girebileceğinden dolayı moment artmaktadır.

130° kam için yapılan deneylerde maksimum motor momenti 2560 d/d’da 7,96 Nm iken, bu devrin altındaki ve üstündeki devirlerde silindir içerisine alınan dolgu miktarındaki azalmaya bağlı olarak moment düşmektedir.

### 9.3. Motor Gücü

Şekil 9.3’de dört farklı kam profili için, ½ gaz kelebek açıklığında motor devrine bağlı motor gücünün değişimi görülmektedir.



Şekil 9.3. Farklı kam profilleri için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi

Şekil 9.3’de görüldüğü gibi motor gücü, motor devrine bağlı olarak 2800 d/d’ya kadar artmaktadır. İmalatı yapılan motorun yağlama ve soğutma sistemleri yetersiz olduğundan dolayı 2800 d/d’dan sonraki hızlarda motor yatakları ısınarak genleşmiştir ve bu nedenle motordaki sürtünme momenti aşırı derecede arttığından dolayı (Şekil 9.4) motor gücü düşmeye başlamıştır. Ayrıca deneyler % 50 gaz kelebek açıklığında yapıldığı için motora giren dolgu miktarı azalmıştır ve bu nedenle maksimum motor gücü de düşük ölçülmüştür. Motor devrine göre en yüksek güç değerleri 130° kam profilinden elde edilmiştir.

Deneyler bittikten sonra motor söküldüğünde Resim 9.1’de görüldüğü gibi krank mili kol muylu yataklarının yağlanamadığından dolayı aşırı derecede ısınarak yandığı ve bozulduğu görülmüştür. Bu nedenle kol muylu yatakları yağ kanallı ve yağ delikli olarak Resim 9.2’de görüldüğü gibi tekrar imal edilmiştir.



Resim 9.1. Bozulan yatak

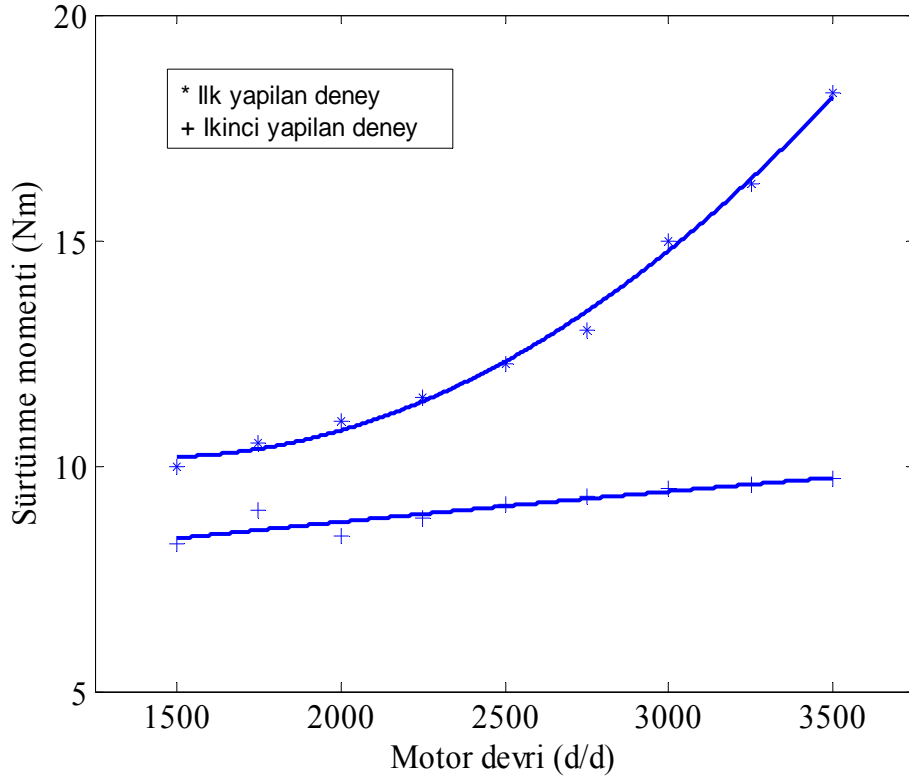


Resim 9.2. Yeniden imal edilen yataklar

Daha önce yapılan deneylerde, en iyi sonucun elde edildiği 130° supap açık kalma süresine sahip kam profili ile deneyler tekrarlandığında, motor devrine göre sürtünme momentinin azaldığı, motor torku ve gücünün arttığı, özgül yakıt tüketimi değerlerinin düştüğü görülmüştür.

Şekil 9.4’de görüldüğü gibi ilk yapılan deneylerde krank mili muylu yatakları iyi yağlanamadığı için motor devri arttıkça sürtünme momenti de artarak motor gücü ve momentini düşürmüştür. Motor 3500 d/d’da dönerken maksimum sürtünme momenti 18,16 Nm’ye kadar çıkmıştır. Yeni yataklarla yapılan ikinci deneyde ise sürtünme

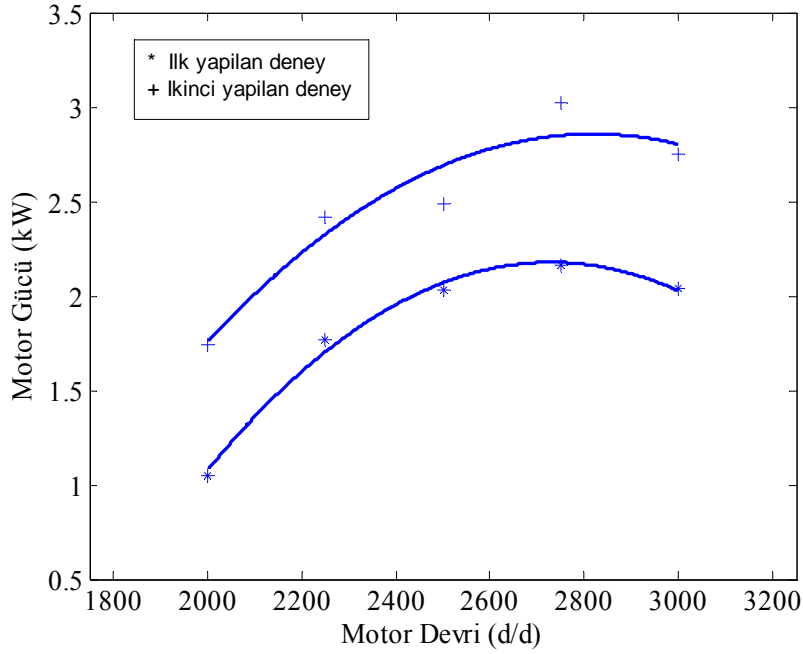
momentinin maksimum değerinin 9,7 Nm olduğu görülmüştür. Maksimum sürtünme momenti değerleri ilk yapılan deneylere göre yaklaşık % 50 oranında azalmıştır.



Şekil 9.4. Motor devrine bağlı olarak sürtünme momentinin değişimi

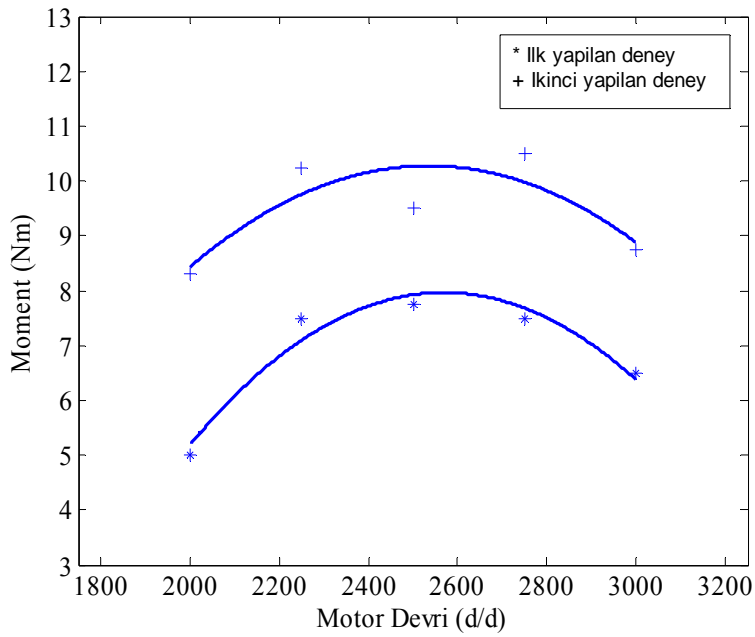
Şekil 9.5'te 130° supap açık kalma süresine sahip kam mili ile yapılan birinci ve ikinci deneylere göre motor gçlerinin karşılaştırılmaları görülmektedir.

Şekilde görüldüğü gibi ilk yapılan deneylerde artan sürtünme momentinin etkisiyle motor gcde düşük çıkmıştır. İkinci yapılan deneylerde ise sürtünme momenti azaldığından dolayı maksimum motor gücü 2750 d/d'da 3 kW'a kadar çıkmıştır. İlk yapılan deneylerde ise bu değer 2,17 kW'tır. Sürtünme momentinin azaltılması ile motor gücünün yaklaşık % 50 oranında arttığı görülmüştür.



Şekil 9.5. Motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi

Şekil 9.6'da 130° supap açık kalma süresine sahip kam mili ile yapılan birinci ve ikinci deneylere göre motor momentinin karşılaştırılmaları görülmektedir.



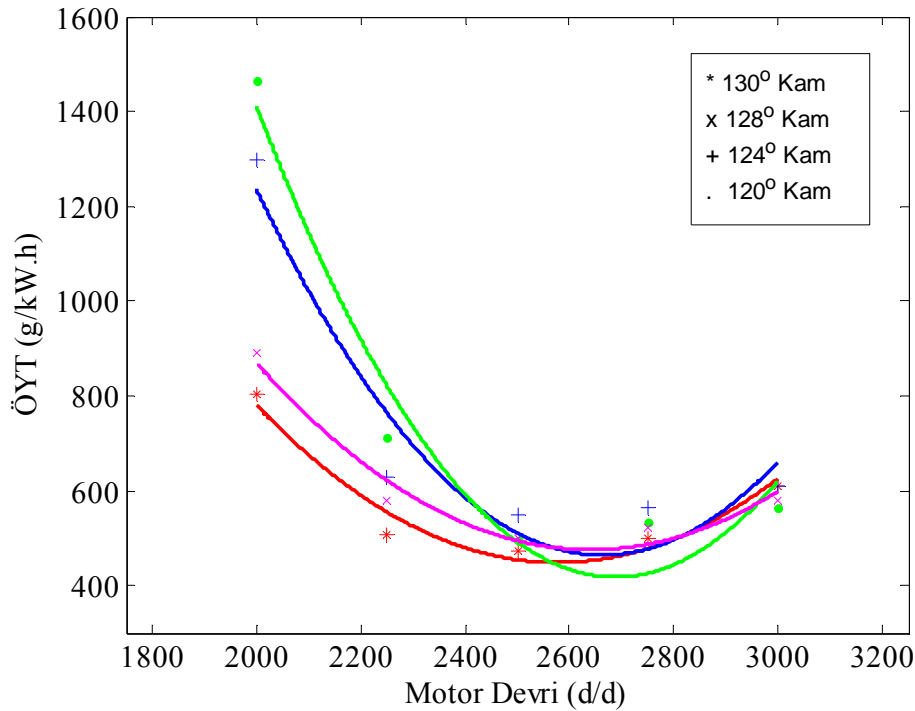
Şekil 9.6. Motor devrine bağlı olarak motor momentinin değişimi

Şekilde görüldüğü gibi ilk yapılan deneylerde maksimum motor momenti 2500 d/d'da 7,75 Nm iken, ikinci yapılan deneylerde 9,5 Nm'ye çıkmıştır. Bu şekilde de sürtünme momentinin, motor momentini düşürdüğü görülmektedir.

#### 9.4. Özgül Yakıt Tüketimi

Şekil 9.7'de  $\frac{1}{2}$  gaz kelebek açıklığında dört farklı kam profili için motor devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimi eğrileri görülmektedir.

Şekil 9.7'de görüldüğü gibi en düşük özgül yakıt tüketimi değerleri  $130^\circ$ 'lik kam milinden elde edilmiştir.  $130^\circ$  kam ile yapılan deneylerde özgül yakıt tüketimi 2000 d/d'da 802 g/kWh iken, 2500 d/d'da 454 g/kWh'a kadar düşmekte ve bu devirden sonra tekrar yükselmektedir. Özgül yakıt tüketiminin en iyi olduğu devir maksimum momentin olduğu 2500 d/d'dır. Özgül yakıt tüketimini değerlerinin yüksek olmasının nedeni, motordaki sürtünme momentinin yüksek olması nedeni motor gücünün düşük olmasından kaynaklanmaktadır.



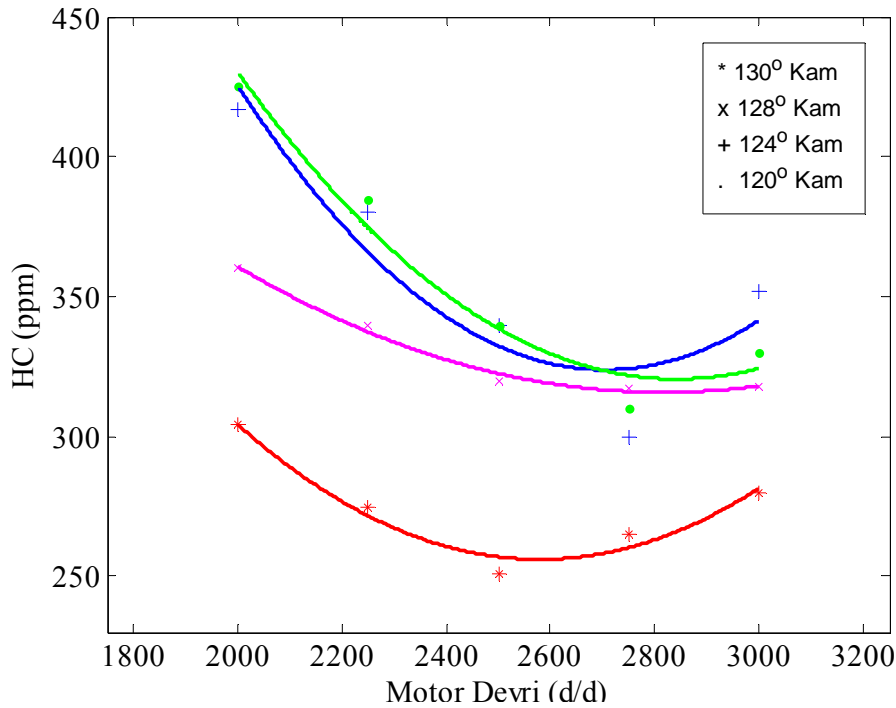
Şekil 9.7. Dört farklı kam profili için motor devrine bağlı olarak özgül yakıt tüketimi

## 9.5. Egzoz Emisyonları

### 9.5.1. Hidrokarbon (HC) emisyonları

Şekil 9.8'de  $\frac{1}{2}$  gaz kelebek açıklığında dört farklı kam profili için motor devrine bağlı olarak HC emisyonlarının değişimi görülmektedir.

Şekilde görüldüğü gibi hidrokarbon emisyonları düşük ve yüksek devirlerde yüksek, orta devirlerde düşmüştür. 2500 d/d'da en düşük HC oranına sahip, 130° kam ile yapılan ölçümlerde HC oranı 257 ppm iken, 128° kam ile yapılan ölçümlerde 322,6 ppm ölçülmüştür. Diğer kamlar ile yapılan ölçümlerde ise daha yüksek HC değerleri elde edilmiştir. Literatürde yapılan çalışmalarda HC emisyonlarının 100 ppm ile 250 ppm arasında değiştiği görülmüştür. HC değerlerinin normalin üzerinde çıkmasının nedeni yanma odası yüzeylerinin geniş olmasından dolayı yakıtın tam olarak yanamamasından kaynaklanmaktadır.



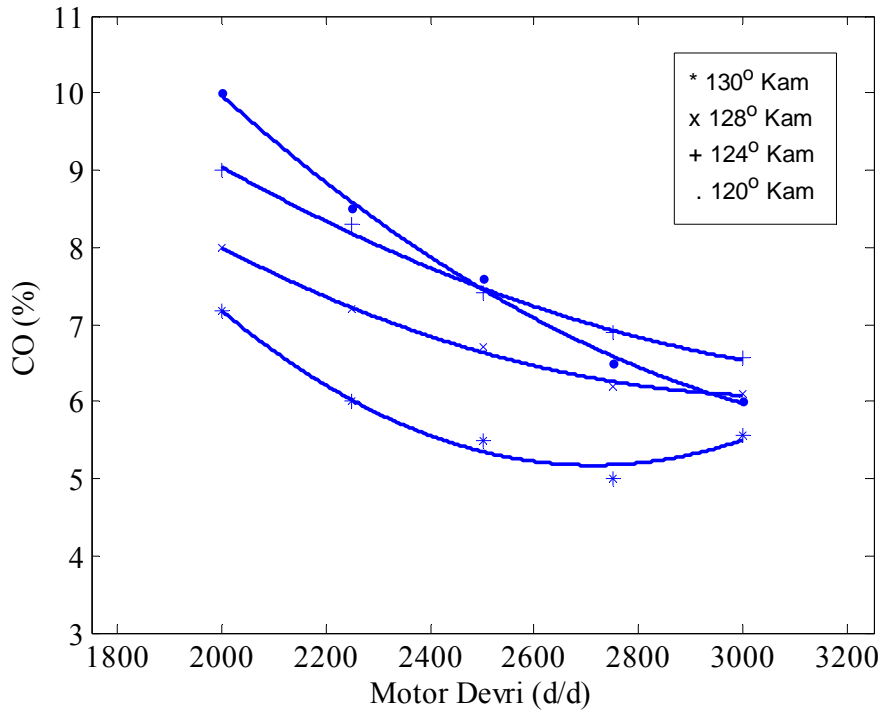
Şekil 9.8. Motor devrine bağlı olarak HC emisyonlarının değişimi



### 9.5.2. Karbonmonoksit (CO) emisyonları

Şekil 9.9'da  $\frac{1}{2}$  gaz kelebek açıklığı için dört farklı profile sahip kam milleri için motor devrine bağlı olarak CO emisyonlarının değişimi görülmektedir.

Şekilde görüldüğü gibi CO emisyonları motor devrine bağlı olarak önce azalmakta orta motor devirlerinden sonra tekrar artmaktadır. Orta motor devirlerine kadar yanma verimindeki artışa bağlı olarak CO oranı azalmaktadır. Yüksek motor devirlerinde motorun soğutulması yeterli olmadığı için, aşırı ısınmaya bağlı olarak karbondioksit ayrışarak CO dönüşmesinden dolayı CO emisyonları artmaktadır. 2000 d/d'da en düşük CO oranı  $130^\circ$  kam için % 7,18 iken diğer kam profillerinde daha yüksek ölçülmüştür.



Şekil 9.9. Motor devrine bağlı olarak CO emisyonları değişimi

## 10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, TEF 07/2006-11 projesi kapsamında imal edilen iki silindirli dört zamanlı buji ile ateşlemeli, 385 cm<sup>3</sup> hacme sahip su soğutmalı bir motor için supap mekanizmasının tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Dört farklı profile sahip kam milleri ile yapılan deneylerde motor devrine bağlı olarak volumetik verim, moment, güç, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının değişimi incelenmiştir.

Kam profillerinin tasarımları 130° kam için geliştirilen bir matematiksel yöntem ile, diğer kam profillerinin tasarımları ise klasik spline yöntemi ile yapılmıştır. Klasik spline yöntemi ile düğüm noktalarındaki değerlere göre supap lifti ve supap açık kalma süresi ayarlanabilmektedir.

½ gaz kelebek açıklığı ile yapılan deneylerde, 130° kam için volumetrik verim değerleri % 67 ile % 54 aralığında değiştiği görülmüştür. Bu değerlere en yakın olan 128°'lik kam profili ile yapılan deneylerde ise volumetrik verim değerleri % 63 ile % 45 aralığında değişmektedir. Volumetrik verimin daha yüksek olduğu 130° kam ile elde edilen maksimum moment değeri 2500 d/d 'da 7,92 Nm olarak ölçülmüştür. Diğer kam profilleri ile yapılan deneylerde ise moment değerleri daha düşük çıkmıştır. Maksimum motor gücü 130° kam için 2700 d/d'da 2,17 kW olarak ölçülmüştür. 130° kam için hesaplanan özgül yakıt tüketim değerleri, diğer profillerden elde edilen değerlere göre daha düşük çıkmıştır. HC ve CO emisyonları ise yine 130° kam profili ile yapılan deneylerde diğer profillere göre daha düşük değerler vermiştir. Yapılan deneylere göre bütün devir aralıklarında en iyi sonuçlar 130° kam ile alınmıştır.

½ gaz kelebek açıklığında yapılan deney sonuçlarından özellikle moment, güç ve özgül yakıt tüketim eğrilerinin maksimum değerlerinin düşük çıkmasının en büyük sebebi motor devri arttıkça ve çalışma süresi uzadıkça yataklardaki sürtünme kuvvetinin aşırı derecede artarak motoru sıkmasından kaynaklanmaktadır. Motor çalıştırılmadan dinamometre ile çevrilirken dinamometrenin kuvvet göstergesinden okunan sürtünme kuvvetleri 3500 d/d'da 90 N'a kadar çıktığı görülmüştür. Motor

bujisi sökülerek motorun aynı şekilde dinamometre ile çevrilmesinde görülen sürtünme kuvvetleri yine çok yüksektir. Bu nedenle motorun ürettiği gücün büyük bir kısmı bu sürtünme kuvvetleri tarafından harcadığı için motor güç, moment ve özgül yakıt tüketim değerleri düşük çıkmıştır.

Krank mili kol yataklarının değiştirilmesi ile yapılan ikinci deneylerde ise sürtünme momentinin azalmasından dolayı motor gücü ve torkunda artış olduğu görülmüştür. Deneyler sonucunda elde edilen değerlerin daha da iyileştirilebilmesi için, motorun yağlama sistemi tam basınçlı sisteme dönüştürülerek sürtünme kuvvetlerinin etkisi minimuma indirilmelidir. Motorun volumetrik verim değerlerinin artırılabilmesi için supap kurs miktarının artırılması gerekmektedir. Motorun emisyon değerlerinin düşürülebilmesi için ateşleme sisteminde çift buji kullanılmalıdır.

## KAYNAKLAR

1. Yoon, B. O., “Dynamic analysis and optimal design of over-head cam systems”, Ph. D. Thesis, *Mechanical Engineering in The University of Michigan*, Michigan, 7-25 (1993).
2. Angeles, J., “Synthesis of plane curves with prescribed local geometric properties using periodic splines”, *Computer Aided Design*, 15: 147-155 (1983).
3. Mermelstein, S.P., Acar, M., “Optimising cam motion using piecewise polynomials”, *Engineering with Computers*, 19: 241-254 (2004).
4. Chan, Y.W., Sim, S.K., “Optimum cam design using the monte carlo optimization technique”, *Journal of Engineering Design*, 9: 29-45 (1998).
5. Wang, H.P., Lin, A.C., “Camex: an expert system for selecting cam-follower design parameters”, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 4: 46-71 (1989).
6. Küçük, T., “Kam mekanizmalarının bilgisayar destekli tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Osmangazi Üniv. Fen Bil. Enstitüsü*, Eskişehir, 25-40 (1998).
7. Lampinen, j., “Cam shape optimisation by genetic algorithm”, *Elsevier Computer-Aided Design*, 35: 727-737 (2003).
8. Lanni, C., Ceccarelli, M., Figliolini, G., “An analytical design for three circular-arc cams”, *Mechanism and Machine Theory*, 37: 915-924 (2002).
9. Qiu, R., Lin, C.J., Li, Z.Y., Ozaki, H., Wang, J., Yue, Y., “A universal optimal approach to cam curve design and its applications”, *Mechanism and Machine Theory*, 40: 669-692 (2005).
10. Cardone, A., Lens, E., Nigro, N., “Optimal design of cams”, *Kluwer Academic Publishers*, 7: 285-305 (2002).
11. Dent, W.T., Chen, C-R., “A New approach for the analysis of OHC engine cam shape”, *SAE Technical Paper*, No:891768: 143-150 (1989).
12. Nguyen, V.T., Kim, D.J., “Flexible cam profile synthesis method using smoothing spline curves”, *Mechanism and Machine Theory*, 7: 1-14 (2006).
13. Park, D.C., David, J.W., “Development of a locally nondimensional, mathematically symmetric cam profile for optimal camshaft design”, *SAE Technical Paper*, No:960335: 159-167 (1996).

14. David, J.W., Kim, D., Covey, J.A., "Optimal design of high speed valve train systems", *SAE Technical Paper*, No:942502: 103-109 (1994).
15. Novak, J.M., Kach, R.A., "Computer optimization of camshaft lift profiles for a NASCAR V-8 engine with restrictor plate", *SAE Technical Paper*, No:962514: 121-127 (1994).
16. Chen, F.Y., "A survey of the state of the art of cam system dynamics", *Mechanism and Machine Theory*, 12: 201-224 (1977).
17. Yu, Q., Lee, H.P., "Optimum design of cam mechanisms with oscillating flat-face followers", *Mechanics Research Communications*, 23: 181-187 (1996).
18. Cardona, A., Geradin, M., "Kinematic and dynamic analysis of mechanisms with cams", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 103: 115-134 (1993).
19. Thomopoulos, N.T., Knowles, T.W., "Use of linear programming for cam design", *Int.J.Mach. Tool Des. Res.*, 15: 257-265 (1975).
20. Yoon, K., Rao, S.S., "Cam motion synthesis using cubic splines", *Journal of Mechanical Design*, 115: 441-446 (1993).
21. Wang, Li-Chun T., Yang, Y.T., "Computer aided design of cam motion programs", *Computers in Industry*, 28: 151-161 (1996).
22. Neamtu, M., Pottmann, H., Schumaker, L.L., "Designing NURBS cam profiles using trigonometric splines", *Journal of Mechanical Design*, 120: 175-179 (1998).
23. Tsay, D.M., Huey, C.O., "Application of rational B-splines to the synthesis of cam-follower motion programs", *Journal of Mechanical Design*, 115: 621-626 (1993).
24. Tsay, D.M., Huey, C.O., "Cam motion synthesis using spline functions", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, 110: 161-165 (1988).
25. Ünlüsoy, Y.S., Tümer, S.T., "Non-linear dynamic model and its solution for a high speed cam mechanism with coulomb friction", *Journal of Sound and Vibration*, 169: 395-407 (1994).
26. Acharyya, S., Naskar, T.K., "Fractional polynomial mod traps for optimization of jerk and hertzian contact stress in cam surface", *Computers and Structures*, 1: 11-19 (2007).

27. Tsay, D.M., Huey, C.O., "Spline functions applied to the synthesis and analysis of nonrigid cam-follower systems", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, 111: 561-569 (1989).
28. Kohaupt, L., "Cam design by hyperbolic spline functions of fourth order", *Journal of Mathematics Applied in Business and Industry*, 10: 245-263 (1999).
29. Yang, S.C., "Determination of spherical cam profiles by envelope theory", *Journal of Materials Processing Technology*, 116: 128-136 (2001).
30. Carra, S., Garziera, R., Pellegrini, M., "Synthesis of cams with negative radius follower and evaluation of the pressure angle", *Mech. Mach. Theory*, 39: 1017-1032 (2004).
31. Navarro, O., Angeles, J., Wu, C.J., "The size-minimization of planar cam mechanisms", *Mechanism and Machine Theory*, 36: 371-386 (2001).
32. Ambardekar M.N., Gupta, K.N., "Stochastic optimal control of vibrations of a high-speed cam-driven mechanism", *Mech. Mach. Theory*, 25: 59-68 (1990).
33. Mandal, M., Naskar, T.K., "Introduction of control points in splines for synthesis of optimized cam motion program", *Mechanism and Machine Theory*, 44: 255-271 (2009).
34. Sendyka, B., "The analysis of the dynamic contact stresses occurring in the valve-camshaft system of the internal combustion engine", *SAE Technical Paper*, No:940214: 1-8 (1994).
35. David, J.W., Wei, Y., Covey, J.A., "Optimal rocker arm design in high speed internal combustion engines", *SAE Technical Paper*, No:942501: 97-101 (1994).
36. Jeng, Y.R., Shyu, S.H., "Influences of valve lifter foot surface treatment, surface texture and rotation on wear", *Mechanism and Machine Theory*, 252: 1016-1019 (2002).
37. Lee, S.W., Lee, D.G., "Composite hybrid valve lifter for automotive engines", *Elsevier, Composite Structures*, 71: 26-33 (2005).
38. Fukuoka, S., Hara, N., Mori, A., Ohtsubo, K., "Friction Loss Reduction by New Lighter Valve Train System", *Elsevier, JSAE Review*, 18: 107-111 (1997).

39. Akgün, F., “Buji ile ateşlemeli bir motorda supap zamanlaması değişiminin performansa ve egzoz emisyonlarına etkilerinin incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 65-75 (2006).
40. Jongmin, L., “Dynamic modeling and experimental verification of a valve train including lubrication and friction”, Ph. D. Thesis, *The University of Michigan*, Michigan, 35-55 (1993).
41. Cheng, C.Y., “Analysis and Optimal Design of Three Dimensional Valve Train Systems”, Ph. D. Thesis, *North Carolina State University*, North Carolina, 28-55 (1997).
42. Mills, J.K., Notash, L., Fenton, G., “Optimal design and sensitivity analysis of flexible cam mechanisms”, *Mech. Mach. Theory*, 28: 563-581 (1993).
43. Sendyka, B., “The Modifying of a camshaft profile to decrease acceleration and jump of a valve of a high speed combustion engine”, *SAE Technical Paper*, No:930059: 1-5 (1993).
44. MacCarthy, B.L., “Quintic splines for kinematic design”, *Computer-aided Design*, 20: 406-415 (1988).
45. Brian C.F., “The design of dwell-rise-dwell cams with reduced sensitivity to parameter variation”, *Journal of the Franklin Institute*, 332: 195-209 (1995).
46. Terauchi, Y., Shakery, S., “A computer-aided method for optimum design of plate cam size avoiding undercutting and seperation phenomena-1”, *Mechanism and Machine Theory*, 18: 157-163 (1983).
47. Yao, Y., Zhang, C., Yan, H., “Motion control of cam mechanism”, *Mechanism and Machine Theory*, 35: 593-607 (2000).
48. Kim, H.R., Newcomber, W.R., “The effect of cam profile errors and system flexibility on cam mechanism output”, *Mechanism and Machine Theory*, 17: 57-72 (1982).
49. Terauchi, Y., Shakery, S.A.E., “A computer-aided method for optimum design of plate cam size avoiding undercutting and seperation phenomena-II: Design nomograms”, *Mechanism and Machine Theory*, 19: 235-241 (1984).
50. Yan, H.S., Tsai, M.C., Hsu, M.H., “An experimental study of the effects of cam speeds on cam-follower systems”, *Mech. Mach. Theory*, 31: 397-412 (1996).
51. Gupta, K.C., Wiederrich, J.L., “On the modification of cam-type profiles”, *Mechanism and Machine Theory*, 21: 439-444 (1986).

52. Norton, L.R., “Effect of manufacturing method on dynamic performance of cams-an experimental study part 1-eccentric cams”, *Mech. Mach. Theory*, 23: 191-199 (1988).
53. Yu, Q., Lee, H.P., “Influence of cam motions on the dynamic behavior of return springs”, *Journal of Mechanical Design*, 120: 305-310 (1998).
54. Hanachi, S., Freudenstein, F., “The development of a predictive model for the optimization of high-speed cam-follower systems with coulomb damping internal friction and elastic and fluidic elements”, *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, 108: 506-515 (1986).
55. Bagci, C., Kurnool, S., “Exact response analysis and dynamic design of cam-follower systems using laplace transforms”, *Journal of Mechanical Design*, 119: 359-369 (1997).
56. Özgür, K., Pasin, F., “Seperation phenomena in force closed cam mechanisms”, *Mechanism and Machine Theory*, 31: 487-499 (1996).
57. Heywood, J. B., “Internal combustion engine fundamentals”, *McGraw-Hill Publishing Company*, Newyork, 185-200 (1988).
58. Çengel, Y., Boles, M.A., “Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik”, *Literatür Yayıncılık*, Türkiye, 55-98 (2008).
59. Duranlı, P., “Buji ile ateşlemeli tek silindirli değişken sıkıştırma oranlı bir motorun teorik simülasyonu”, Doktora Tezi, *Gazi Ünv. Fen Bil. Enstitüsü*, Ankara, 95-120 (2003).
60. Liston, J., “Aircraft engine design”, *Mc Graw-Hill Book Company*, New York, 176-183, (1942).
61. Sherman, R. H., Blumberg, P.N., “The influence of induction and exhaust processes on emission and fuel consumption in the spark ignited engine”, *SAE Technical Paper*, No:770880: 872-879, (1977).
62. Chen, F.Y., “Mechanics and design of cam mechanisms”, *Pergamon Pres Inc.*, USA, 24-185 (1982)
63. Norton, R.L., “Cam design and manufacturing handbook”, *Industrial Pres, Inc.*, New York, 45-160 (2002).
64. Rao, S.S., “Mechanical Vibrations”, *Pearson Education, Inc.*, USA, 139-150 (2004).



**EKLER**

### EK-1 130° Kam Profili Elde Etmek İçin Kullanılan Program

```

clc
clear
pi=3.141592;
dt=pi/180;
mas=0.25;
an=57;
tmax=dt*an;
om=200;
fs=400;
rt=0.01785;
lft=0.006;
ant=an*pi/180;
xt=rt*sin(ant);
yt=-rt*cos(ant);
xl=rt*sin(21.5*pi/180);
dyl=0.9;
slp=-xt/yt;
a0=fs/(mas*rt^2*om^2);
b11=xt^3;
b12=xt^5;
b13=xt^7;
b21=xt^4/4;
b22=xt^6/6;
b23=xt^8/8;
b31=xl^3;
b32=xl^5;
b33=xl^7;
d1=tan(ant)-a0*xt;
d2=lft+rt+yt-a0*(xt^2)/2;
d3=dyl-a0*xl;

```

### EK-1 (Devam) 130° Kam Profili Elde Etmek İçin Kullanılan Program

```

e=b11*(b22*b33-b32*b23)-b21*(b12*b33-b32*b13)+b31*(b12*b23-b22*b13);
e1=d1*(b22*b33-b32*b23)-d2*(b12*b33-b32*b13)+d3*(b12*b23-b22*b13);
a1=e1/e;
e2=-d1*(b21*b33-b31*b23)+d2*(b11*b33-b31*b13)-d3*(b11*b23-b21*b13);
a2=e2/e;
e3=d1*(b21*b32-b31*b22)-d2*(b11*b32-b31*b12)+d3*(b11*b22-b21*b12);
a3=e3/e;
c=-lft-rt;
for i=1:81
    t(i)=dt*(i-1);
    x(i)=rt*sin(t(i));
    y(i)=c+a0*(x(i)^2/2)+a1*(x(i)^4/4)+a2*(x(i)^6/6)+a3*(x(i)^8/8);
    dy(i)=a0*x(i)+a1*x(i)^3+a2*x(i)^5+a3*x(i)^7;

end

for i=59:303
    t(i)=dt*(i-1);
    x(i)=rt*sin(t(i));
    y(i)=-rt*cos(t(i));

end

for i=304:361
    t(i)=dt*(i-1);
    x(i)=rt*sin(t(i))
    y(i)=c+a0*(x(i)^2/2)+a1*(x(i)^4/4)+a2*(x(i)^6/6)+a3*(x(i)^8/8);

end

plot(x,y)

```

## EK-2 Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

% 2-3 Polinomuna Göre Çizilen yer değiştirme,hız,ivme,sıçrama Grafikleri

```

clc
clear
h=6;
pi=3.1415;
bet=62*pi/180;
n=1500;
w=(n*2*pi)/60;
%Yol (S)
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
s1=h*[3*(tet1/bet)^2-2*(tet1/bet)^3];
s2=6-h*[3*(tet1/bet)^2-2*(tet1/bet)^3];
tet1(i)=tet1;
sp1(i)=s1;
sp2(i)=s2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

s=[sp1 sp2];

hold on
subplot(4,1,1)
plot(tet*pi/180,s),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Yer degistirme (mm)')
%Hız

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
v1=h*w/bet*[6*(tet1/bet)-6*(tet1/bet)^2];
v2=-h*w/bet*[6*(tet1/bet)-6*(tet1/bet)^2];
tet1(i)=tet1;
vp1(i)=v1;
vp2(i)=v2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

v=[vp1 vp2];
hold on
subplot(4,1,2)

```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```
plot(tet*pi/180,v),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Hiz (mm/sn)')
```

```
%İvme
```

```
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
a1=h*(w/bet)^2*[6-12*(tet1/bet)];
a2=-h*(w/bet)^2*[6-12*(tet1/bet)];
tet1(i)=tet1;
ap1(i)=a1;
ap2(i)=a2;
end
```

```
for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
```

```
a=[ap1 ap2];
hold on
subplot(4,1,3)
plot(tet*pi/180,a),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('İvme (mm/sn^2)')
```

```
%Sıçrama
```

```
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
j1=h*(w/bet)^3*(-12);
j2=h*(w/bet)^3*(-12);
tet1(i)=tet1;
jp1(i)=j1;
jp2(i)=j2;
end
```

```
for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
j=[jp1 jp2];
```

```
hold on
subplot(4,1,4)
plot(tet*pi/180,j),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Sıçrama (mm/sn^3)')
```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

% 3-4-5-6 Polinomuna Göre Çizilen yer değiştirme, hız, ivme, sıçrama grafikleri

```

clc
clear
h=6;
pi=3.1415;
bet=62*pi/180;
n=1500;
w=(n*2*pi)/60;
% Yer değiştirme (s)
for i=1:125
tet1=(i-1)*pi/180;
s1=h*[8*(tet1/bet)^3-12*(tet1/bet)^4+6*(tet1/bet)^5-(tet1/bet)^6];
tetp(i)=tet1;
sp1(i)=s1;

end

hold on
subplot(4,1,1)
plot(tetp,sp1),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('Yer degistirme (mm)')
%Hız (v)

for i=1:125
tet1=(i-1)*pi/180;
v1=h*w/bet*[24*(tet1/bet)^2-48*(tet1/bet)^3+30*(tet1/bet)^4-6*(tet1/bet)^5];
tetp(i)=tet1;
vp(i)=v1;

end

hold on
subplot(4,1,2)
plot(tetp,vp),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('Hiz (mm/sn)')

%İvme (a)
for i=1:125
tet1=(i-1)*pi/180;
a1=h*(w/bet)^2*[48*(tet1/bet)-144*(tet1/bet)^2+120*(tet1/bet)^3-30*(tet1/bet)^4];
tetp(i)=tet1;
ap(i)=a1;

end

hold on
subplot(4,1,3)
plot(tetp,ap),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('Ivme (mm/sn^2)')

```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```

%Sıçrama (j)

for i=1:125
tet1=(i-1)*pi/180;
j1=h*(w/bet)^3*[48-288*(tet1/bet)+360*(tet1/bet)^2-120*(tet1/bet)^3];

tetp(i)=tet1;
jp(i)=j1;

end

hold on
subplot(4,1,4)
plot(tetp,jp),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('Sıçrama (mm/sn^3)')

% Basit Harmonik Harekete Göre Çizilen yer değiştirme, hız, ivme, sıçrama
grafikleri
clc
clear
h=6;
pi=3.1415;
bet=62*pi/180;
n=1500;
w=(n*2*pi)/60;

%Yer değiştirme (s)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
tet2=tet1;
s1=h/2*(1-cos(pi*tet1/bet));
s2=6-h/2*(1-cos(pi*tet2/bet));
tet1(i)=tet1;
tet2(i)=tet2;
sp1(i)=s1;
sp2(i)=s2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

s=[sp1 sp2];

hold on

```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```
subplot(4,1,1)
plot(tet*pi/180,s),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Yer degistirme (mm)')
```

**%Hız (v)**

```
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
tet2=tet1;
v1=w*h/2*pi/bet*sin(pi*tet1/bet);
v2=-w*h/2*pi/bet*sin(pi*tet1/bet);
tet1(i)=tet1;
tet2(i)=tet2;
vp1(i)=v1;
vp2(i)=v2;
end
```

```
for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
```

```
v=[vp1 vp2];
hold on
subplot(4,1,2)
plot(tet*pi/180,v),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Hiz (mm/sn)')
```

**%İvme (a)**

```
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
tet2=tet1;
a1=h/2*(w*pi/bet)^2*cos(pi*tet1/bet);
a2=-h/2*(w*pi/bet)^2*cos(pi*tet2/bet);
tet1(i)=tet1;
tet2(i)=tet2;
ap1(i)=a1;
ap2(i)=a2;
end
```

```
for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
```

```
a=[ap1 ap2];
hold on
subplot(4,1,3)
```



## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```
plot(tet*pi/180,a),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Ivme (mm/sn^2)')
```

```
%Sıçrama (j)
```

```
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
tet2=tet1;
j1=-((h/2)*(w*pi/bet)^3*sin(pi*tet1/bet));
j2=((h/2)*(w*pi/bet)^3*sin(pi*tet1/bet));
tet1(i)=tet1;
tet2(i)=tet2;
jp1(i)=j1;
jp2(i)=j2;
end
```

```
for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
j=[jp1 jp2];
```

```
hold on
subplot(4,1,4)
plot(tet*pi/180,j),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Sıçrama (mm/sn^3)')
```

% Çift Harmonik Harekete Göre Çizilen yer değiştirme, hız, ivme, sıçrama Grafikleri

```
clc
clear
h=6;
pi=3.1415;
bet=62*pi/180;
n=1500;
w=(n*2*pi)/60;
```

```
%Yer değiştirme (S)
```

```
for i=1:125
tet1=(i-1)*pi/180;
s1=(h/2)*[1-cos(pi*tet1/bet)]-(1/4)*[1-cos(2*pi*tet1/bet)];

tet1(i)=tet1;
sp1(i)=s1;

end
```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```

for i=1:125
tet(i)=(i-1);
end

s=[sp1];

hold on
subplot(4,1,1)
plot(tet*pi/180,s),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Yer degistirme (mm)')

%Hız (v)

for i=1:125
tet1=(i-1)*pi/180;
v1=[(w*pi/bet)*(h/2)]*[(sin(pi*tet1/bet))-(0.5*sin(2*pi*tet1/bet))];
tet1(i)=tet1;
vp1(i)=v1;

end

for i=1:125
tet(i)=(i-1);
end

v=[vp1];
hold on
subplot(4,1,2)
plot(tet*pi/180,v),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Hız (mm/sn)')

%İvme (a)

for i=1:125
tet1=(i-1)*pi/180;
a1=(w*pi/bet)^2*(h/2)*[cos(pi*(tet1/bet))-cos(2*pi*(tet1/bet))];

tet1(i)=tet1;
ap1(i)=a1;

end

for i=1:125
tet(i)=(i-1);
end

a=[ap1];

```

**EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları**

```

hold on
subplot(4,1,3)
plot(tet*pi/180,a),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('İvme (mm/sn^2)')

%Sıçrama (j)

for i=1:125
tet1=(i-1)*pi/180;
j1=(-(w*pi/bet)^3*(h/2))*[sin(pi*tet1/bet)-2*sin(2*pi*tet1/bet)];

tet1(i)=tet1;
jp1(i)=j1;

end

for i=1:125
tet(i)=(i-1);
end
j=[jp1];

hold on
subplot(4,1,4)
plot(tet*pi/180,j),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Sıçrama (mm/sn^3)')

```

**% 3-4-5 Polinomuna Göre Çizilen yer değiştirme, hız, ivme, sıçrama Grafikleri**

```

clc
clear
h=6;
pi=3.1415;
bet=62*pi/180;
n=1500;
w=(n*2*pi)/60;

%Yer değiştirme (s)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
s1=h*[10*(tet1/bet)^3-15*(tet1/bet)^4+6*(tet1/bet)^5];
s2=6-h*[10*(tet1/bet)^3-15*(tet1/bet)^4+6*(tet1/bet)^5];
tet1(i)=tet1;
sp1(i)=s1;
sp2(i)=s2;
end

```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

s=[sp1 sp2];

hold on
subplot(4,1,1)
plot(tet*pi/180,s),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Yer degistirme (mm)')

%Hız (v)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
v1=h*w/bet*[30*(tet1/bet)^2-60*(tet1/bet)^3+30*(tet1/bet)^4];
v2=-h*w/bet*[30*(tet1/bet)^2-60*(tet1/bet)^3+30*(tet1/bet)^4];
tet1(i)=tet1;
vp1(i)=v1;
vp2(i)=v2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

v=[vp1 vp2];
hold on
subplot(4,1,2)
plot(tet*pi/180,v),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Hiz (mm/sn)')

%İvme (a)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
a1=h*(w/bet)^2*(60*(tet1/bet)-180*(tet1/bet)^2+120*(tet1/bet)^3);
a2=h*(w/bet)^2*(60*(tet1/bet)-180*(tet1/bet)^2+120*(tet1/bet)^3);
tet1(i)=tet1;
ap1(i)=a1;
ap2(i)=a2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```

a=[ap1 ap2];
hold on
subplot(4,1,3)
plot(tet*pi/180,a),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Ivme (mm/sn^2)')

%Sıçrama (j)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
j1=h*(w/bet)^3*(60-360*(tet1/bet)+360*(tet1/bet)^2);
j2=h*(w/bet)^3*(60-360*(tet1/bet)+360*(tet1/bet)^2);
tet1(i)=tet1;
jp1(i)=j1;
jp2(i)=j2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
j=[jp1 jp2];

hold on
subplot(4,1,4)
plot(tet*pi/180,j),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Sıçrama (mm/sn^3)')

```

## % 4-5-6-7 Polinomuna Göre Çizilen yer değiştirme, hız, ivme, sıçrama Grafikleri

```

clc
clear
h=6;
pi=3.1415;
bet=62*pi/180;
n=1500;
w=(n*2*pi)/60;

%Yer değiştirme (s)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
s1=h*[35*(tet1/bet)^4-84*(tet1/bet)^5+70*(tet1/bet)^6-20*(tet1/bet)^7];
s2=6+h*[-35*(tet1/bet)^4+84*(tet1/bet)^5-70*(tet1/bet)^6+20*(tet1/bet)^7];
tet1(i)=tet1;
sp1(i)=s1;
sp2(i)=s2;
end

```

**EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları**

```

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

s=[sp1 sp2];

hold on
subplot(4,1,1)
plot(tet*pi/180,s),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Yer degistirme (mm)')

%Hız (v)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
v1=h*w/bet*(140*(tet1/bet)^3-420*(tet1/bet)^4+420*(tet1/bet)^5-140*(tet1/bet)^6);
v2=h*w/bet*(-140*(tet1/bet)^3+420*(tet1/bet)^4-
420*(tet1/bet)^5+140*(tet1/bet)^6);
tet1(i)=tet1;
vp1(i)=v1;
vp2(i)=v2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

v=[vp1 vp2];
hold on
subplot(4,1,2)
plot(tet*pi/180,v),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Hiz (mm/sn)')

%İvme (a)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
a1=h*(w/bet)^2*(420*(tet1/bet)^2-1680*(tet1/bet)^3+2100*(tet1/bet)^4-
840*(tet1/bet)^5);
a2=h*(w/bet)^2*(-420*(tet1/bet)^2+1680*(tet1/bet)^3-
2100*(tet1/bet)^4+840*(tet1/bet)^5);
tet1(i)=tet1;
ap1(i)=a1;
ap2(i)=a2;
end

for i=1:124

```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```
tet(i)=(i-1);
end
```

```
a=[ap1 ap2];
hold on
subplot(4,1,3)
plot(tet*pi/180,a),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('İvme (mm/sn^2)')
```

**%Sıçrama (j)**

```
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
j1=h*(w/bet)^3*(840*(tet1/bet)-5040*(tet1/bet)^2+8400*(tet1/bet)^3-
4200*(tet1/bet)^4);
j2=h*(w/bet)^3*(-840*(tet1/bet)+5040*(tet1/bet)^2-
8400*(tet1/bet)^3+4200*(tet1/bet)^4);
tet1(i)=tet1;
jp1(i)=j1;
jp2(i)=j2;
end
```

```
for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
j=[jp1 jp2];
```

```
hold on
subplot(4,1,4)
plot(tet*pi/180,j),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('Sıçrama (mm/sn^3)')
```

**% Sikloid Harekete Göre Çizilen yer değiştirme, hız, ivme, sıçrama Grafikleri**

```
clc
clear
h=6;
pi=3.1415;
bet=62*pi/180;
n=1500;
w=(n*2*pi)/60;
```

**%Yer değiştirme (S)**

```
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
s1=(h/pi)*((pi*tet1/bet)-0.5*sin(2*pi*tet1/bet));
```

## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```

s2=6-(h/pi)*((pi*tet1/bet)-0.5*sin(2*pi*tet1/bet));
tet1(i)=tet1;
sp1(i)=s1;
sp2(i)=s2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

s=[sp1 sp2];

hold on
subplot(4,1,1)
plot(tet*pi/180,s),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Yer degistirme (mm)')

%Hız(v)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
v1=(h/pi)*(w/bet)*(1-cos(2*pi*tet1/bet));
v2=-((h/pi)*(w/bet)*(1-cos(2*pi*tet1/bet)));
tet1(i)=tet1;
vp1(i)=v1;
vp2(i)=v2;
end

for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end

v=[vp1 vp2];
hold on
subplot(4,1,2)
plot(tet*pi/180,v),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Hiz (mm/sn)')

%İvme(a)

for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
a1=2*h*pi*(w/bet)^2*sin(2*pi*tet1/bet);
a2=(2*h*pi*(w/bet)^2*sin(2*pi*tet1/bet));
tet1(i)=tet1;
ap1(i)=a1;
ap2(i)=a2;

```



## EK-2 (Devam) Polinomik Yöntemler ile Elde Edilen Kam Programları

```
end
```

```
for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
```

```
a=[ap1 ap2];
hold on
subplot(4,1,3)
plot(tet*pi/180,a),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Ivme (mm/sn^2)')
```

```
%Sıçrama(j)
```

```
for i=1:62
tet1=(i-1)*pi/180;
j1=2*h*pi*(w/bet)^3*cos(2*pi*tet1/bet);
j2=(2*h*pi*(w/bet)^3*cos(2*pi*tet1/bet));
tet1(i)=tet1;
jp1(i)=j1;
jp2(i)=j2;
end
```

```
for i=1:124
tet(i)=(i-1);
end
j=[jp1 jp2];
```

```
hold on
subplot(4,1,4)
plot(tet*pi/180,j),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('Sıçrama (mm/sn^3)')
```

### EK-3 124° Supap Açık Kalma Süresi İçin Klasik Spline Yöntemi İle Çizilen Yer Değiştirme, Hız, İvme, Sıçrama Denklemleri

```

clc
clear
h=6;
pi=3.1415;
n=1500;
w=(n*2*pi)/60;

%Yol (s)
for i=1:32
    tet1(i)=(i-1)*pi/180;
    s1=1.794*(tet1(i)/0.541)^5-7.366*(tet1(i)/0.541)^4+8.571*(tet1(i)/0.541)^3;
    sp1(i)=s1;
end
for i=32:63
    tet2(i)=(i-1)*pi/180;
    s2=-0.348*((tet2(i)-0.541)/0.541)^5+1.607*((tet2(i)-0.541)/0.541)^4-2.949*((tet2(i)-0.541)/0.541)^3-...
    0.536*((tet2(i)-0.541)/0.541)^2+5.223*((tet2(i)-0.541)/0.541)+3;
    sp2(i)=s2;
end
for i=63:94
    tet3(i)=(i-1)*pi/180;
    s3=0.348*((tet3(i)-1.082)/0.541)^5-0.134*((tet3(i)-1.082)/0.541)^4-3.214*((tet3(i)-1.082)/0.541)^2+6;
    sp3(i)=s3;
end
for i=94:125
    tet4(i)=(i-1)*pi/180;
    s4=-1.794*(tet4(i)-1.6231)/0.541)^5+1.607*((tet4(i)-1.6231)/0.541)^4+2.946*((tet4(i)-1.6231)/0.541)^3-...
    0.536*((tet4(i)-1.6231)/0.541)^2-5.223*((tet4(i)-1.6231)/0.541)+3;
    sp4(i)=s4;
end
for i=1:125
    if i<=32
        tet(i)=tet1(i)*180/pi;
        s(i)=sp1(i);
    elseif i<=63
        tet(i)=tet2(i)*180/pi;
        s(i)=sp2(i);
    elseif i<=94
        tet(i)=tet3(i)*180/pi;
        s(i)=sp3(i);
    end
end

```

### EK-3 (Devam) 124° Supap Açık Kalma Süresi İçin Klasik Spline Yöntemi İle Çizilen Yer Değiştirme, Hız, İvme, Sıçrama Denklemleri

```

else
    tet(i)=tet4(i)*180/pi;
    s(i)=sp4(i);
end
end
hold on
subplot(4,1,1)
plot(tet*pi/180,s),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('Yer Degistirme (mm)')

%Hız (v)
for i=1:32
    tet1(i)=(i-1)*pi/180;
    v1=(w/0.541)*(5*1.794*(tet1(i)/0.541)^4-
    4*7.366*(tet1(i)/0.541)^3+3*8.571*(tet1(i)/0.541)^2);
    vp1(i)=v1;
end
for i=32:63
    tet2(i)=(i-1)*pi/180;
    v2=(w/0.541)*(-5*0.348*((tet2(i)-0.541)/0.541)^4+4*1.607*((tet2(i)-
    0.541)/0.541)^3-3*2.949*((tet2(i)-0.541)/0.541)^2-...
    2*0.536*((tet2(i)-0.541)/0.541)+5.223);
    vp2(i)=v2;
end
for i=63:94
    tet3(i)=(i-1)*pi/180;
    v3=(w/0.541)*(5*0.348*((tet3(i)-1.082)/0.541)^4-4*0.134*((tet3(i)-1.082)/0.541)^3-
    2*3.214*((tet3(i)-1.082)/0.541));
    vp3(i)=v3;
end
for i=94:125
    tet4(i)=(i-1)*pi/180;
    v4=(w/0.541)*(-5*1.794*((tet4(i)-1.6231)/0.541)^4+4*1.607*((tet4(i)-
    1.6231)/0.541)^3+3*2.946*((tet4(i)-1.6231)/0.541)^2-...
    2*0.536*((tet4(i)-1.6231)/0.541)-5.223);
    vp4(i)=v4;
end
for i=1:125
    if i<=32
        tet(i)=tet1(i)*180/pi;
        v(i)=vp1(i);
    elseif i<=63
        tet(i)=tet2(i)*180/pi;
        v(i)=vp2(i);
    end
end

```

### EK-3 (Devam) 124° Supap Açık Kalma Süresi İçin Klasik Spline Yöntemi İle Çizilen Yer Değiştirme, Hız, İvme, Sıçrama Denklemleri

```

elseif i<=94
    tet(i)=tet3(i)*180/pi;
    v(i)=vp3(i);
else
    tet(i)=tet4(i)*180/pi;
    v(i)=vp4(i);
end
end
hold on
subplot(4,1,2)
plot(tet*pi/180,v),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('Hiz (mm/s)')

%İvme (a)
for i=1:32
    tet1(i)=(i-1)*pi/180;
a1=(w/0.541)^2*(4*5*1.794*(tet1(i)/0.541)^3-
3*4*7.366*(tet1(i)/0.541)^2+2*3*8.571*(tet1(i)/0.541));
ap1(i)=a1;
end
for i=32:63
    tet2(i)=(i-1)*pi/180;
a2=(w/0.541)^2*(-4*5*0.348*((tet2(i)-0.541)/0.541)^3+3*4*1.607*((tet2(i)-
0.541)/0.541)^2-2*3*2.949*((tet2(i)-0.541)/0.541)-2*0.536);
ap2(i)=a2;
end
for i=63:94
    tet3(i)=(i-1)*pi/180;
a3=(w/0.541)^2*(4*5*0.348*((tet3(i)-1.082)/0.541)^3-3*4*0.134*((tet3(i)-
1.082)/0.541)^2-2*3.214);
ap3(i)=a3;
end
for i=94:125
    tet4(i)=(i-1)*pi/180;
a4=(w/0.541)^2*(-4*5*1.794*((tet4(i)-1.6231)/0.541)^3+3*4*1.607*((tet4(i)-
1.6231)/0.541)^2+2*3*2.946*((tet4(i)-1.6231)/0.541)-2*0.536);
ap4(i)=a4;
end
for i=1:125
    if i<=32
        tet(i)=tet1(i)*180/pi;
        a(i)=ap1(i);
    elseif i<=63
        tet(i)=tet2(i)*180/pi;

```

### EK-3 (Devam) 124° Supap Açık Kalma Süresi İçin Klasik Spline Yöntemi İle Çizilen Yer Değiştirme, Hız, İvme, Sıçrama Denklemleri

```

a(i)=ap2(i);
    elseif i<=94
        tet(i)=tet3(i)*180/pi;
        a(i)=ap3(i);
    else
        tet(i)=tet4(i)*180/pi;
        a(i)=ap4(i);
    end
end
hold on
subplot(4,1,3)
plot(tet*pi/180,a),xlabel('Kam Açisi (Radyan)'),ylabel('İvme (mm/s^2)')

%Jerk (j)
for i=1:32
    tet1(i)=(i-1)*pi/180;
    j1=(w/0.541)^3*(3*4*5*1.794*(tet1(i)/0.541)^2-
    2*3*4*7.366*(tet1(i)/0.541)+2*3*8.571);
    jp1(i)=j1;
end
for i=32:63
    tet2(i)=(i-1)*pi/180;
    j2=(w/0.541)^3*(-3*4*5*0.348*((tet2(i)-0.541)/0.541)^2+2*3*4*1.607*((tet2(i)-
    0.541)/0.541)-2*3*2.949);
    jp2(i)=j2;
end
for i=63:94
    tet3(i)=(i-1)*pi/180;
    j3=(w/0.541)^3*(3*4*5*0.348*((tet3(i)-1.082)/0.541)^2-2*3*4*0.134*((tet3(i)-
    1.082)/0.541));
    jp3(i)=j3;
end
for i=94:125
    tet4(i)=(i-1)*pi/180;
    j4=(w/0.541)^3*(-3*4*5*1.794*((tet4(i)-1.6231)/0.541)^2+2*3*4*1.607*((tet4(i)-
    1.6231)/0.541)+2*3*2.946);
    jp4(i)=j4;
end
for i=1:125
    if i<=32
        tet(i)=tet1(i)*180/pi;
        j(i)=jp1(i);
    elseif i<=63

```

**EK-3 (Devam) 124° Supap Açık Kalma Süresi İçin Klasik Spline Yöntemi İle Çizilen Yer Değiştirme, Hız, İvme, Sıçrama Denklemleri**

```
tet(i)=tet2(i)*180/pi;  
j(i)=jp2(i);  
elseif i<=94  
    tet(i)=tet3(i)*180/pi;  
    j(i)=jp3(i);  
else  
    tet(i)=tet4(i)*180/pi;  
    j(i)=jp4(i);  
end  
end  
hold on  
subplot(4,1,4)  
plot(tet*pi/180,j),xlabel('Kam Açısı (Radyan)'),ylabel('Sıçrama (mm/s^3)')
```

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : SARIDEMİR, Suat  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 31.01.1979 Eskişehir  
Medeni hali : Evli  
Telefon : 0 (312) 317 20 21  
e-mail : [ssaridemir@gmail.com](mailto:ssaridemir@gmail.com)

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Fen Bil. Ens.	2003
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Otomotiv Böl.	2000
Lise	Atatürk Lisesi	1996

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2000-2009	MEB	Öğretmen

### Yabancı Dil

İngilizce

### Hobiler

Bilgisayar teknolojileri, Kitap okumak