



**T.C.**  
**KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**POLİNOM TİPİ SABİT ÇAPLI KAM**  
**MEKANİZMALARININ KİNEMATİK**  
**ANALİZİ**

**Mert Eren AYĞAHOĞLU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Mayıs-2022**  
**KONYA**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Mert Eren AYGAHOĞLU tarafından hazırlanan “Polinom Tipi Sabit Çaplı Kam Mekanizmalarının Kinematik Analizi” adlı tez çalışması 10/05/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Başkan

Prof. Dr. Mete KALYONCU

.....

#### Danışman

Prof. Dr. Ziya ŞAKA

.....

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Ziya ÖZÇELİK

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN  
Enstitü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Mert Eren AYGAHOĞLU

Tarih: 10/05/2022

# ÖZET

## YÜKSEK LİSANS TEZİ

### POLİNOM TİPİ SABİT ÇAPLI KAM MEKANİZMALARININ KİNEMATİK ANALİZİ

Mert Eren AYĞAHOĞLU

Konya Teknik Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ziya ŞAKA

2022, 61 Sayfa

Jüri  
Prof. Dr. Ziya ŞAKA  
Prof. Dr. Mete KALYONCU  
Dr. Öğr. Üyesi Ziya ÖZÇELİK

Kullanımda daha yaygın olan kuvvet kapalı kam mekanizmalarının yanısıra, şekil kapalı olan sabit çaplı kam mekanizmaları da ucuz ve basit yapıları nedeniyle birçok uygulamada tercih edilmektedir. Bu tip kam mekanizmalarından olan ve profili daire yaylarından meydana gelen Reuleaux tipi kamlar, hız ve ivme karakteristiklerindeki süreksizlikler nedeniyle dinamik açıdan çok uygun olmadıkları için bunlar yerine bu olumsuzluklara sahip olmayan polinom tipi sabit çaplı eğrileri kam profili olarak kullanmak daha uygundur. Bu çalışmada, kinematik inversiyon prensibi uygulanarak doğrusal hareketli izleyicili ve sarkaç kollu izleyicili polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının genel kinematik analizi yapılmıştır. Literatürdeki çalışmalar incelenerek ve kısmen de deneme yanılma yöntemiyle elde edilen beş farklı polinom tipi sabit çaplı eğriden oluşan kam profilleri için detaylı konum, hız ve ivme grafikleri verilmiştir. Analiz sonucunda her bir profilin pratikte kullanılan Bekleme-Hareket-Bekleme hareket tipinin kama ait sabit mafsalsal noktası koordinatları değiştirilerek elde edilebildiği gösterilmiştir. Pratikteki standart kam hareket tipleri ve daire yayları ile oluşturulmuş Reuleaux tipi doğrusal hareketli kam mekanizmaları ile karşılaştırma yapılmış ve ele alınan polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının avantajlarına değinilmiştir. Ayrıca sabit çaplı kam tahrikli iki kol mekanizması, dört çubuk ve kol kızıakta, yukardaki sabit çaplı eğrilerden oluşan profiller için kinematik analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda klasik dört çubuk ve kol kızıakta elde edilmesi mümkün olmayan beklemeli hareketin, sabit çaplı kam tahrikli olan bu kol mekanizmalarının çıkış uzvunda elde edilebildiği kanıtlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** destek fonksiyonu, kam tahrikli kol mekanizmaları, kinematik analiz, sabit çaplı eğri, sabit çaplı kam mekanizmaları

## **ABSTRACT**

## **MS THESIS**

# **KINEMATIC ANALYSIS OF POLYNOMIAL TYPE CONSTANT BREADTH CAM MECHANISMS**

**Mert Eren AYĞAHOĞLU**

**Konya Technical University  
Institute of Graduate Studies  
Department of Mechanical Engineering**

**Advisor: Prof. Dr. Ziya ŞAKA**

**2022, 61 Pages**

**Jury**

**Prof. Dr. Ziya ŞAKA**

**Prof. Dr. Mete KALYONCU**

**Asst. Prof. Dr. Ziya ÖZÇELİK**

In addition to force closed cam mechanisms, which are more common in use, form closed constant breadth cam mechanisms are preferred in many applications due to their cheap and simple construction. Since Reuleaux type cams (whose profile consists of circular arcs), which are one of these types of cam mechanisms, are not very dynamically suitable due to discontinuities in velocity and acceleration characteristics. It is more appropriate to use polynomial type constant breadth curves, which do not have these disadvantages, as cam profiles. In this study, general kinematic analysis of polynomial type constant breadth cam mechanisms with translating and oscillating followers are performed by applying the kinematic inversion principle. Detailed displacement, velocity and acceleration graphs are given for cam profiles consisting of five different polynomial type constant breadth curves obtained by examining the studies in the literature and partially by trial and error method. As a result of the analysis, it has been shown that the Dwell-Rise-Dwell motion type can be obtained for each profile by changing the fixed joint point coordinates of the cam profile. The standard cam motion types in practice and the Reuleaux type (whose profile formed with circular arcs) cam mechanisms with translating follower are compared with polynomial type constant breadth cams and the advantages of the polynomial type constant breadth cam mechanisms are mentioned. In addition, kinematic analysis has been carried out for the profiles consisting of the said constant breadth curves in constant breadth cam driven four bar and inverted slider crank mechanisms. As a result of the analysis, it has been proven that the dwell motion, which is not possible to obtain in the classical four bar and inverted slider crank, can be obtained in the output link of these constant breadth cam driven linkages.

**Keywords:** cam driven linkages, constant breadth cam mechanisms, constant breadth curve, kinematic analysis, support function

## ÖNSÖZ

Pratikte kuvvet kapalı kam mekanizmaları daha çok kullanılsa da şekil kapalı olan sabit çaplı kam mekanizmaları ucuz ve basit konstrüksiyonları sayesinde birçok alanda tercih edilmektedir. Polinom tipi ve Reuleaux tipi (profili dairesel yaylardan meydana gelen) kam mekanizmaları olarak ikiye ayrılırlar.

Bu çalışmada ele alınan polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının kinematiği incelenmiştir ve bu açıdan diğer kam mekanizmaları ile karşılaştırma yapılmıştır. Ayrıca sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmalarının kinematiğinin, klasik kol mekanizmalarının kinematiğine göre avantajları verilmiştir. Sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmaları ile ilgili olarak yapılan analizin literatürde bu konuda yapılan ilk çalışma olduğu düşünülmektedir.

Yüksek Lisans eğitimim boyunca değerli bilgi birikimi ve tecrübesiyle her zaman yardımcı olan, yönlendiren, emeğini esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Ziya ŞAKA hocaya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Her zaman arkamda olan, motivasyonumu yüksek tutan, kendimi geliştirmem konusunda rehberlik eden ailem; annem Neşe AYĞAHOĞLU'na, babam Ağah AYĞAHOĞLU'na ve kardeşim Mehmet Can AYĞAHOĞLU'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mert Eren AYĞAHOĞLU  
KONYA-2022

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                                                |      |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| ÖZET .....                                                                                                     | iv   |
| ABSTRACT.....                                                                                                  | v    |
| ÖNSÖZ .....                                                                                                    | vi   |
| İÇİNDEKİLER .....                                                                                              | vii  |
| SİMGELER VE KISALTMALAR .....                                                                                  | viii |
| 1. GİRİŞ .....                                                                                                 | 1    |
| 1.1. Kam Mekanizmaları.....                                                                                    | 3    |
| 1.1.1. Kam Mekanizmalarının Kullanım Alanları .....                                                            | 6    |
| 1.1.2. Kam Mekanizmalarında Hareket Tipleri .....                                                              | 7    |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....                                                                                    | 8    |
| 2.1. Literatür Analizi .....                                                                                   | 8    |
| 3. POLİNOM TİPİ SABİT ÇAPLI KAM MEKANİZMALARININ KİNEMATİK ANALİZİ .....                                       | 16   |
| 3.1. Sabit Çaplı Eğriler.....                                                                                  | 16   |
| 3.1.1. Reuleaux Üçgeni ve Çokgenleri .....                                                                     | 17   |
| 3.1.2. Polinom Tipi Sabit Çaplı Eğriler .....                                                                  | 18   |
| 3.2. Sabit Çaplı Kam Mekanizmaları.....                                                                        | 23   |
| 3.2.1. Sabit Çaplı Kam Profilleri .....                                                                        | 24   |
| 3.2.2. Sabit Çaplı Kam Profillerinin Destek Fonksiyonları.....                                                 | 25   |
| 3.2.3. Sabit Çaplı Eğrilerin Polinom Denklemleri.....                                                          | 25   |
| 3.2.4. Doğrusal Hareketli Tablalı İzleyicili Sabit Çaplı Kam Mekanizmasının Kinematik Analizi.....             | 26   |
| 3.2.5. Sarkaç Kollu Tablalı İzleyicili Sabit Çaplı Kam Mekanizmalarının Kinematik Analizi.....                 | 32   |
| 3.2.6. Doğrusal Hareketli Tablalı İzleyicili Reuleaux Tipi Profilli Kam Mekanizmasının Kinematik Analizi ..... | 40   |
| 3.3. Sabit Çaplı Kam Tahrikli Kol Mekanizmaları .....                                                          | 41   |
| 3.3.1. Sabit Çaplı Kam Tahrikli Dört Çubuk Mekanizması .....                                                   | 42   |
| 3.3.2. Sabit Çaplı Kam Tahrikli Kol Kızak Mekanizması.....                                                     | 47   |
| 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....                                                                        | 52   |
| 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....                                                                                  | 55   |
| 5.1. Sonuçlar .....                                                                                            | 55   |
| 5.2. Öneriler .....                                                                                            | 56   |
| KAYNAKLAR .....                                                                                                | 57   |
| EKLER .....                                                                                                    | 60   |

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$\theta_i$ : Dönme açısı  
s: Doğrusal hareketli izleyici konumu  
 $s_1$ : s mesafesinin 90° döndürülmüş hali  
 $p(\theta)$ : Destek fonksiyonu  
 $\rho$ : Eğrilik yarıçapı  
 $x_n$ : Sabit mafsalsal noktasının x koordinatı  
 $y_n$ : Sabit mafsalsal noktasının y koordinatı  
 $r_i$ : Uzunluk boyutu  
w: Kam sabit genişliği  
m: Teğet doğrunun eğimi  
 $m'$ : Teğete çizilen dikinin eğimi  
L: Sarkaç kollu izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasında sabit uzunluk  
 $\beta$ : Sarkaç kollu izleyicinin açısal konumu

### Kısaltmalar

BHB: Bekleme-Hareket-Bekleme  
BH: Bekleme-Hareket  
H: Hareket

## 1. GİRİŞ

Dairesel hareket yaparak izleyicinin alternatif hareket yapmasını sağlayan, eğrisel yüzeyli ve noktasal veya çizgisel temaslı kam adı verilen bir uzva sahip mekanizmalara genel bir tabir olarak kam mekanizması adı verilir. Kam mekanizması diğer mekanizmalarla elde edilemeyen düzgün olmayan veya özel hareketlerin elde edilmesinde kullanılır. (T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, 2011)

Kam mekanizmaları, yüksek hız ve yüksek hassasiyetleri nedeniyle modern otomatik makinalarda önemli bir rol oynamaktadırlar. Bir kam mekanizmasının iletim doğruluğu, kararlılığı ve kullanım ömrü, mekanizmanın kinematik ve dinamik özelliklerine bağlıdır. Kinematik ve dinamik özellikleri de kam profiline göre değişmektedir. (Yu, Luo, Hu, Nguyen, & Lu, 2019)

Kinematik açıdan her türlü hareketin elde edilebilmesi mümkün olduğundan ve diğer mekanizmalarla karşılaştırıldığında tasarımının nispeten kolay olması sonucu, kam mekanizmaları uygulamada en fazla kullanılan mekanizmalardır. Modern dikiş makinalarında olduğu gibi kamlar ayarlı olabilir veya kolayca değiştirilebilir şekilde tasarlanabilir. Beklemeli hareket gibi diğer mekanizmalarla elde edilmesi kolay olmayan hareketler kam mekanizmaları ile kolayca elde edilebilir. Ancak hassas kamların maliyeti oldukça yüksek olup, kamlarda sürtünme ve aşınma önemle dikkate alınması gereken hususlardır. Yüksek hızlarda ve/veya yüksek yükler altında kam mekanizmalarının düzgün çalışabilmeleri, çok dikkatli tasarım ve çok hassas imalatı gerektirir. Bu nedenle yüksek hızda çalışması istenilen makinaların tasarımı sırasında mümkün olduğunca az kam çifti kullanılmasına dikkat edilmesi gerekir. (Söylemez, 2017)

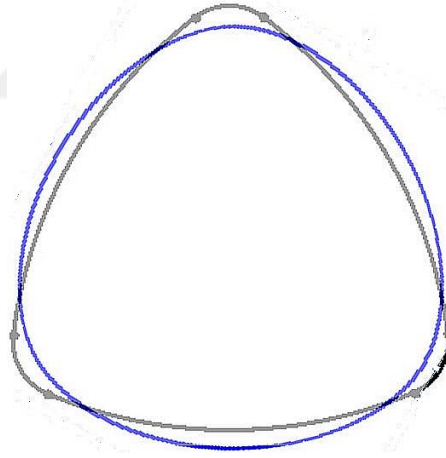
Kam mekanizmalarının uygulama alanları gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Uygulamada beklenen farklı hareket özellikleri ve konstrüksiyon gerekleri, kam mekanizmalarını oluşturan izleyici ve kam profillerinin de çeşitlerinin çok olmasına sebep olmuştur.

Kam mekanizmaları, kam ve izleyici arasındaki temasın sürekliliği açısından şekil kapalı kam mekanizmaları ve kuvvet kapalı kam mekanizmaları olarak ikiye ayrılır. Uygulamalarda çoğunlukla kuvvet kapalı kam mekanizmaları kullanılmaktadır. Şekil kapalı olan sabit çaplı kam mekanizmalarının diğer kam mekanizmalarına göre avantajı, yay gibi yükleme gerektiren elemanların kullanılma ihtiyacı olmamasından dolayı konstrüksiyonda basitlik ve ucuzluk sağlamalarıdır. Bu yüzden bu tip kam mekanizmaları

orta hızlı ve fazla hassasiyet gerektirmeyen pek çok uygulamada çokça tercih edilen sistemlerdir.

Sabit çaplı bir kam profili iki şekilde oluşturulabilir, ilki Reuleaux yöntemi. Bu yöntemde profil daire yayları ile oluşturulur. İkincisi, uygun bir sabit çaplı eğriyi kam profili olarak kullanmaktır. Daire yayların birleştirilmesiyle elde edilen kam profilinin imalatı nispeten daha kolaydır, fakat dinamik özellikleri iyi değildir. Bunun nedeni farklı yarıçaplara sahip daire yayların birleştiği noktalarda, profilin eğriliği aniden değişir. Bu durum izleyicide ani hızlanma ve atalet kuvvetinde değişikliklere yol açar. Bir kam mekanizmasındaki elemanların elastikliği nedeniyle, atalet kuvvetindeki ani değişiklikler, istenmeyen titreşimlere neden olmaktadır. Polinom tipi sabit çaplı bir eğri ile elde edilen sabit çaplı kam profilinde bu dezavantajlar minimuma indirilebilir. (Ye & Smith, 2002)

Şekil 1.1’de verilen siyah renkli Reuleaux tipi sabit çaplı kam profili, mavi renkli polinom tipi sabit çaplı kam profiline göre daire yaylarının birleştiği kısımlarda daha keskin köşelere sahiptir.



**Şekil 1.1.** Reuleaux üçgeni (siyah) ve aynı genişlikte polinom tipi sabit çaplı eğri (mavi)

Bu çalışmada öncelikle sabit çaplı eğriler ve kam mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalara yer verilecektir. Ardından kam mekanizmalarının çalışma prensibi, sınıflandırmaları, kullanım yerlerine değinilecektir. Sabit çaplı kam mekanizmalarında kullanılan sabit çaplı eğrilerin genel özellikleri ve parametreleri açıklanacaktır. Bu mekanizmalarda kam profili olarak kullanılabilecek sabit çaplı eğriler literatürdeki çalışmalar incelenerek ve kısmen deneme yanılma yöntemiyle bilgisayar ortamında araştırılacaktır. Çalışmada doğrusal hareketli tablalı izleyicili ve sarkaç kollu tablalı

izleyicili sabit çaplı kam mekanizmalarına kinematik inversiyon prensibi uygulanarak kinematik analiz için gerekli hareket denklemleri elde edilecektir. Elde edilecek sabit çaplı eğrilerle yapılan kinematik analizler, Reuleaux tipi kam mekanizmalarının kinematik analizleri ve literatürde bulunan standart kam mekanizmalarının kinematik analizleri ile karşılaştırma yapılacaktır. Ayrıca sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmalarında, araştırılacak farklı tiplerde sabit çaplı eğri kullanılarak geometrik hareket analizinden hareketle kinematik analiz gerçekleştirilecektir.

### 1.1. Kam Mekanizmaları

En basit yapı olarak tek serbestlik dereceli kam mekanizmaları üç uzuvlu bir kinematik zincirden oluşur. Mekanizma serbestlik derecesinin bir olması için kinematik zincirde kam çiftinin dışında bulunan diğer kinematik çiftlerin serbestlik derecelerinin bir olması gerekir. Bu durumda, diğer kinematik çiftler kayar veya döner mafsall olabilirler. Genel olarak kam çiftini oluşturan her iki yüzey de farklı bir eğri olabilirse de imalat kolaylığından dolayı yüzeylerden biri bir doğru veya dairedir. (Söylemez, 2017)

Daha önce de belirtildiği gibi kam mekanizmaları büyük çoğunlukla dairesel hareketi doğrusal harekete dönüştüren mekanizmalardır. Aynı mantık ile çalışan krank biyel mekanizmaları da dairesel hareketi doğrusal harekete dönüştürür, ancak hareketin beklemeli olması halinde krank biyel mekanizmaları yetersiz kalmakta ve bu ihtiyaç kam mekanizmaları tarafından karşılanabilmektedir. (Akın)

Her konstrüksiyon ve mekanizmada olduğu gibi kam mekanizmalarının da avantaj ve dezavantajları vardır. Bu avantaj ve dezavantajlar Tablo 1.1’de verilmiştir.

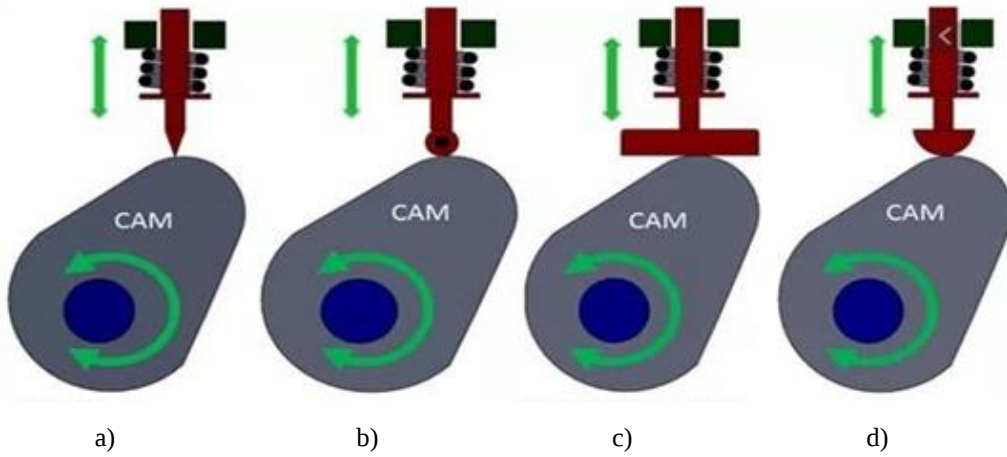
**Tablo 1.1.** Kam mekanizmalarının avantaj ve dezavantajları (Teknoloji Projeleri, tarih yok)

| <b>Kam Mekanizmaları</b>                                                             |                                                                          |
|--------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| <b>Avantajları</b>                                                                   | <b>Dezavantajları</b>                                                    |
| Kamlar birçok değişik hareketin elde edilmesi için kolayca tasarlanabilir.           | Kamların imalatı pahalı bir işlemdir.                                    |
| Mekanizmada az yer işgal eder.                                                       | Kamlar sürekli aşınma etkisi altındadır.                                 |
| Konumlandırmada yüksek hassasiyetin ve uzun ömrün istendiği yerlerde kullanılabilir. | Kamın kullanıldığı makinanın hassasiyeti titreşimden dolayı bozulabilir. |
| Yüksek hızlarda kullanılabilir.                                                      |                                                                          |
| Otomasyon sistemlerine elverişlidir.                                                 |                                                                          |

Tablo 1.1'deki dezavantajlar, dikkat edilirse daha çok imalat aşamasında çözümlenebilecek olumsuzluklardır. Gelişen imalat ve malzeme teknolojileri (CNC tezgahlar, hassas ölçüm teknolojileri, yüzey kaplamaları) sayesinde mevcut dezavantajlar ortadan kaldırıldığında kam mekanizmaları daha geniş bir uygulama alanına sahip olmaktadır.

Kam mekanizmalarında kam profilinin şekli ve hassasiyeti kadar, kamla birlikte çalışan izleyiciler de şekil olarak büyük öneme sahiptir. Kinematik özelliklere ve kullanım yerine bağlı olarak Şekil 1.2'de gösterildiği gibi temas yüzeyine göre 4 tip izleyici vardır. Bunlar:

- Bıçak uçlu izleyici
- Toparlıklı izleyici
- Tablalı izleyici
- Küresel izleyici (Kumar, 2020)



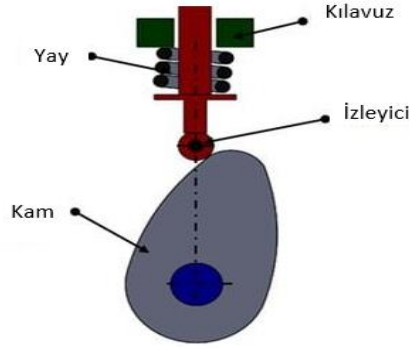
**Şekil 1.2.** Temas yüzeyine göre izleyici tipleri a) Bıçak uçlu izleyici b) Toparlıklı izleyici c) Tablalı izleyici d) Küresel izleyici (Thorat, 2021)

Kam ile izleyicinin temas şekline göre kam mekanizmaları kuvvet kapalı ve şekil kapalı olarak 2'ye ayrılır.

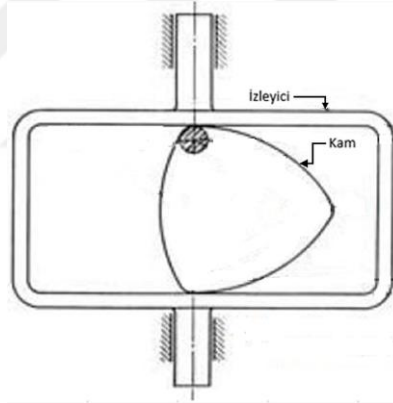
Kuvvet kapalı kam mekanizmalarında, kam ve izleyici arasındaki temas, sıkıştırılmış bir yay ile elde edilir. Kam ve izleyici arasında sürekli temas sağlanması için yay yeterli sertlikte olmalıdır. Sonuç olarak, kam ve izleyici arasındaki temas kuvveti ve aşınma izleyici yükselişyken artmaktadır. Ancak şekil kapalı kam mekanizmasında kam ve izleyici arasındaki temasta, yay kullanılmamaktadır. Böylece kam ve izleyici

arasındaki temas kuvveti ve tahrik torku, izleyici yükselişeyken azalmaktadır. (Ye & Smith, 2002)

Kuvvet kapalı ve şekil kapalı kam mekanizmalarına ait iki örnek Şekil 1.3 ve 1.4'te verilmiştir.

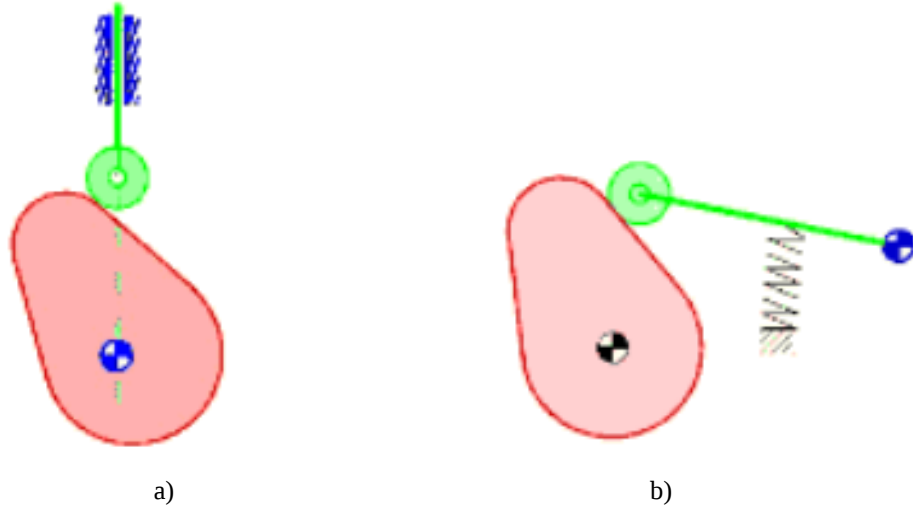


**Şekil 1.3.** Kuvvet kapalı kam mekanizması (Kumar, 2020)



**Şekil 1.4.** Şekil kapalı kam mekanizması (Rothbart, 2004)

Temas yüzeyine göre izleyici tipleri haricinde hareket şekline bağlı olarak da izleyici tipleri 2'ye ayrılır. Doğrusal hareketli izleyicili ve sarkaç kollu izleyicili kam mekanizmaları Şekil 1.5'te gösterilmiştir.

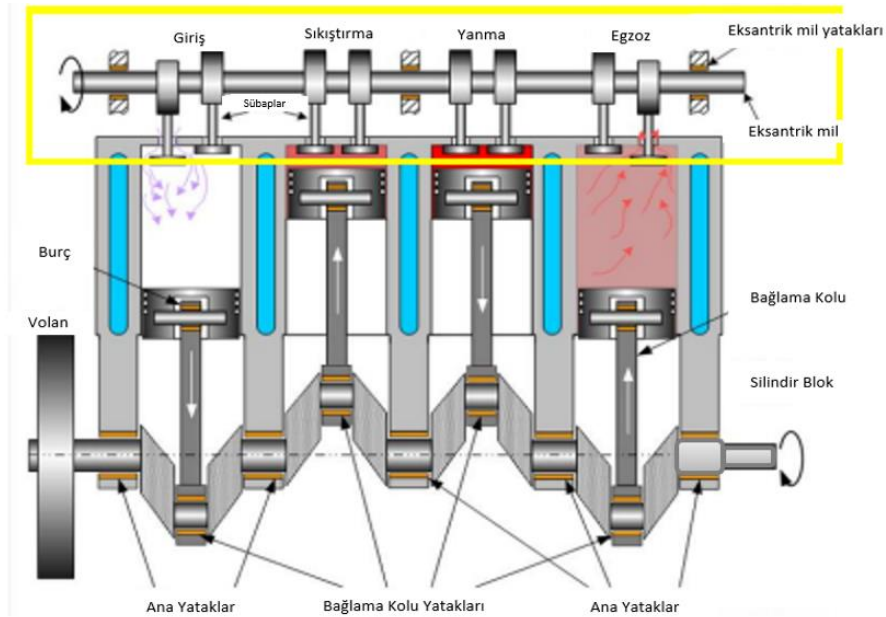


Şekil 1.5. Kam mekanizmaları a) Doğrusal hareketli izleyicili b) Sarkaç kollu izleyicili (Söylemez, 2017)

### 1.1.1. Kam Mekanizmalarının Kullanım Alanları

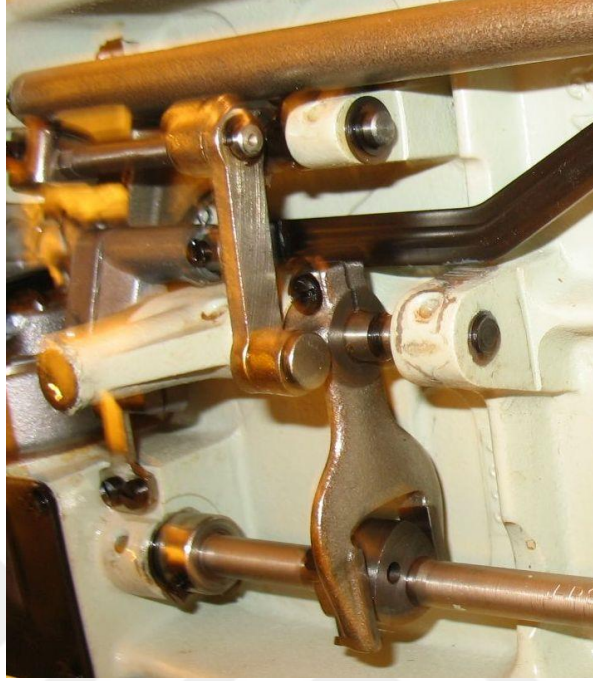
Kam mekanizmalarının bazı kullanım alanları aşağıda verilmiştir.

Bir mil üzerinde farklı açılarda konumlandırılmış kamlar, milin dönmesi ile, temas halinde bulundukları süaplara periyodik öteleme hareketi yaptırarak silindire gaz girişini ve çıkışını düzenler. Bu uygulamada süapların olabildiğince hızlı bir şekilde maksimum strokta açılması, açılma periyodundan sonra yine hızlı bir şekilde kapanması istenir. Bu sırada süap yüksek ivmeli hareketler yapar, fakat ivmede ani değişimler olması istenmez. Aksi halde süap darbeleri bir şekilde çalışır. (Şekil 1.6) (Gökdağ)



Şekil 1.6. İtten yanmalı motorda kam mekanizması (Gökdağ)

Şekil 1.7’de görülen sabit çaplı kam, kumaş ilerletme mekanizmasını hareket ettirmektedir.



Şekil 1.7. Dikiş makinasında sarkaç kollu sabit çaplı kam mekanizması

### 1.1.2. Kam Mekanizmalarında Hareket Tipleri

Kam mekanizmalarında genel olarak üç farklı hareket tipi vardır. Bunlar:

- Bekleme-Hareket-Bekleme (BHB): İzleyici uzuv durağan bir konumdan başlayarak hareket eder tekrar beklemeye girer.
- Bekleme-Hareket (BH): Bekleme durumundan başlayan hareket salınım yaparak tekrar bekleme konumuna gelir. İzleyici uzvun hareketi yön değiştirecektir.
- Hareket (H): Hiçbir bekleme olmayan kam hareketidir. Bu kam hareketleri arasında en az istenilen tiptir. Kolaylıkla bu tür kamların yerine bir krank-biyel veya dört çubuk mekanizmaları kullanılabilir. (Söylemez, 2017)

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde kam mekanizmaları üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalar standart kam mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalara göre daha azdır. Bunun nedeni, pratikte istenilen harekete göre kam profilleri oluşturulduğu için standart kam mekanizmaları daha çok tercih edilmektedir. Fakat bazı standart kam mekanizmalarının kinematik değerleri, özellikle hız ve ivme grafiklerinde süreksizlikler oluşmaktadır. Polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının kinematik değerlerinde ise süreksizlik yoktur. Ayrıca polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmaları şekil kapalı kam mekanizmaları olduğu için standart kam mekanizmalarında bulunan yay elemanı kullanılmamaktadır. Bu da polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının yapısının basit ve ucuz olmasını sağlar. Bu bölümde birçok alanda kullanılan kam mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalar taranmıştır ve yapılan tez çalışması ile farkları genel olarak açıklanmıştır.

### 2.1. Literatür Analizi

Bu bölümde literatürde yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Bu çalışmalardan çoğu üç ayrı gruba ayrılabilir:

#### Farklı tip kam mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalar:

- Birçok kam mekanizması örneğini vererek çalışma prensiplerini göstermiştir. (Artobolevsky, 1977)
- Farklı tip kam mekanizmalarının dinamik analizini, sentezini, imalat yöntemlerini, v.b incelemiştir. (Rothbart, 2004)

#### Kam profili üzerine yapılan çalışmalar:

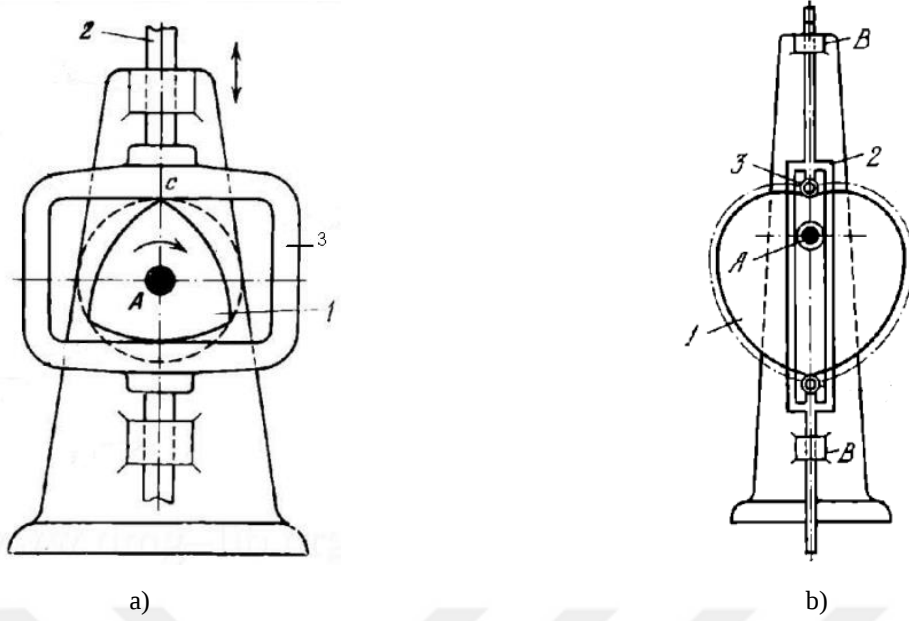
- Eğim açılı ve eksantrik izleyici kullanarak kam profilinin parametrelerini incelemişlerdir. (Cardona, Zayas, & Jordi, Radius of Curvature and Sliding Velocity in Constant-Breadth Cam Mechanisms, 2014)
- İzleyici ve kam profilinin temas noktası koordinatlarını kullanarak farklı sabit çaplı kam profilleri elde ettiklerini belirtmişlerdir. (Joong-ho, Lin, Hyun-dai, & Soon-man, 2011)
- Sabit çaplı eğri elde etmek için destek fonksiyonunu kullanmış ve eğrinin kapalı polinom denklemini de elde etmiştir. (Rabinowitz, 1997)

- Rabinowitz'in oluşturduğu sabit çaplı eğride izole noktalar olduğunu belirtmişler ve eğriyi izole nokta olmadan oluşturmaya çalışmışlardır. (Panraksa & Washington, 2017)
- Fourier serisini kullanarak sabit çaplı eğrinin parametrelerini incelemiştir. (Resnikoff, 2013)
- Kutupsal teğet koordinatlarını kullanarak yeni bir tür sabit çaplı eğri bulunduğunu belirtmiş ve bu eğrinin parametrelerini incelemiştir. (Jinjiang, 2001)

Kam mekanizmalarının analizi üzerine yapılan çalışmalar:

- Eksantrik izleyicili kam mekanizmalarının kinematik analizlerini ve standart kam hareketlerini incelemişlerdir. (Flores, Machado, Pereira, & Claro, 2009)
- Kam mekanizmalarının kinematik ve dinamik analizlerini incelemişlerdir. (H.D.Desai & V.K.Patel, 2010)
- Reuleaux tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının kinematik analizlerini incelemişlerdir. (Dhande & Rajaram, 1984)
- Sabit çaplı kam mekanizmalarının hareket sentezini incelemişlerdir. (Ye & Smith, 2002)

Artobolevsky, yazdığı kitabında sabit çaplı kam mekanizmaları da dahil olmak üzere pratikte kullanılan birçok kam mekanizması örneğine yer vermiş ve çalışma prensiplerini açıklamıştır. Şekil 2.1'de bahsedilen sabit çaplı kam mekanizmalarından örnekler verilmiştir. Bu çalışmada değinilecek olan sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmalarına benzer mekanizmalar da kitabında yer almaktadır. (Artobolevsky, 1977)



**Şekil 2.1.** Sabit çaplı kam mekanizmaları a) Üç uzuvlu ve üç loblu doğrusal hareketli sabit çaplı kam mekanizması b) Üç uzuvlu sabit hızlı doğrusal hareketli sabit çaplı kam mekanizması (Artobolevsky, 1977)

S. Cardona, E.E. Zayas ve L. Jordi, yaptıkları çalışmada, eğim açılı ve eksantrik doğrusal hareketli izleyici ve sarkaç kollu izleyici ile sabit çaplı kam mekanizmasının eğrilik yarıçapını ve izleyici ile kam profilinin temas noktasında oluşan kayma hızını incelemiştir. Eksantrik ve eğim açılı doğrusal hareketli izleyicili kam mekanizmasının kam profilinin genişliği, kam profilinin eğrilik yarıçapı ve kayma hızları için gerekli denklemleri elde ettiklerini belirtmişlerdir. Yaptıkları incelemeler sonucunda sabit çaplı kam profillerinin tasarım parametrelerinin (doğrusal hareketli izleyicinin eğim açısı ve eksantrikliği) uygun seçimi sayesinde, aynı yer değiştirme fonksiyonu için farklı boyutlarda sabit çaplı kam profilleri elde edildiğini belirtmişlerdir. (Cardona, Zayas, & Jordi, Radius of Curvature and Sliding Velocity in Constant-Breadth Cam Mechanisms, 2014)

E. Sanmiguel-Rojas ve M. Hidalgo-Martínez, yaptıkları çalışmada negatif yarıçaplı doğrusal hareketli çift toparlaklı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmalarının, alan kısıtlı olduğunda basit makinalarda yüksek kuvvetler elde edilebildiğini belirtmişlerdir. Sabit çaplı kam profilini, Bezier eğrilerini kullanarak konum denklemi ile elde ettiklerini belirtmişlerdir. Optimizasyon metodu kullanarak, basınç açısını  $41^\circ$  'de tutarak ve alttan kesme problemi olmadan izleyiciyi maksimum yüksekliğe çıkarttıklarını belirtmişlerdir. (E. Sanmiguel-Rojas, 2015)

Paulo Flores ve ark. yaptıkları çalışmada eksantrik doğrusal hareketli toparlaklı izleyicili kam mekanizmalarının kinematik analizlerini incelemiştir. Toparlaklı

izleyicili kam mekanizmalarında birçok farklı hareket tipine bağlı izleyicilerin (sikloidal, basit harmonik hareketli, parabolik ve sabit ivmeli) grafiklerini karşılaştırmışlar ve aralarından sikloidal hareketli izleyicinin ivmelenmesinin düzgün olmasından dolayı daha az aşınma, daha az gerilme, daha az titreşim ve daha az gürültü yaptığını belirtmişlerdir. İnceledikleri farklı hareket tipine bağlı izleyicilerin karşılaştırıldığı grafik kullanılarak, en uygun hareket tipine bağlı izleyicinin seçilebileceğini belirtmişlerdir. (Flores, Machado, Pereira, & Claro, 2009)

Giorgio Figliolini ve Pierluigi Rea, yaptıkları çalışmada Reuleaux üçgeni ve değiştirilmiş Reuleaux üçgeninin kullanıldığı mekanizmalarda, mekanizmaların hareket analizini incelemişlerdir. Hareket analizini, birçok simülasyon sonucunda uygun algoritmaların formülize edilmesiyle yaptıklarını belirtmişlerdir. Bu inceleme sonucu elde edilen bilgilerle Reuleaux tipi profil kullanılarak bir matkap ile kare profilili delik açma mekanizması ve değiştirilmiş Reuleaux üçgeninin kullanıldığı Wankel motorunun hareket analizini incelemişlerdir. (Figliolini & Rea)

H.D.Desai ve V.K.Patel yaptıkları çalışmada doğrusal hareketli kam mekanizmasının kinematik ve dinamik analizlerini incelemişlerdir. Kinematik ve dinamik analizlerde analitik yöntem kullanmışlardır. Analitik yöntem kullanmalarının nedenini ise daha doğru sonuçlar vermesi ve daha az zaman harcadığı için kullandığını belirtmişlerdir. Kinematik ve dinamik analizlerinde kam profilinin dönme açısını onar derece arttırarak incelemişlerdir. (H.D.Desai & V.K.Patel, 2010)

SHIN Joong-ho, LI Lin, YANG Hyun-dai ve KWON Soon-man yaptıkları çalışmada anlık dönme hız merkezlerini ve geometrik ilişkileri kullanarak bulunan temas noktalarının koordinatları sayesinde farklı sabit çaplı kam profilleri elde etmişlerdir. Ayrıca doğruluğunu göstermek amacıyla Microsoft Visual C++ programını kullanarak birkaç farklı iki boyutlu kam profilleri çizdirmişlerdir. (Joong-ho, Lin, Hyun-dai, & Soon-man, 2011)

Lucie Paciotti, yaptığı çalışmasında aynı genişlikli Reuleaux Üçgeni, daire ve Rabinowitz'in sabit çaplı eğrisini incelemiştir. Bu eğrileri elde etmeyi ve bu eğrilerin aralarındaki farkın, belli bir doğrultudan ışık tutma prensibiyle gölge fonksiyonları oluşturarak tespit edilebileceğini belirtmiştir. Yaptığı çalışmanın sonucunda, herhangi bir türevlenebilir eğrinin gölge fonksiyonuyla o eğrinin parametrelerinin bulunabileceğini belirtmiştir. (Paciotti, 2010)

Chatchawan Panraksa ve Lawrence C. Washington yaptıkları çalışmada Rabinowitz'in oluşturmuş olduğu sabit çaplı eğride orijinal eğri dışında izole noktalar

(eğri dışında kalmış, diğer noktalardan ayrılmış noktalardır) olduğunu belirtmişlerdir. Rabinowitz'in oluşturduğu sabit çaplı eğriyi izole noktalar olmadan oluşturmaya çalışmışlardır. Sonucunda izole noktalar olmayan eğrileri oluşturmak için matematiksel bir yöntem elde ettiklerini belirtmişler ve örneklerle incelemişlerdir. (Panraksa & Washington, 2017)

Rabinowitz, yaptığı çalışmasında sabit çaplı eğri elde etmek için destek fonksiyonları kullanmış ve buradan eğrinin polinom denklemini elde etmiştir. Ayrıca kullandığı polinom denkleminin değişkenlerine farklı değerler vererek birçok sabit çaplı eğri elde edilebildiğini göstermiştir. (Rabinowitz, 1997)

N. Rajaram ve S. G. Dhande, yaptıkları çalışmada, iki farklı sabit çaplı kam profili ve iki farklı izleyici tipi (doğrusal hareketli ve sarkaç kollu izleyici) kullanarak Reuleaux tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının kinematik analizini ele almışlardır. Kam profillerinden birini, 3 ardışık ve eşit çaplı dairelerin, üçgenin köşelerini merkez olarak kullanmalarıyla oluşturduklarını belirtmişlerdir. Diğer kam profili ise hiposikloid üzerinde yuvarlanan sabit uzunlukta bir çubuğun uç noktalarının geometrik yeri esas alınarak oluşturduklarını belirtmişlerdir. (Dhande & Rajaram, 1984)

H. L. Resnikoff, yaptığı çalışmasında Fourier serisini kullanarak sabit çaplı eğri denklemini ve sabit çaplı eğrilerin parametrelerini (eğrinin destek fonksiyonunu, eğrinin çevresinin eğrinin genişliğiyle bağıntısını, eğrinin yarıçapını, eğrinin yay uzunluğunu, eğrinin alanını v.b.) incelemiştir. Fourier serisini temel alarak birçok sabit çaplı yüzey de elde ettiğini belirtmiştir. (Resnikoff, 2013) Benzer bir çalışmada Andrew David Irving, fourier serisini kullanmadan hesapladığını belirtmiştir. Eğrilik yarıçapı formülünü sabit çaplı eğriler ile sınırlı olmak üzere sadeleştirmiştir. Ayrıca sabit çaplı eğriler ile ilgili bazı teorik sonuçlar elde ettiğini belirtmiştir. (Irving, 2006)

Harold A. Rothbart, yazdığı geniş kapsamlı kitabında birçok farklı kam mekanizmasının dinamik analizini, sentezini, imalat yöntemlerini, diğer mekanizmalara (dört çubuk mekanizması, servo valf kontrollü hidrolik silindir, servo motor, ayarlanabilir mekanizmalar) göre farklarını incelemiştir. Tıbbi cihazlarda kullanılacak doğrusal hareketli toparlaklı kam mekanizmasının kam profilinin eğrilik yarıçapını, kam mekanizmasının basınç açısını, izleyicinin ivmesini, izleyicinin hızını, toparlaklı izleyicinin yarıçapını, izleyici açısını ve kam açısını kam mekanizmasının bir turu boyunca incelemiştir. (Rothbart, 2004)

S. Cardona, E.E. Zayas, L. Jordi ve P. Català, yaptıkları çalışmada, sabit çaplı kam mekanizmalarında doğrusal hareketli izleyici ve sarkaç kollu izleyici için sabit çaplı kam

profilini elde ettiklerini belirtmişlerdir. Kam profilinin elde edilmesinde Bézier eğrileri ile konum fonksiyonunu kullandıklarını belirtmişlerdir. (Konum fonksiyonları için Bézier eğrileri kullanıldığını belirtmişlerdir). Doğrusal hareketli izleyici ve sarkaç kollu izleyici için 2 ayrı örnekte ortaya çıkan konum fonksiyonlarını incelemişlerdir. (Cardona, Zayas, Jordi, & Català, Synthesis of Displacement Functions by Bézier Curves in Constant-Breadth, 2012)

Li Jun Xie, yaptığı çalışmada eksantrik daire profilili kam mekanizmasının dinamik ve kinematik analizini yaparak izleyicinin hız, ivme ve torkunun, kamın dönme açısının ve dönme açısal hızının fonksiyonları olduğunu belirtmiştir. (Xie, 2013)

Zhonghe Ye ve Michael R. Smith, yaptıkları çalışmada sabit çaplı kam mekanizmalarının hareket sentezini ve analizini, doğrusal hareketli izleyici ve sarkaç kollu izleyici için ayrı ayrı incelemişlerdir. Hareket sentezini ve analizi kinematik inversiyon ve kam profilinin geometrisini kullanarak incelemişlerdir. Tasarımcı tarafından seçilen izleyicinin kalkışta iken hareket eğrisinden, izleyici inişte iken olması gereken hareket eğrisinin türetilebileceğini belirtmişlerdir. Sarkaç kollu izleyicili sabit çaplı kam mekanizması örneği vererek hareket analizinde izleyici, kalkışta ve inişte farklı hareket ettiklerini belirtmişlerdir. (Ye & Smith, 2002)

Zhang Jinjiang yaptığı çalışmada kutupsal teğet koordinatlarını kullanarak yeni bir tür sabit çaplı eğri bulduğunu belirtmiştir. Bu eğri türünün parametrelerini denklemler ile incelemiştir. Dışbükey sabit çaplı eğrilerde simetrik sabit çaplı eğrilerin en çok daire yayları ile, asimetrik sabit çaplı eğrilerin ise en çok Reuleaux üçgenleri ile elde edildiğini belirtmiştir. (Jinjiang, 2001)

Honda Satoshi ve Tanaka Shun yaptıkları çalışmada inchworm motorda kullanılacak sabit çaplı kam mekanizmasına, indirgeme mekanizmasını entegre ettiklerini belirtmişlerdir. Mekanizmanın hareketi (dönmesinin) ve inchworm motorunun hareketi arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Ayrıca inchworm motorda kullanılan mekanizmaya entegre edilen indirgeme mekanizmasının performansını ele almışlardır. (Satoshi & Shun, 2017)

Usame Demir ve ark. buji ateşlemeli tek silindirli bir motorun standart kam mekanizması yerine elektromekanik supap mekanizması kullanılmasının silindir içi akış parametrelerine olan etkisini Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı ile incelemişlerdir. Elektromekanik supap mekanizması kullanılması ile simülasyon sonuçlarından volümetrik verim artışı meydana geldiğini belirtmişlerdir. Bunun tamamıyla değişken supap zamanlaması ve supap lifti uygulamasına dönüştürülmesi ile

özellikle direk enjeksiyonlu olmayan motorlarda karışım hazırlamada kullanılabileceği ve direk enjeksiyonlu motorlarda ise içeri alınan havanın ısıtılması gibi durumlar için supap bindirmesinin ayarlanması gibi avantajlarından dolayı sınırsız bir yanma kontrolü sağlayacağını belirtmişlerdir. (Demir, ve diğerleri, 2020)

Çağatay Nacak, Hamit Solmaz ve Murat Ciniviz yaptıkları çalışmada tablalı izleyicili ve toparlaklı izleyicili kam mekanizmalarını kullanarak tasarlanan kam profillerinin karşılaştırılmasını ele almışlardır. Yapılan tasarımlarda, basit harmonik hareket, sikloid hareket ve polinomik hareketlerden olan 4-5-6-7 polinomik hareket eğrisi olmak üzere en sık kullanılan üç farklı kam profili kullanmışlardır. Oluşturulan profillerin devirden bağımsız şekilde yer değiştirme, hız ve ivme değerlerini incelemişlerdir. Supapların kalkma miktarı 6 mm, 8 mm ve 10 mm olarak belirlemişler ve farklı supap kalkma yükseklik değerlerinin etkisini incelemişlerdir. (Nacak, Solmaz, & Ciniviz, 2019)

Batuhan İlter ve Hamit Solmaz yaptıkları çalışmada tablalı izleyicili ve toparlaklı izleyicili kam mekanizmalarını kullanarak tasarlanan kam profillerinin karşılaştırmasını yapmışlardır. Profillerin yer değiştirme, hız, ivme ve sadme eşitlikleri, aynı kam ökçe çapında, 8 mm supap kalkma yüksekliğinde ve supap açık kalma süreleri  $106,5^\circ$  kam açısı olacak şekilde kabul edilerek hesapladıklarını belirtmişlerdir. Oluşturdukları eğriler birbirleri ile kıyaslanarak kam mekanizmaları yönünden uygunluğunu incelemişlerdir. Karşılaştırılan kam torkları ile hangi tip kam mekanizmasının krank milinden daha çok enerji absorbe etmesi gerektiğini incelemişlerdir. (İlter & Solmaz, 2018)

Emre Arabacı, Yakup İçingür ve Ahmet Uyumaz yaptıkları çalışmada altı zamanlı motorlarda kullanılacak kamların tasarlanmasında karşılaşılan problemleri incelemişlerdir. Tek silindirli, üstten supaplı buji ile ateşlemeli altı zamanlı motorda, harmonik hareket yöntemi ile kam profili tasarımı gerçekleştirmiş ve imal ettiklerini belirtmişlerdir. Tasarlanan kamların yer değiştirme, hız, ivme ve sadme grafiklerini elde ettiklerini belirtmişlerdir. Kam profili tasarımında supap yüksekliği, supap açık kalma açısı, temel daire çapının ve altı zamanlı motorlarda kullanılacak olan kamlarda açısız sınırlamaların kam tasarımını etkilediğini belirtmişlerdir. (Arabacı, İçingür, & Uyumaz, 2014)

Suat Sarıdemir yaptığı çalışmada içten yanmalı bir motor için 2,338 radyan ( $134^\circ$ ) kam açısına ve 5, 6, 7 mm supap kurslarına sahip kam profilleri tasarlamıştır. Kam profillerinin tasarlanmasında çift harmonik hareket ve 3-4-5-6 polinom yöntemlerini kullanmıştır. 3-4-5-6 polinom yöntemi ile 5, 6 ve 7 mm supap kursları için sırasıyla 32, 36, 42 mm kam temel daire çaplarının uygun olacağını belirtmiştir. (Sarıdemir, 2013)

Yukarıda verilen literatür analizinde, çoğunlukla sabit çaplı eğrilerin parametreleri, kam mekanizmalarının pratikte kullanımı, kam mekanizmalarının farklı hareket tipleri ile karşılaştırılması, Reuleaux tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının kinematik analizleri üzerine yapılan çalışmalar görülmektedir. Bu tez çalışmasında ise, literatürdeki çalışmalar incelenerek ve kısmen de deneme yanılma ile bilgisayar ortamında beş farklı polinom tipi sabit çaplı eğri elde edilmiştir. İzleyici tiplerine göre polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının kinematik analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu mekanizmaların, standart kam mekanizmaları ve Reuleaux tipi sabit çaplı kam mekanizmaları ile karşılaştırılması yapılmıştır. Ayrıca yukarıdaki çalışmalardan farklı olarak sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmalarının kinematik analizi ele alınmıştır. Bu kol mekanizmalarının kinematik analizinden hareketle pratikte kullanılma potansiyeli olduğu düşünülmektedir.



### 3. POLİNOM TİPİ SABİT ÇAPLI KAM MEKANİZMALARININ KİNEMATİK ANALİZİ

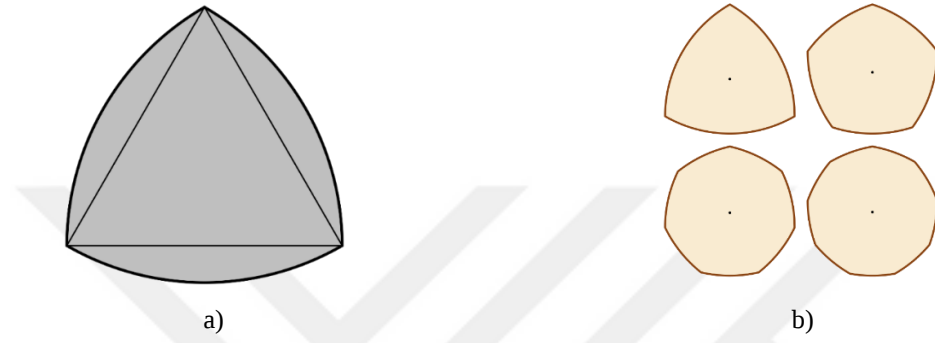
Polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarında kam profilinin parametrik olarak elde edilmesi için kullanılan destek fonksiyonları matematiksel olarak birçok farklı formda olabilir, fakat elde edilen kam profilleri şekil ve yapı olarak birbirine benzer şekillerdedir. Literatürden de faydalanarak uygun bir şekilde seçilen birkaç farklı destek fonksiyonu ile elde edilen, pratik kullanıma uygun polinom tipi sabit çaplı kam profilleri, parametrelerine göre incelenerek simetri, asimetri halleri ve profilin eğrilik yarıçapı gibi yapısal özellikleri teorik olarak incelenmiş ve profiller bilgisayar ortamında oluşturularak görsel olarak da değerlendirilmiştir. Doğrusal hareketli izleyicili ve sarkaç kollu izleyicili sabit çaplı kam mekanizmalarında, kinematik inversiyon prensibi ile izleyicilerin genel konum denklemleri elde edilmiştir. Bu prensibe göre kamın sabit, izleyicinin ve sabit uzun hareketli olduğu düşünülerek mekanizma geometrisi yardımıyla genel bağıntılar elde edilmiştir. Bunların kam dönme açısı  $\theta$ 'ya göre türevleri olan normalize hız ve normalize ivme denklemleri elde edilmiştir. Farklı kam profillerinde sabit mafsal noktasının kam üzerindeki yeri ve ayrıca sarkaç kollu mekanizmada kol uzunluğu değiştirilerek ayrı ayrı kinematik analizleri yapılmış, değişimler bilgisayar ortamında grafiklerle elde edilmiş, Reuleaux tipi kamlarla ve standart kam mekanizmalarının hareketleri ile karşılaştırma yapılarak polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının avantajları belirlenmiştir. Farklı profillere ve izleyicilere ait konum, hız ve ivme değişimleri ve bunların maksimum değerleri, literatürdeki standart kam hareketlerine ait konum, hız ve ivme değerleri ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda genel bir değerlendirme yapılarak kinematik özellikleri iyi olan polinom tipi sabit çaplı kam profilleri belirlenmiştir. Ayrıca bu kam profillerini kullanan sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmalarının kinematik analizi yapılmıştır.

#### 3.1. Sabit Çaplı Eğriler

Geometride, sabit çapa sahip bir eğri, genişliği, yani paralel teğet doğruları arasındaki mesafesi tüm çevresi boyunca aynı olan düzlemsel bir kapalı eğridir. En bilinen örnekler, daire ve daire yaylarından meydana gelen Reuleaux üçgenleridir. Bu eğrilere, daire gibi belirli doğruların zarfı olarak ortaya çıkan eğriler veya daire yaylarının birleştirilmesiyle oluşan Reuleaux üçgeni örnek verilebilir. (Eppstein, Curve of constant width, 2021)

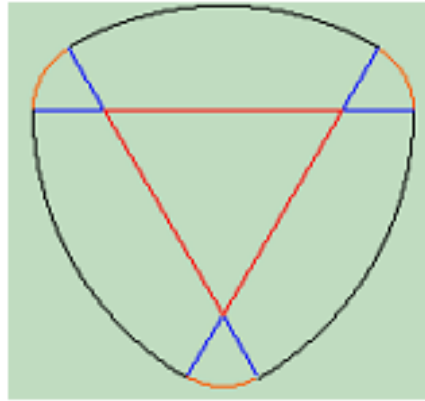
### 3.1.1. Reuleaux Üçgeni ve Çokgenleri

Bir Reuleaux üçgeni, merkezleri, diğer ikisinin kesişme noktasında bulunan üç daireden meydana gelen bir şekildir. İlk olarak Franz Reuleaux tarafından kendi kitabında bahsedilen, en basit ve en iyi bilinen bu eğri, bir sabit çaplı eğridir. Tek sayı kenarlı (3, 5, 7... gibi) çokgenler, sabit çaplı temel Reuleaux çokgeni oluşturmak için kullanılabilir. (Figliolini & Rea)



Şekil 3.1. Reuleaux a) üçgeni b) çokgenleri (Eppstein, Reuleaux polygon, 2021)

Eğer Reuleaux üçgeninin kenarları uzatılarak, merkezleri doğruların kesişme noktalarında olan daire yayları ile birleştirilirse, Şekil 3.2’de gösterildiği gibi köşeleri yuvarlatılmış sabit çaplı eğri bulunur. Bu yöntem diğer çokgenlerde de aynen uygulanarak daha çok tek sayıda köşeye sahip Reuleaux Çokgenleri elde edilebilir.

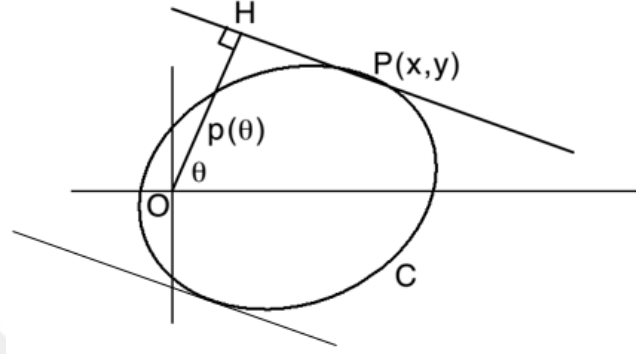


Şekil 3.2. Reuleaux üçgeninin kullanılmasıyla elde edilen köşeleri yuvarlatılmış, sabit çaplı eğri (Paciotti, 2010)

Düzgün çokgenlere dayanan bu Reuleaux çokgenleri, köşeleri eşit uzunluktaki sonlu sayıda daire yaylarından oluşan sabit çaplı eğrilerdir.  $P$ , tek sayıda kenarı olan düzgün olmayan dışbükey bir çokgen olarak kabul edilsin.  $P$  çokgeninde her bir köşe iki karşıt köşeye eşit uzaklıkta ve diğer tüm köşelere daha yakınsa,  $P$  çokgeninin her kenarını,

merkezi kenarların karşı köşesinde bulunan daire yayıyla değiştirilmesi bir Reuleaux çokgeni üretir. Özel bir durum olarak, bu yapı tek sayıda kenarı olan her düzgün çokgen için de mümkündür. (Eppstein, Reuleaux polygon, 2021)

### 3.1.2. Polinom Tipi Sabit Çaplı Eğriler



Şekil 3.3. Sabit çaplı C eğrisi (Rabinowitz, 1997)

Şekil 3.3'te görüldüğü gibi C eğrisi, orijini (O noktası) içinde olan sürekli ve kapalı, dışbükey düzlemsel bir eğri olsun. C eğrisine herhangi bir P(x,y) noktasında teğet olan doğruya O noktasından bir dik çizilsin. Teğet noktanın yeri değiştiği zaman, teğete olan dik uzaklığı yatayla yaptığı  $\theta$  açısına bağlı olarak değişeceği için, bu dikin uzunluğuna genel olarak ifade edilmek üzere  $p(\theta)=OH$  denilsin. OH dik mesafesinin açığa bağlı değişimini ifade eden  $p(\theta)$  fonksiyonuna destek fonksiyonu adı verilir. (Horst, Luis, & Déborah, 2019) (Irving, 2006) (Rabinowitz, 1997)

Dışbükey bir eğrinin herhangi bir noktasındaki genişliği(w), bu noktadaki teğeti ile, eğrinin diğer tarafındaki buna paralel teğeti arasındaki dik uzaklık olarak ifade edilir. Şekil 3.3'te OH doğrusu uzatılırsa diğer teğete de dik olacağı açıktır. Bu doğru O noktası etrafında  $180^\circ$  ( $\pi$  rad) döndürülürse diğer teğete dik OH uzunluğu=  $p(\theta+\pi)$  olur. Buna göre C eğrisinin bu noktadaki genişliği aşağıdaki gibi yazılır:

$$w(\theta)= p(\theta)+p(\theta+\pi) \quad (3.1)$$

C kapalı eğrisi, genel denklemi  $f(x, y, \theta) = 0$  şeklinde olan teğet doğrular ailesinin zarfı ise, matematikteki zarf teorisi gereğince, bu doğru ailesinin zarfı olan bu eğrinin denklemi aşağıda verilen iki denklemden bulunabilir. (Smirnov, 1964)

$$f(x, y, \theta) = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} f(x, y, \theta) = 0 \quad (3.3)$$

OH dikinin ayağı olan H noktasının koordinatları  $p(\theta)$  cinsinden hemen yazılabilir:

$$x_H = p(\theta)\cos\theta \quad (3.4)$$

$$y_H = p(\theta)\sin\theta \quad (3.5)$$

Buna göre teğet doğrunun (PH) denklemi iki noktadan geçen ve eğimi bilinen doğru denklemi şeklinde aşağıdaki gibi yazılır. (OH doğrusunun eğimi  $m = \tan\theta$  ve buna dik olan teğet doğrunun eğimi  $m \cdot m' = -1$ 'den  $m' = -\cot\theta$  )

$$\frac{y - p(\theta)\sin\theta}{x - p(\theta)\cos\theta} = -\cot\theta \quad (3.6)$$

Ara işlemlerden sonra teğet doğru ailesinin denklemi elde edilir:

$$x\cos\theta + y\sin\theta = p(\theta) \quad (3.7)$$

Denklem 3.7'de zarf teorisi uygulanırsa;

$$f(x, y, \theta) = x\cos\theta + y\sin\theta - p(\theta) = 0 \quad (3.8)$$

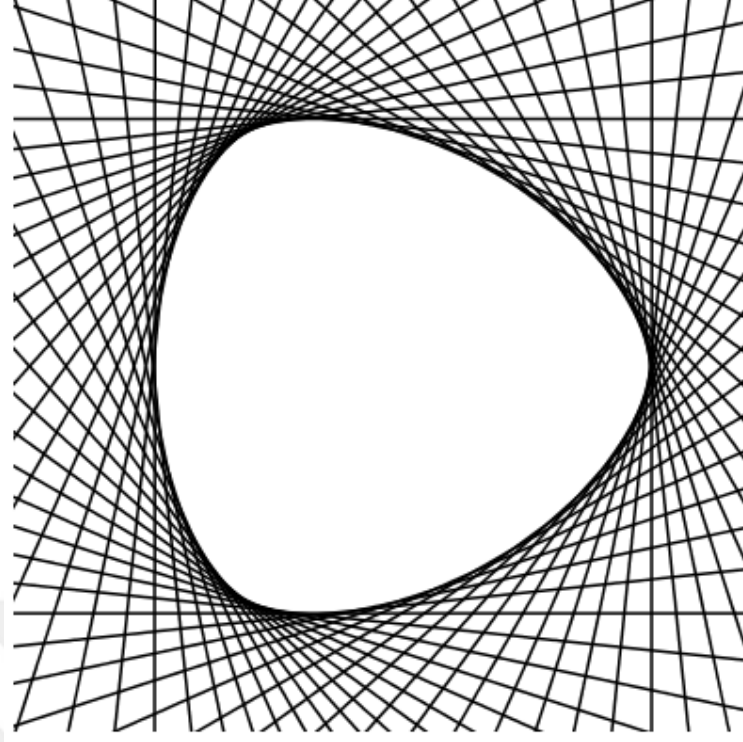
$$\frac{\partial f}{\partial \theta}(x, y, \theta) = -x\sin\theta + y\cos\theta - p'(\theta) = 0 \quad (3.9)$$

Bu iki ifadeden  $x$  ve  $y$  çekilirse  $C$  zarf eğrisinin denklemi,  $\theta$  ya bağlı parametrik denklemler olarak aşağıdaki gibi bulunur. (Rabinowitz, 1997)

$$x(\theta) = p(\theta)\cos\theta - p'(\theta)\sin\theta \quad (3.10)$$

$$y(\theta) = p(\theta)\sin\theta + p'(\theta)\cos\theta \quad (3.11)$$

Şekil 3.4'te sabit çaplı eğrinin, Şekil 3.3'teki doğru ailesinin zarfı olarak yukarıdaki zarf teorisinin uygulaması sonucunda ortaya çıktığı bariz bir şekilde görülmektedir.



**Şekil 3.4.** Doğru ailesi zarfı olarak sabit çaplı eğri

Eğrinin herhangi bir noktasındaki genişliği denklem 3.1 ile bulunur. Eğer bu genişlik açıdan bağımsız olarak daima sabit kalıyorsa, eğri, sabit çaplı eğri olarak adlandırılır:

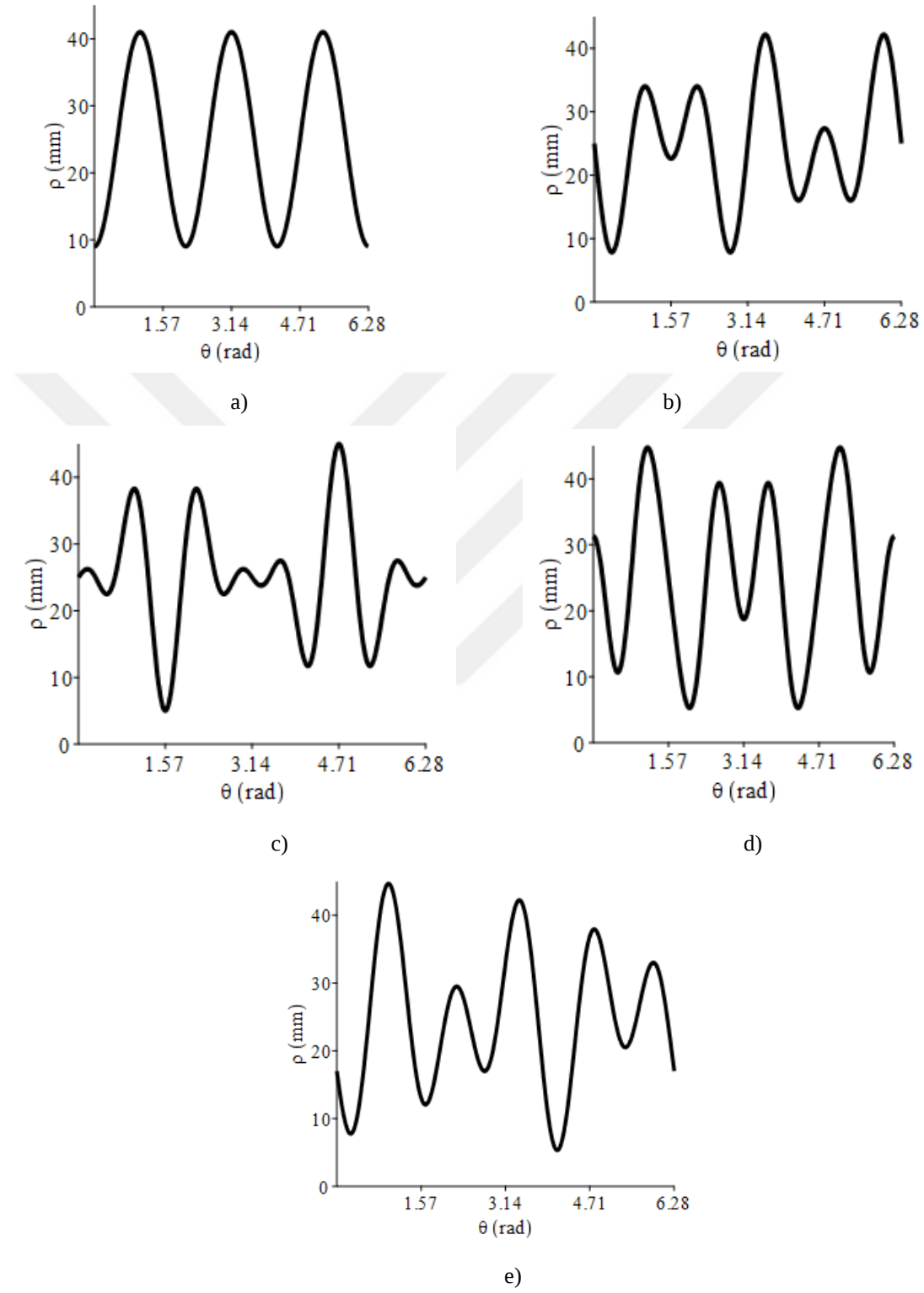
$$w(\theta) = p(\theta) + p(\theta + \pi) = u = \text{sabit} \quad (3.12)$$

Sabit çaplı eğride alttan kesme olmaması için eğrilik yarıçapı aşağıdaki şartı sağlamalıdır: (Bayen & Hiriart-Urruty, 2012) (Rabinowitz, 1997) (Waldron, Kinzel, & Agrawal, 2016)

$$\rho = \frac{(x'^2 + y'^2)^{1.5}}{x'y'' - y'x''} > 0 \quad (3.13)$$

Uygulamada, tablalı izleyicilerde ve bazı durumlarda toparlaklı izleyicilerde kam boyutunu belirlemekte kullanılan temel kriter kam profilinin eğrilik yarıçapıdır. Kam profilinin eğrilik yarıçapının sıfır veya sıfırdan küçük olması durumunda kam profilinde keskin köşeler oluşur. Bu durumda da istenilen hareket eğrisi elde edilemez. Bu duruma alttan kesme denir (Söylemez, 2017). Şekil 3.6 ve Şekil 3.9'da verilen sabit çaplı kam profillerinin eğrilik yarıçapı grafikleri sırasıyla Şekil 3.5'te verilmiştir. Şekil 3.5'ten

görüldüğü üzere, bu çalışmada elde edilen kam profillerinin eğrilik yarıçapları tüm profil boyunca sıfırdan büyüktür ve alttan kesme yoktur.



**Şekil 3.5.** Kam profillerinin eğrilik yarıçap grafikleri a) Şekil 3.6 b) Şekil 3.9a c) Şekil 3.9b d) Şekil 3.9c e) Şekil 3.9d

$p(\theta)$  uygun bir trigonometrik fonksiyon olarak seçildiği zaman denklem 3.12'deki sabitliğin sağlanması mümkündür. Bu amaçla seçilebilecek birçok fonksiyon mevcuttur.

$p(\theta) = a \cos^2(k\theta / 2) + b$  ( $k$  tek sayı ve  $a, b \geq 0$  olmak şartıyla) fonksiyonu bunlardan biridir. Burada  $\theta$  dan bağımsız olarak daima  $w = p(\theta) + p(\theta + \pi) = a + 2b$  olur. (Lu, 2001)

Eğer denklemde  $k=1$  alınırsa,  $p(\theta) = a \cos^2(k\theta / 2) + b$ , sabit çaplı eğrilerin en basiti olan daire bulunur. Burada denklemler arasında  $\theta$  parametresi yok edilirse,  $f(x,y)=0$  kapalı formunda  $x^2 + y^2 - R^2 = 0$  daire denklemi elde edilir.

$k=3$ ,  $a=4$ ,  $b=23$  değerleri seçilirse, parametrik denklemi aşağıdaki gibi olan eğri şekil 3.6'daki gibidir ve genişliği 50 birimdir.

$$x = 4 \cos \theta \cos^2(1.5\theta) + 23 \cos \theta + 12 \cos(1.5\theta) \sin(1.5\theta) \sin \theta \quad (3.14)$$

$$y = 4 \sin \theta \cos^2(1.5\theta) + 23 \sin \theta - 12 \cos(1.5\theta) \sin(1.5\theta) \cos \theta \quad (3.15)$$

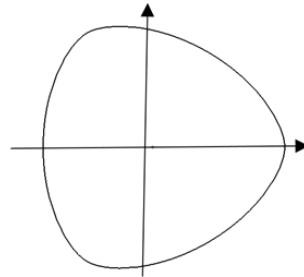
Bu  $x$  ve  $y$  ifadelerinde ara işlemlerden sonra denklemler aşağıdaki hale gelir. (Rabinowitz, 1997)

$$x = -16 \cos^4 \theta + 24 \cos^2 \theta + 25 \cos \theta - 6 \quad (3.16)$$

$$y = -16 \sin \theta \cos^3 \theta + 25 \sin \theta \quad (3.17)$$

Bu iki denklem arasında yapılacak ara işlemlerle trigonometrik terimler yok edilirse  $f(x, y) = 0$  şeklinde eğrinin aşağıdaki gibi kapalı formda polinom tipindeki denklemi elde edilir: (Rabinowitz, 1997) (Panraksa & Washington, 2017)

$$\begin{aligned} x^8 + 32x^7 + (4y^2 - 225)x^6 + (-32y^2 - 87696)x^5 + (6y^4 - 2979y^2 - \\ 1278180)x^4 + (-160y^4 + 175392y^2 + 36773676)x^3 + (4y^6 + 861y^4 - \\ 2556360y^2 + 1895945292)x^2 + (-96y^6 + 263088y^4 - 110321028y^2)x + y^8 - \\ 481y^6 - 1278180y^4 + 1895945292y^2 - 698332605876 = 0 \end{aligned} \quad (3.18)$$



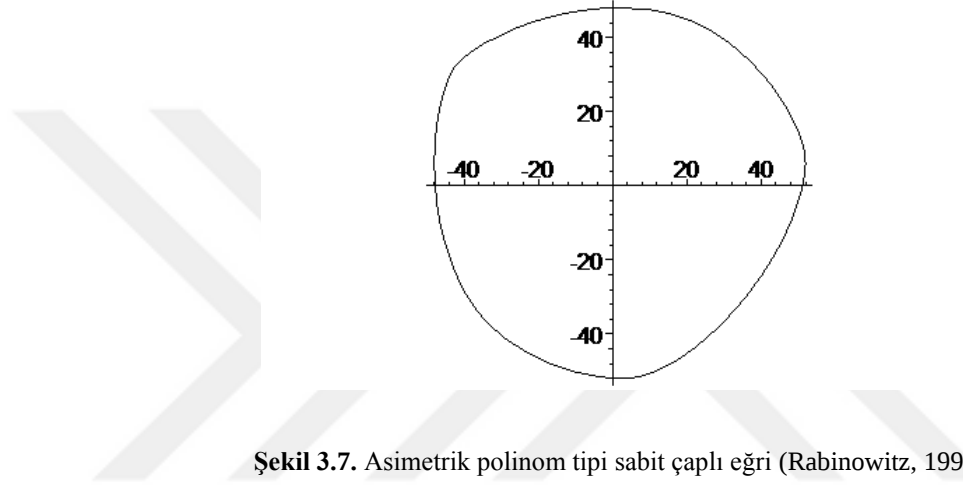
Şekil 3.6. Polinom tipi sabit çaplı eğri (Rabinowitz, 1997)

Destek fonksiyonundaki katsayılar daha farklı seçilerek farklı formda sabit çaplı eğriler elde edilebilir. Örneğin destek fonksiyonu aşağıdaki gibi seçilirse, eğri genişliği 100 birim ve şekli aşağıdaki gibi olur. Bu eğri diğerinden farklı olarak simetrik değildir. Kapalı formda polinom şeklindeki denklemi de bulunabilir.

$$p(\theta) = \cos 3\theta + \cos 5\theta + 2\sin 3\theta + 50 \quad (3.19)$$

$$x = (\cos 3\theta + \cos 5\theta + 2\sin 3\theta + 50) \cos \theta - (-3\sin 3\theta - 5 \sin 5\theta + 6 \cos 3\theta) \sin \theta \quad (3.20)$$

$$y = (\cos 3\theta + \cos 5\theta + 2\sin 3\theta + 50) \sin \theta + (-3\sin 3\theta - 5 \sin 5\theta + 6 \cos 3\theta) \cos \theta \quad (3.21)$$

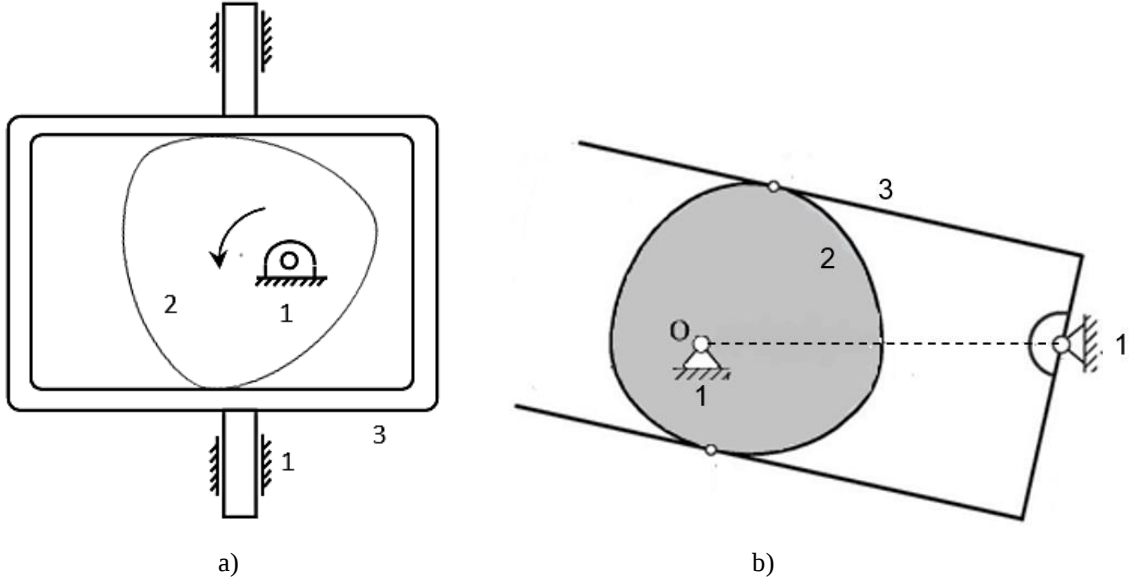


Şekil 3.7. Asimetrik polinom tipi sabit çaplı eğri (Rabinowitz, 1997)

### 3.2. Sabit Çaplı Kam Mekanizmaları

Sabit çaplı kam mekanizmaları genelde şekil kapalı mekanizmalardır. Sabit çaplı bir kam profili iki şekilde oluşturulabilir, ilki Reuleaux yöntemi. Bu yöntemde profil daire yayları ile oluşturulur. İkincisi, uygun bir sabit çaplı eğriyi kam profili olarak kullanmaktır. Mekanizmada kam tahrik uzvudur, kamın hareket verdiği uzuv Şekil 3.8’de görüldüğü gibi ötelenme hareketi veya sarkaç hareketi yapabilir. (Söylemez, 2017)

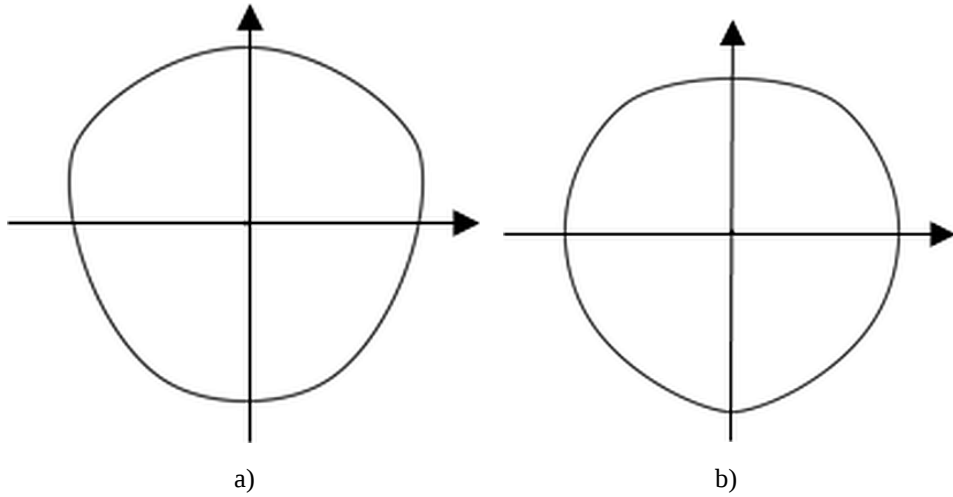
Daire yayların birleştirilmesiyle elde edilen kam profilinin imalatı nispeten daha kolaydır, fakat dinamik özellikleri iyi değildir. Bunun nedeni farklı yarıçaplara sahip daire yayların birleştiği noktalarda, profilin eğriliği aniden değişir. Bu durum izleyicide ani hızlanma ve atalet kuvvetinde değişikliklere yol açar. Bir kam mekanizmasındaki elemanların elastikliği nedeniyle, atalet kuvvetindeki ani değişiklikler, istenmeyen titreşimlere neden olmaktadır. Polinom tipi sabit çaplı bir eğri ile elde edilen sabit çaplı kam profilinde bu dezavantajlar minimuma indirilebilir. (Ye & Smith, 2002)

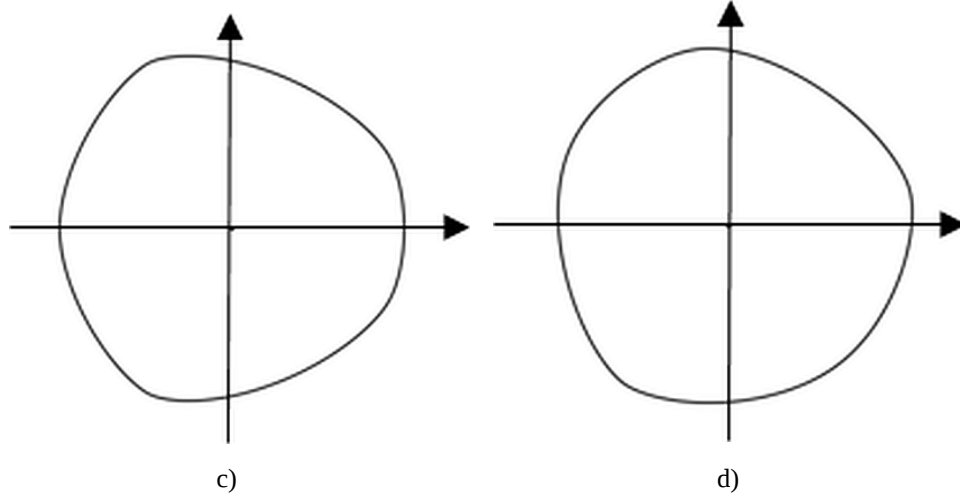


**Şekil 3.8.** Sabit çaplı kam mekanizmaları a) Doğrusal hareketli tablalı izleyicili b) Sarkaç kollu izleyicili (Cardona, Zayas, & Jordi, Radius of Curvature and Sliding Velocity in Constant-Breadth Cam Mechanisms, 2014)

### 3.2.1. Sabit Çaplı Kam Profilleri

Literatürdeki çalışmalar incelenerek ve kısmen de deneme yanılma yapılarak bulunan ve bilgisayar ortamında doğrulanan dört farklı sabit çaplı kam profili Şekil 3.9'da verilmiştir. Şekil 3.9a ve 3.9b'de bulunan kam profilleri simetrik, diğerleri asimetrik profillerdir.





**Şekil 3.9.** Elde edilen sabit çaplı kam profilleri

### 3.2.2. Sabit Çaplı Kam Profillerinin Destek Fonksiyonları

Şekil 3.9’da verilen sabit çaplı kam profillerinin destek fonksiyonları sırasıyla aşağıda verilmiştir:

$$a. p(\theta) = \sin 3\theta + \frac{13}{15} \sin 3\theta \cos 2\theta + 25 \quad (3.22)$$

$$b. p(\theta) = 2\cos^2 2\theta \sin^3 \theta + 25 \quad (3.23)$$

$$c. p(\theta) = 2\sin(\pi \cos \theta) \cos(\pi \sin \theta) + 25 \quad (3.24)$$

$$d. p(\theta) = \sin 2\theta \cos 3\theta + \cos 3\theta + 25 \quad (3.25)$$

Yukarıdaki denklemlerde destek fonksiyonları verilen sabit çaplı kam profillerinin genişlikleri aynı olacak şekilde düşünülmüştür ve  $w = 50 \text{ mm}$ ’dir.

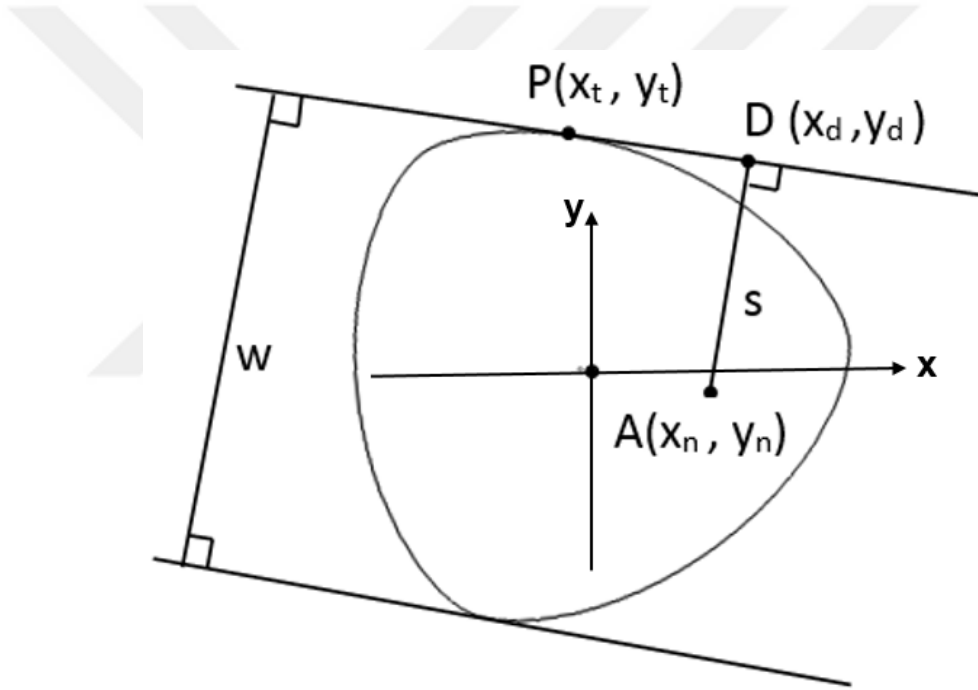
### 3.2.3. Sabit Çaplı Eğrilerin Polinom Denklemleri

Bölüm 3.2.2’de verilen sabit çaplı eğrilerin destek fonksiyonu ile tanımlanmasının yanı sıra eğriler kapalı formda polinom şeklindeki denklemlerle de ifade edilebilir. Denklem 3.18’deki gibi ara işlemler uygulanırsa sabit çaplı eğrinin kapalı formda polinom denklemi elde edilebilir. Şekil 3.9a, 3.9b ve 3.9d’de verilen sabit çaplı kam profillerinin kapalı formdaki polinom denklemleri Ek 1’de verilmiştir.

### 3.2.4. Doğrusal Hareketli Tablalı İzleyicili Sabit Çaplı Kam Mekanizmasının Kinematik Analizi

Şekil 3.8’teki kam mekanizmasında ötelenme hareketi yapan 3 nolu uzuv sabit çaplı kama daima teğettir. Bu uzvun konum denklemini elde etmek için kinematik inversiyon prensibi uygulanabilir. Bunun için kamın sabit olduğu, 3 nolu uzvun onun etrafında döndüğü düşünülürse Şekil 3.10’da görüldüğü gibi, herhangi bir konumda kama teğet olan uzuv doğrultusunun kam dönme merkezine(A) dik uzaklığı, uzvun doğrusal konumu s olacaktır.

P noktasındaki teğet doğrunun eğimi,



Şekil 3.10. Sabit çaplı kam ve teğetleri

$m = \frac{dy}{dx} = \frac{dy/d\theta}{dx/d\theta} = \frac{y'}{x'}$  ve doğru denklemi,  $y = y_t + m(x - x_t)$  şeklindedir.

Kama ait sabit mafsalsal noktası  $A(x_n, y_n)$ ’dan teğete çizilen dikin eğimi  $m \cdot m' = -1$ ’den,  $m' = -1/m$  ve denklemi,  $y = y_n + m'(x - x_n)$  şeklindedir.

Bu iki doğrunun kesim noktası D, denklemlerin ortak çözümünden bulunur:

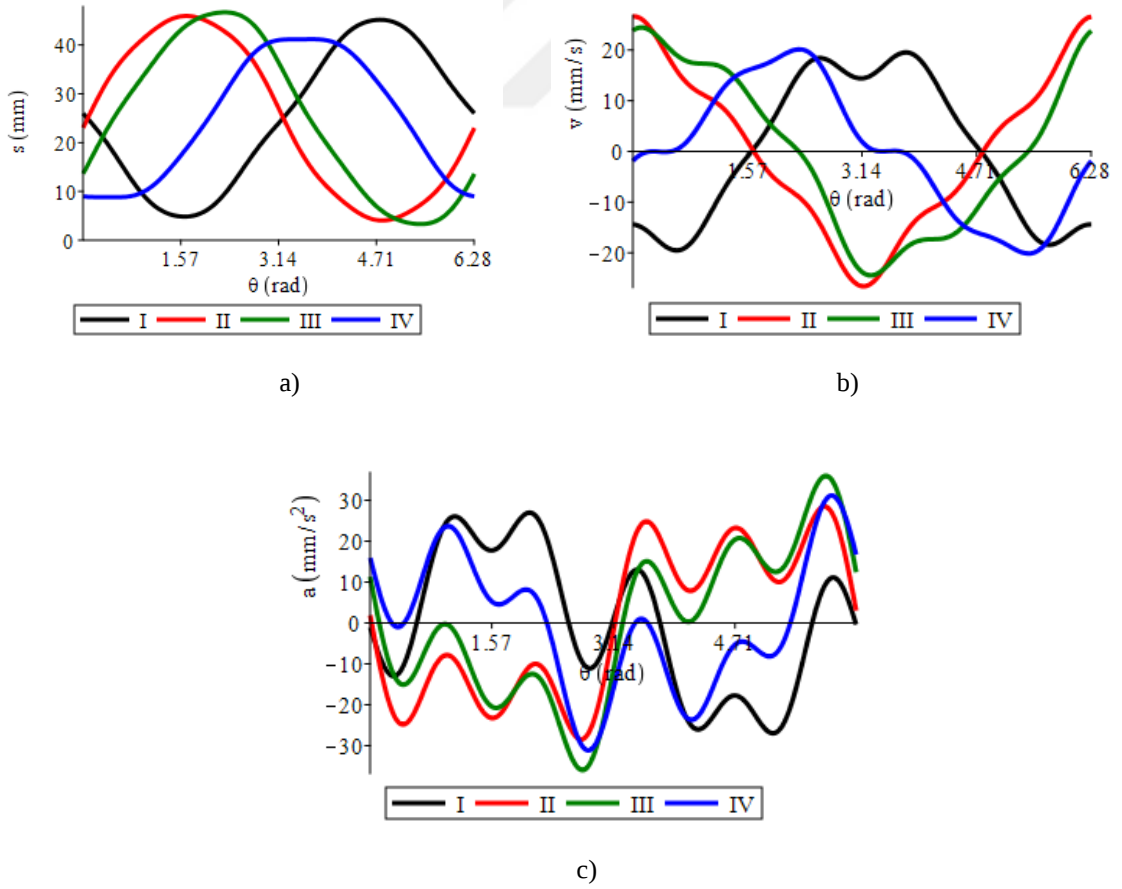
$$x_d = \frac{m^2 x_t + m(y_t - y_n) + y_n}{(1 + m^2)} \quad (3.26)$$

$$y_d = \frac{m^2 y_n + m(x_n - x_t) + y_t}{(1+m^2)} \quad (3.27)$$

Herhangi bir  $\theta$  kam açısında  $x_t$  ve  $y_t$  koordinatları ve bunların türevleri  $x'_t$ ,  $y'_t$  denklem 3.10 ve 3.11 aracılığıyla hesaplanır. 3 nolu uzvun doğrusal konumu  $s$ , AD diğinin uzunluğuna eşittir:

$$s = s(\theta) = \sqrt{(x_d - x_n)^2 + (y_d - y_n)^2} \quad (3.28)$$

Denklem 3.28'nin kam dönme açısı  $\theta$ 'ya göre birinci türevi doğrusal hareketli izleyicinin normalize hız denklemini, ikinci türevi ise normalize ivme denklemini verir. Şekil 3.6 ve Şekil 3.9'daki sabit çaplı kam profilleri kullanılarak oluşturulan doğrusal hareketli tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmalarının konum, normalize hız ve normalize ivme grafikleri Şekil 3.11, 3.12, 3.13, 3.14 ve 3.15'te verilmiştir. Sabit mafsal noktası koordinatları her profil için farklı değerlerde alınmıştır. ( $w = 50$  mm)

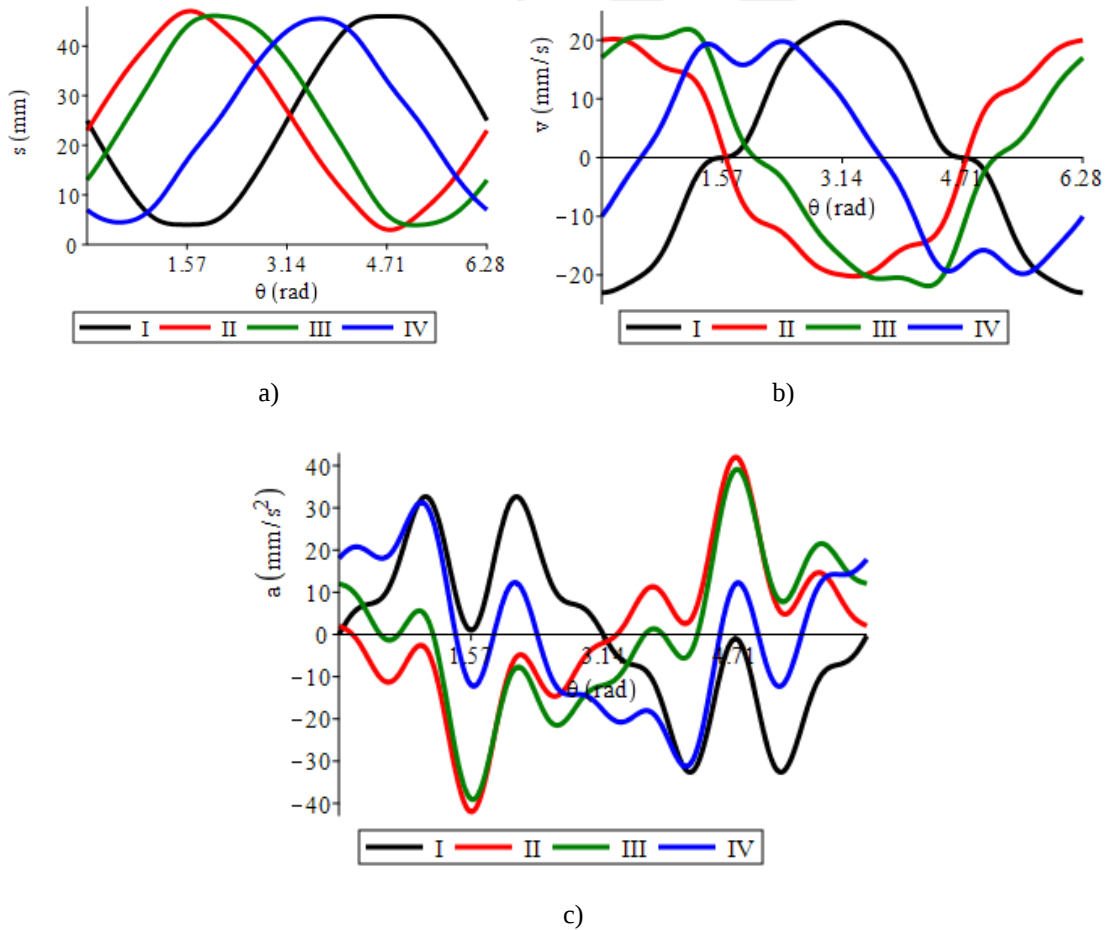


**Şekil 3.11.** Şekil 3.9a'daki kam profili kullanılarak oluşturulan doğrusal hareketli tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) konum grafiği b) hız grafiği c) ivme grafiği

Şekil 3.11’da verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I→  $x_n = -1$  mm,  $y_n = 20$  mm
- II→  $x_n = 2$  mm,  $y_n = -21$  mm
- III→  $x_n = 11.4$  mm,  $y_n = -18.2$  mm
- IV→  $x_n = 16$  mm,  $y_n = 7.5$  mm

Şekil 3.11a’da görüldüğü gibi sabit mafsal noktası koordinatları  $x_n = 16$  mm,  $y_n = 7.5$  mm alındığı zaman  $\theta = \pi$  rad civarında mavi renk ile belirtilen IV no’lu grafikte yaklaşık  $40^\circ$ ’lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır. Buradaki hareket tipi BHB’dir.

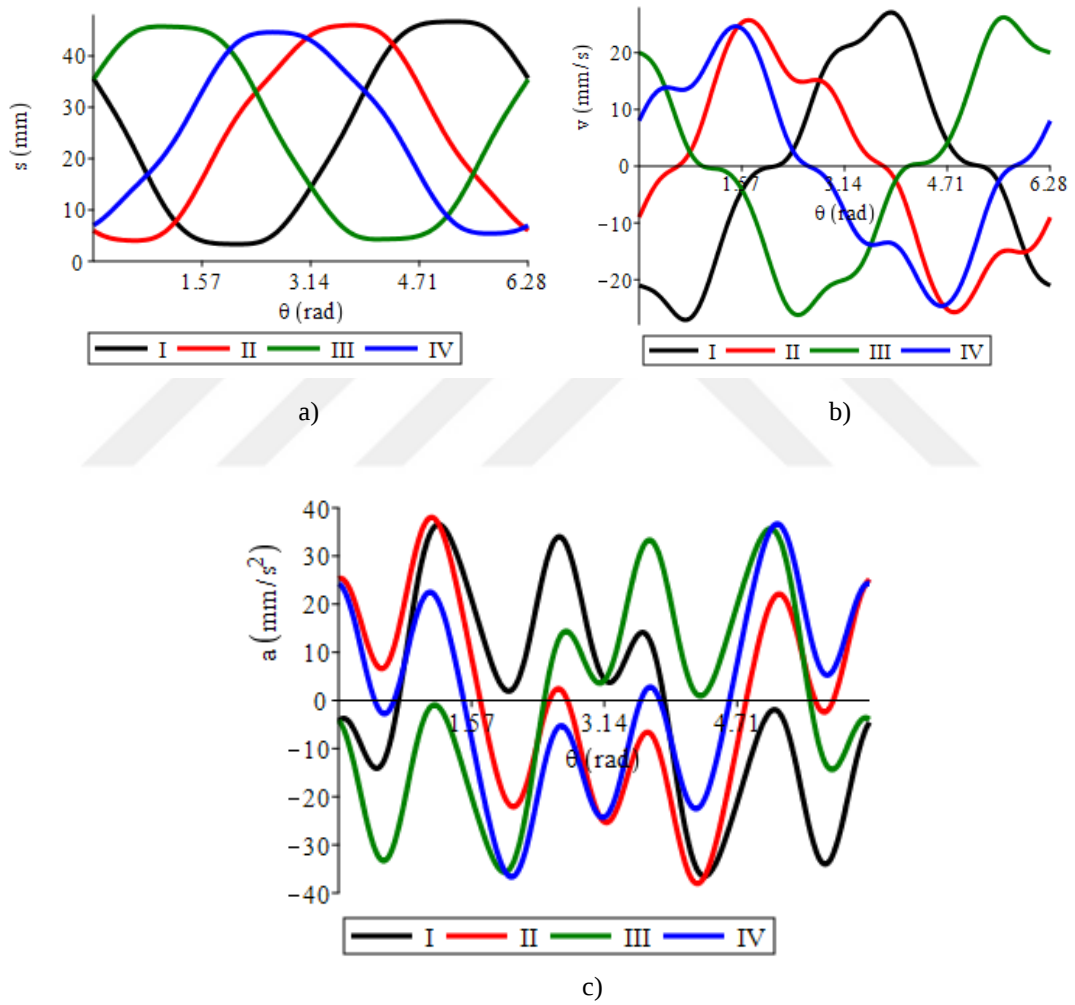


**Şekil 3.12.** Şekil 3.9b’deki kam profili kullanılarak oluşturulan doğrusal hareketli tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) konum grafiği b) hız grafiği c) ivme grafiği

Şekil 3.12’de verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I→  $x_n = 0$  mm,  $y_n = 23$  mm
- II→  $x_n = 2$  mm,  $y_n = -20$  mm
- III→  $x_n = 12$  mm,  $y_n = -17$  mm
- IV→  $x_n = 18$  mm,  $y_n = 10$  mm

Şekil 3.12a'da görüldüğü gibi sabit mafsal noktası koordinatları  $x_n = 0$  mm,  $y_n = 23$  mm alındığı zaman  $\theta = 3\pi/2$  rad civarında siyah renk ile belirtilen I no'lu grafikte yaklaşık  $35^\circ$ 'lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır. Buradaki hareket tipi de BHB'dir.



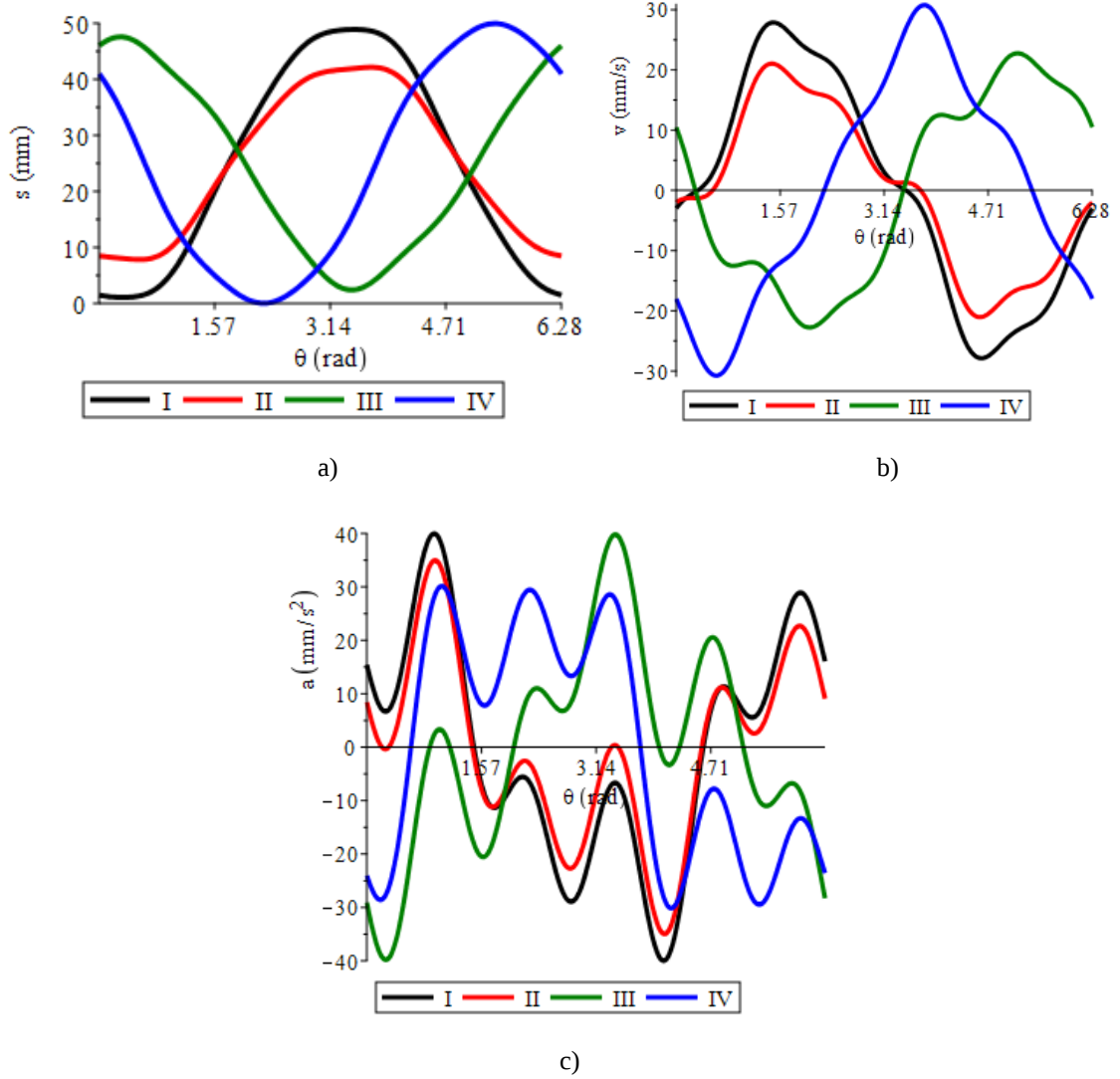
**Şekil 3.13.** Şekil 3.9c'deki kam profili kullanılarak oluşturulan doğrusal hareketli tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) konum grafiği b) hız grafiği c) ivme grafiği

Şekil 3.13'te verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I→  $x_n = -10.6$  mm,  $y_n = 21$  mm
- II→  $x_n = 19$  mm,  $y_n = 9$  mm

- III  $\rightarrow x_n = -10.4 \text{ mm}, y_n = -20 \text{ mm}$
- IV  $\rightarrow x_n = 18 \text{ mm}, y_n = -8 \text{ mm}$

Şekil 3.13a'da görüldüğü gibi sabit mafsalsal noktası koordinatları  $x_n = -10.6 \text{ mm}$ ,  $y_n = 21 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi/2 \text{ rad}$  civarında siyah renk ile belirtilen I no'lu grafikte yaklaşık  $30^\circ$ 'lik ve  $\theta = 3\pi/2 \text{ rad}$  civarında ise yaklaşık  $45^\circ$ 'lik bekleme periyotları oluşmaktadır. Ayrıca  $x_n = -10.4 \text{ mm}, y_n = -20 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi/4 \text{ rad}$  ve  $\theta = 5\pi/4 \text{ rad}$  civarlarında yeşil renk ile belirtilen III no'lu grafikte yaklaşık  $20^\circ$ 'lik bekleme periyotları oluşmaktadır. Buradaki hareket tipleri de BHB'dir. Burada, hareket tipi Şekil 3.9b'deki kam profiline benzer bir harekete sahip olsa da Şekil 3.9c'deki kam profilinin asimetrik bir profile olmasından dolayı konum, hız ve ivme grafiklerinde bazı bozulmalar görülmektedir.

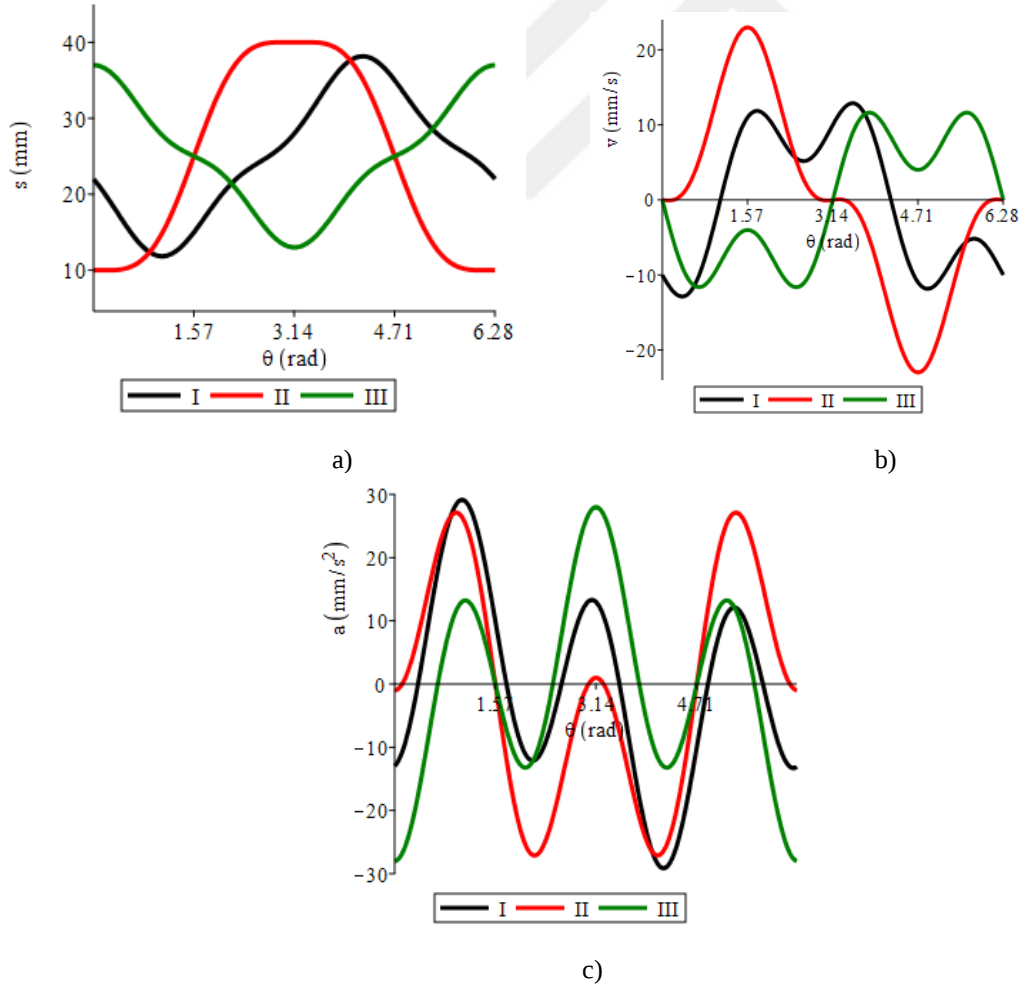


**Şekil 3.14.** Şekil 3.9d'deki kam profili kullanılarak oluşturulan doğrusal hareketli tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) konum grafiği b) hız grafiği c) ivme grafiği

Şekil 3.14'te verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I →  $x_n = 24.5 \text{ mm}$ ,  $y_n = 5 \text{ mm}$
- II →  $x_n = 17.5 \text{ mm}$ ,  $y_n = 4 \text{ mm}$
- III →  $x_n = -20 \text{ mm}$ ,  $y_n = -8.5 \text{ mm}$
- IV →  $x_n = -15 \text{ mm}$ ,  $y_n = 20 \text{ mm}$

Şekil 3.14a'da görüldüğü gibi sabit mafsal noktası koordinatları  $x_n = 24.5 \text{ mm}$ ,  $y_n = 5 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi \text{ rad}$  civarında siyah renk ile belirtilen I no'lu grafikte yaklaşık  $25^\circ$ 'lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır. Buradaki hareket tipi de BHB'dir. Buradaki kam profili, Şekil 3.9c'de bulunan kam profili ile benzer şekilde asimetrik bir profildir. Bu yüzden konum, hız ve ivme grafiklerine bakıldığında bekleme periyodu hem kısadır hem de grafikler Şekil 3.6, Şekil 3.9a ve 3.9b'de bulunan kam profilleri gibi simetrik olmadığı için bozulmalar oluşmaktadır.



**Şekil 3.15.** Şekil 3.6'daki kam profili kullanılarak oluşturulan doğrusal hareketli tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) konum grafiği b) hız grafiği c) ivme grafiği

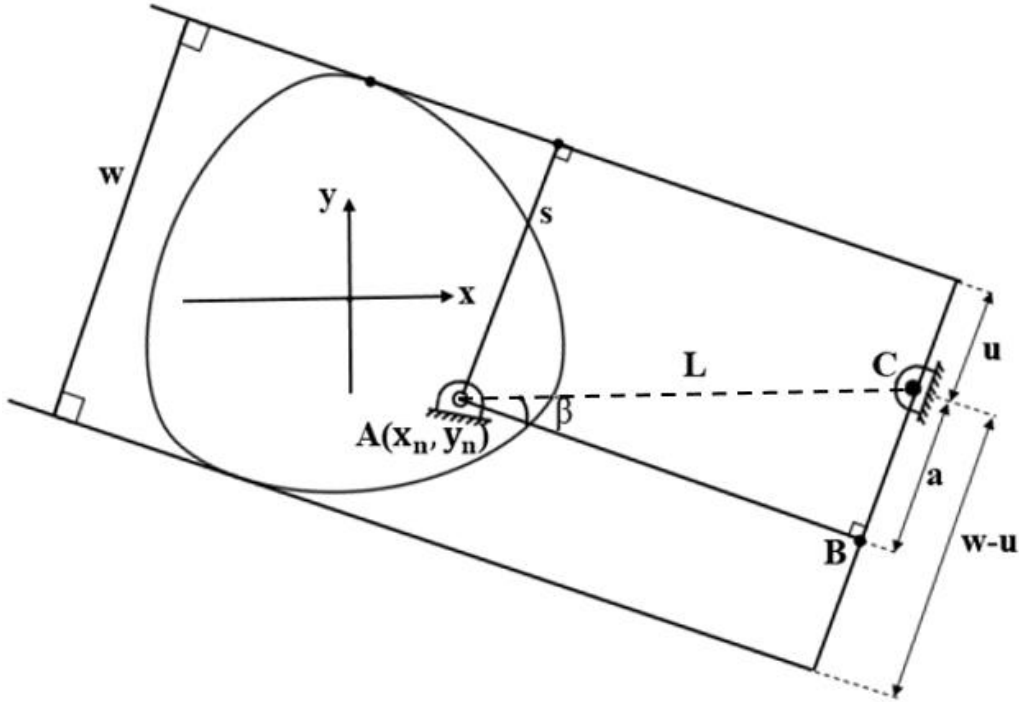
Şekil 3.15'te verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsalsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I →  $x_n = 5 \text{ mm}$ ,  $y_n = 10 \text{ mm}$
- II →  $x_n = 17 \text{ mm}$ ,  $y_n = 0 \text{ mm}$
- III →  $x_n = -10 \text{ mm}$ ,  $y_n = 0 \text{ mm}$

Şekil 3.15a'da görüldüğü gibi sabit mafsalsal noktası koordinatları  $x_n = 17 \text{ mm}$ ,  $y_n = 0 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi$  rad civarında kırmızı renk ile belirtilen II no'lu grafikte yaklaşık  $55^\circ$ 'lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır. Buradaki hareket tipi de BHB'dir.

### 3.2.5. Sarkaç Kollu Tablalı İzleyicili Sabit Çaplı Kam Mekanizmalarının Kinematik Analizi

Kinematik inversiyon prensibi sarkaç kollu izleyicili kam mekanizmalarında da uygulanırsa Şekil 3.16'da görüldüğü gibi bir geometri ortaya çıkar. Bu tip mekanizmalarda Şekil 3.16'da görülen  $\beta$  açısı, sarkaç kolun açısal konumunu ifade eder.



Şekil 3.16. Sarkaç kollu izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasında kinematik inversiyon prensibinin uygulanması

Burada, Şekil 3.16'dan görüleceği gibi:

$$u \leq w \quad (3.29)$$

$$a = s - u \quad (3.30)$$

Burada s mesafesi, sabit mafsal noktasından kam profiline teğet olan çizgiye çizilen dik mesafedir ve denklem 3.28'de tanımlanmıştır.

Şekil 3.16'da görülen ABC üçgeninden  $\beta$  açısı aşağıda görüldüğü gibi yazılır:

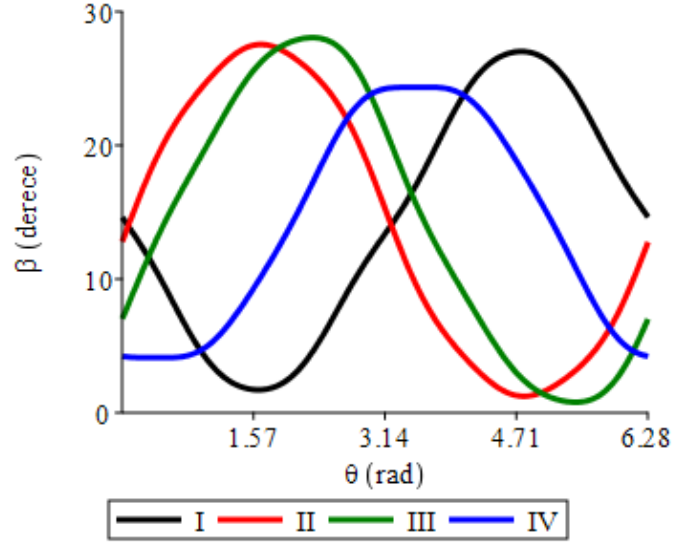
$$\beta = \arcsin \frac{a}{L} \quad (3.31)$$

Denklem 3.30, denklem 3.31'de yerine koyulursa,  $\beta$  açısı, s cinsinden aşağıdaki gibi bulunur:

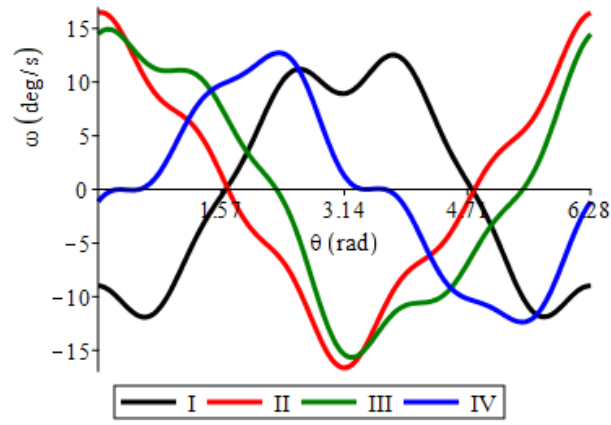
$$\beta = \arcsin \frac{s-u}{L} \quad (3.32)$$

Şekil 3.16'da verilen sarkaç kollu izleyicinin sabit uzuv uzunluğu olan L ve buna bağlı olan u değerleri değiştirilerek farklı mekanizmalar elde edilebilir. Burada dikkat edilmesi gereken, Denklem 3.29'da verildiği gibi u değerinin, kam profilinin genişliği w değerinden büyük olmamasıdır.

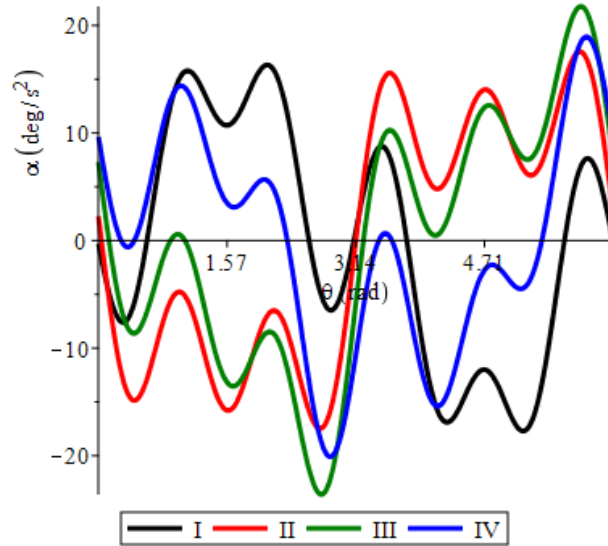
Şekil 3.6 ve 3.9'da bulunan sabit çaplı kam profilleri kullanılarak oluşturulan sarkaç kollu izleyicili sabit çaplı kam mekanizmalarının konum, normalize hız ve normalize ivme grafikleri Şekil 3.17, 3.18, 3.19 ve 3.20'de verilmiştir. Sabit mafsal noktası koordinatları farklı değerlerde ve  $u = 2 \text{ mm}$ ,  $L = 95 \text{ mm}$  alınmıştır. ( $w = 50 \text{ mm}$ )



a)



b)



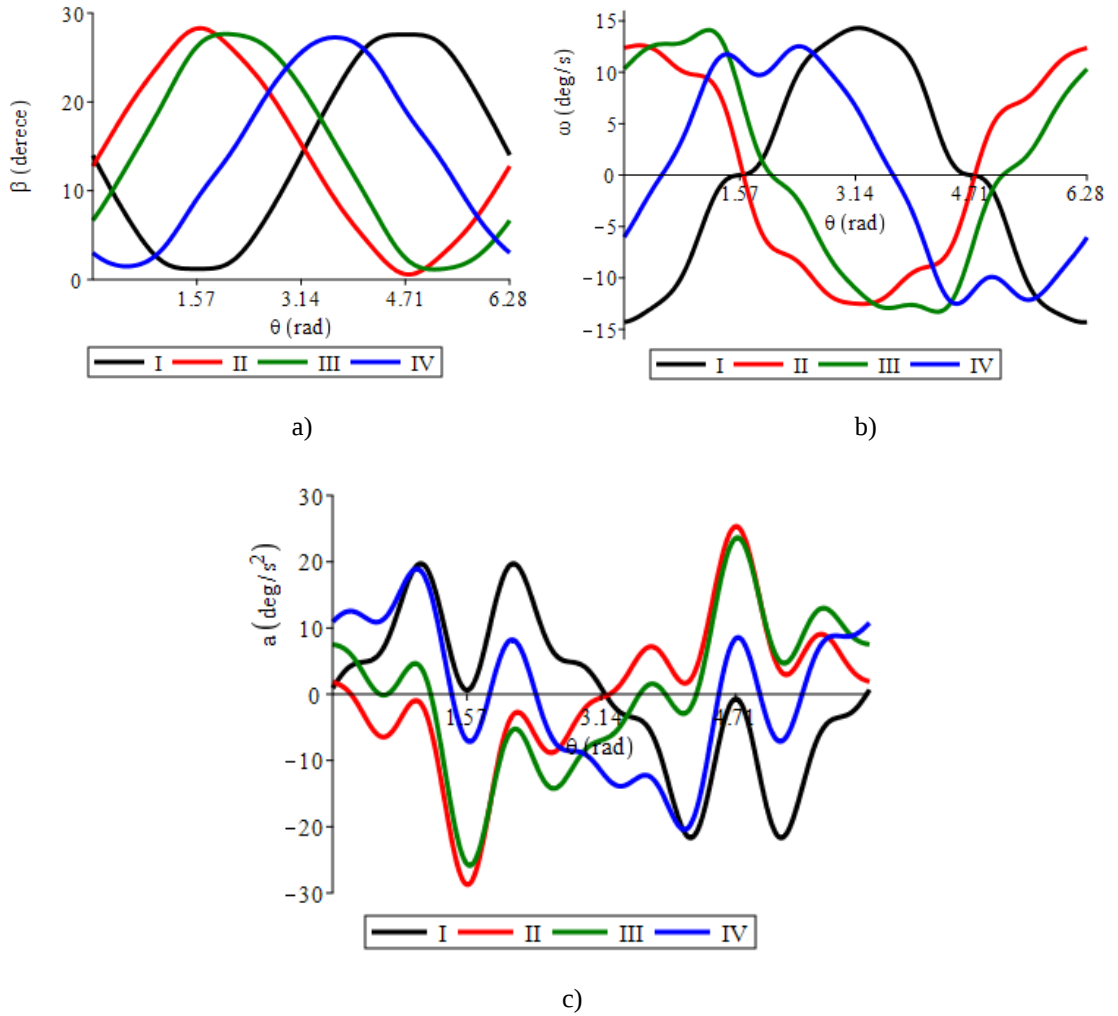
c)

**Şekil 3.17.** Şekil 3.9a'daki kam profili kullanılarak oluşturulan sarkaç kollu tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) açısal konum grafiği b) açısal hız grafiği c) açısal ivme grafiği

Şekil 3.17’de verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I →  $x_n = -1 \text{ mm}$ ,  $y_n = 20 \text{ mm}$
- II →  $x_n = 2 \text{ mm}$ ,  $y_n = -21 \text{ mm}$
- III →  $x_n = 11.4 \text{ mm}$ ,  $y_n = -18.2 \text{ mm}$
- IV →  $x_n = 16 \text{ mm}$ ,  $y_n = 7.5 \text{ mm}$

Şekil 3.17a’da görüldüğü gibi sabit mafsal noktası koordinatları  $x_n = 16 \text{ mm}$ ,  $y_n = 7.5 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi \text{ rad}$  civarında mavi renk ile belirtilen IV no’lu grafikte yaklaşık  $45^\circ$ ’lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır. Buradaki hareket tipi BHB’dir.

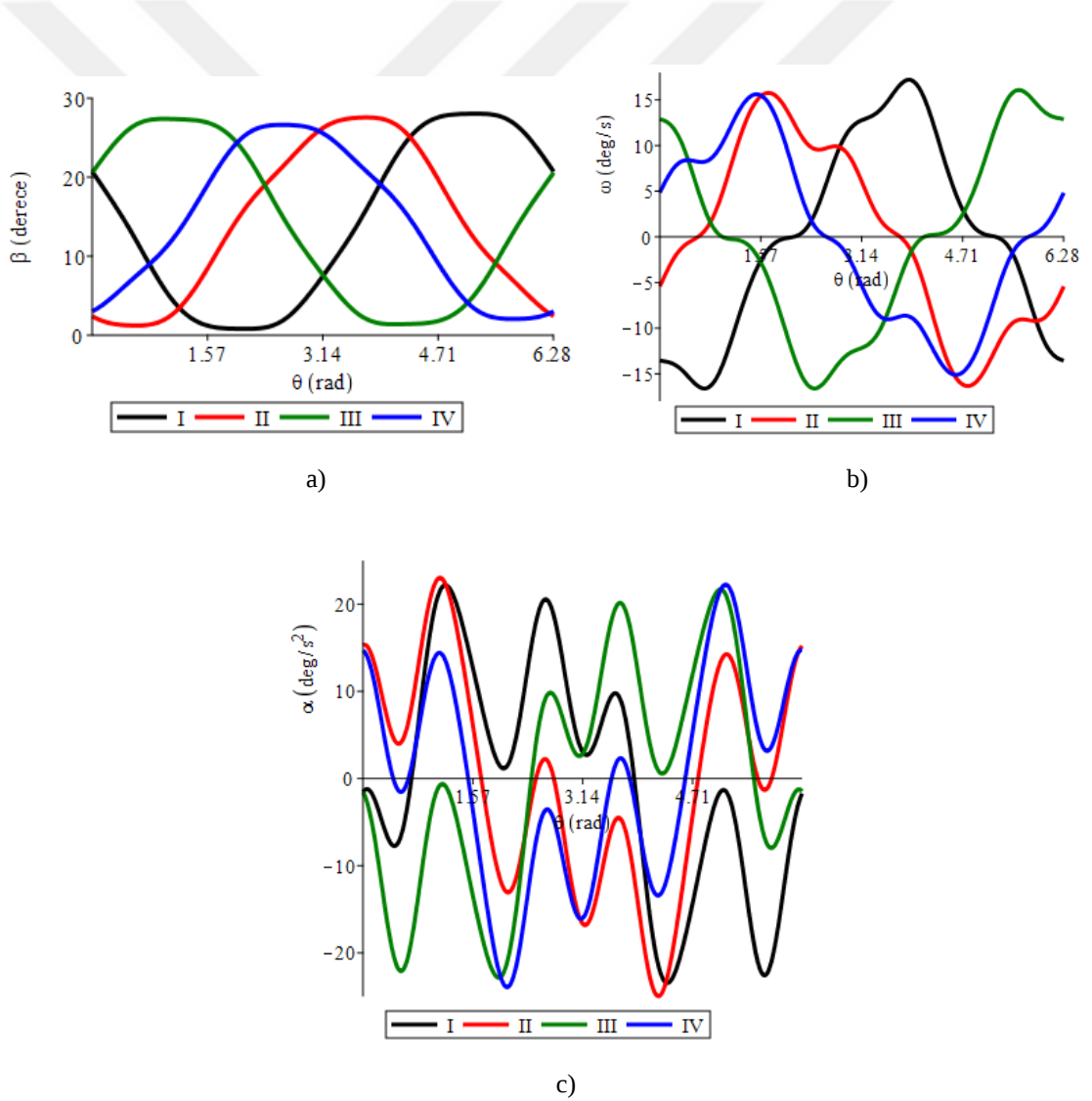


**Şekil 3.18.** Şekil 3.9b’deki kam profili kullanılarak oluşturulan sarkaç kollu tabanlı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) açısal konum grafiği b) açısal hız grafiği c) açısal ivme grafiği

Şekil 3.18’da verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I→  $x_n = 0$  mm,  $y_n = 23$  mm
- II→  $x_n = 2$  mm,  $y_n = -20$  mm
- III→  $x_n = 12$  mm,  $y_n = -17$  mm
- IV→  $x_n = 18$  mm,  $y_n = 10$  mm

Şekil 3.18a’da görüldüğü gibi sabit mafsal noktası koordinatları  $x_n = 0$  mm,  $y_n = 23$  mm alındığı zaman  $\theta = \pi/2$  rad ve  $\theta = 3\pi/2$  rad civarında siyah renk ile belirtilen I no’lu grafikte yaklaşık  $25^\circ$  ve  $35^\circ$  ‘lik bir bekleme periyotları oluşmaktadır. Buradaki hareket tipi de BHB’dir.

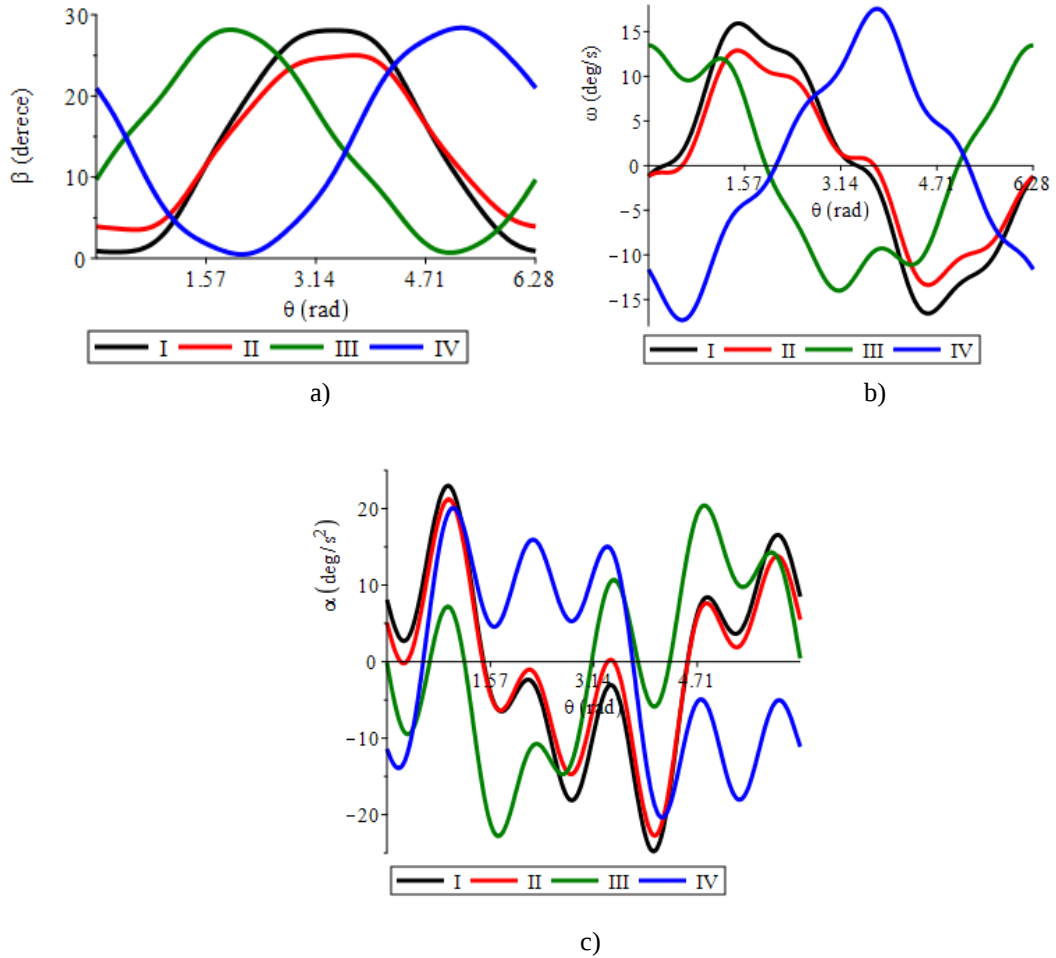


**Şekil 3.19.** Şekil 3.9c’deki kam profili kullanılarak oluşturulan sarkaç kollu tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) açısal konum grafiği b) açısal hız grafiği c) açısal ivme grafiği

Şekil 3.19'da verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I →  $x_n = -10.6 \text{ mm}$ ,  $y_n = 21 \text{ mm}$
- II →  $x_n = 19 \text{ mm}$ ,  $y_n = 9 \text{ mm}$
- III →  $x_n = -10.4 \text{ mm}$ ,  $y_n = -20 \text{ mm}$
- IV →  $x_n = 18 \text{ mm}$ ,  $y_n = -8 \text{ mm}$

Şekil 3.19a'da görüldüğü gibi sabit mafsal noktası koordinatları  $x_n = -10.6 \text{ mm}$ ,  $y_n = 21 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi/2 \text{ rad}$  civarında siyah renk ile belirtilen I no'lu grafikte yaklaşık  $30^\circ$ 'lik ve  $\theta = 3\pi/2 \text{ rad}$  civarında ise yaklaşık  $45^\circ$ 'lik bekleme periyotları oluşmaktadır. Ayrıca  $x_n = -10.4 \text{ mm}$ ,  $y_n = -20 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi/4 \text{ rad}$  ve  $\theta = 5\pi/4 \text{ rad}$  civarlarında yeşil renk ile belirtilen III no'lu grafikte yaklaşık  $20^\circ$  'lik bekleme periyotları oluşmaktadır. Buradaki hareket tipi de BHB'dir.

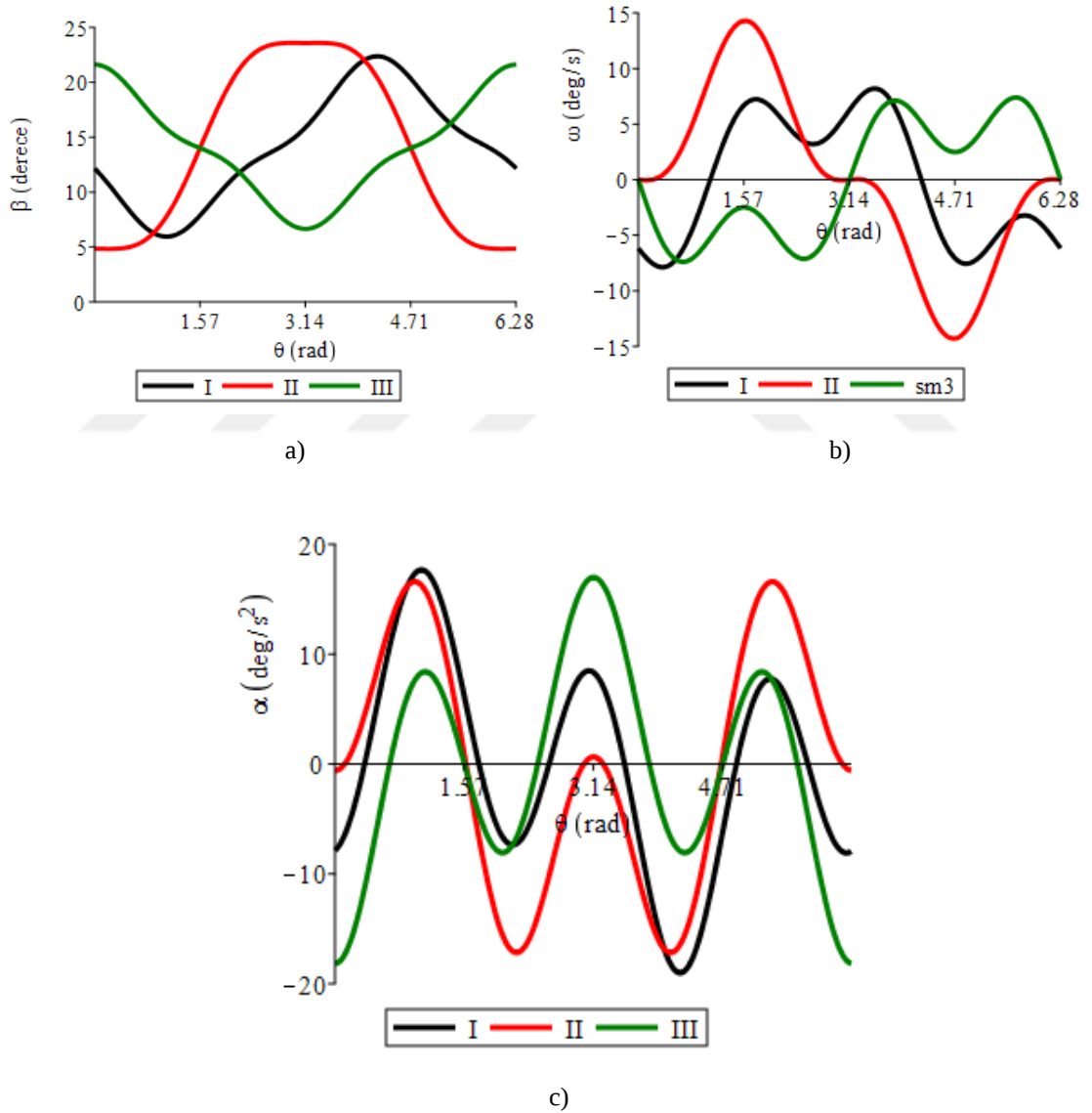


**Şekil 3.20.** Şekil 3.9d'deki kam profili kullanılarak oluşturulan sarkaç kollu tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) açısal konum grafiği b) açısal hız grafiği c) açısal ivme grafiği

Şekil 3.20’de verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsalsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I →  $x_n = 22.5 \text{ mm}$ ,  $y_n = 4 \text{ mm}$
- II →  $x_n = 17.5 \text{ mm}$ ,  $y_n = 4 \text{ mm}$
- III →  $x_n = 8 \text{ mm}$ ,  $y_n = -20 \text{ mm}$
- IV →  $x_n = -10 \text{ mm}$ ,  $y_n = 20 \text{ mm}$

Şekil 3.20a’da görüldüğü gibi sabit mafsalsal noktası koordinatları  $x_n = 22.5 \text{ mm}$ ,  $y_n = 4 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi \text{ rad}$  civarında siyah renk ile belirtilen I no’lu grafikte yaklaşık  $30^\circ$  ‘lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır.

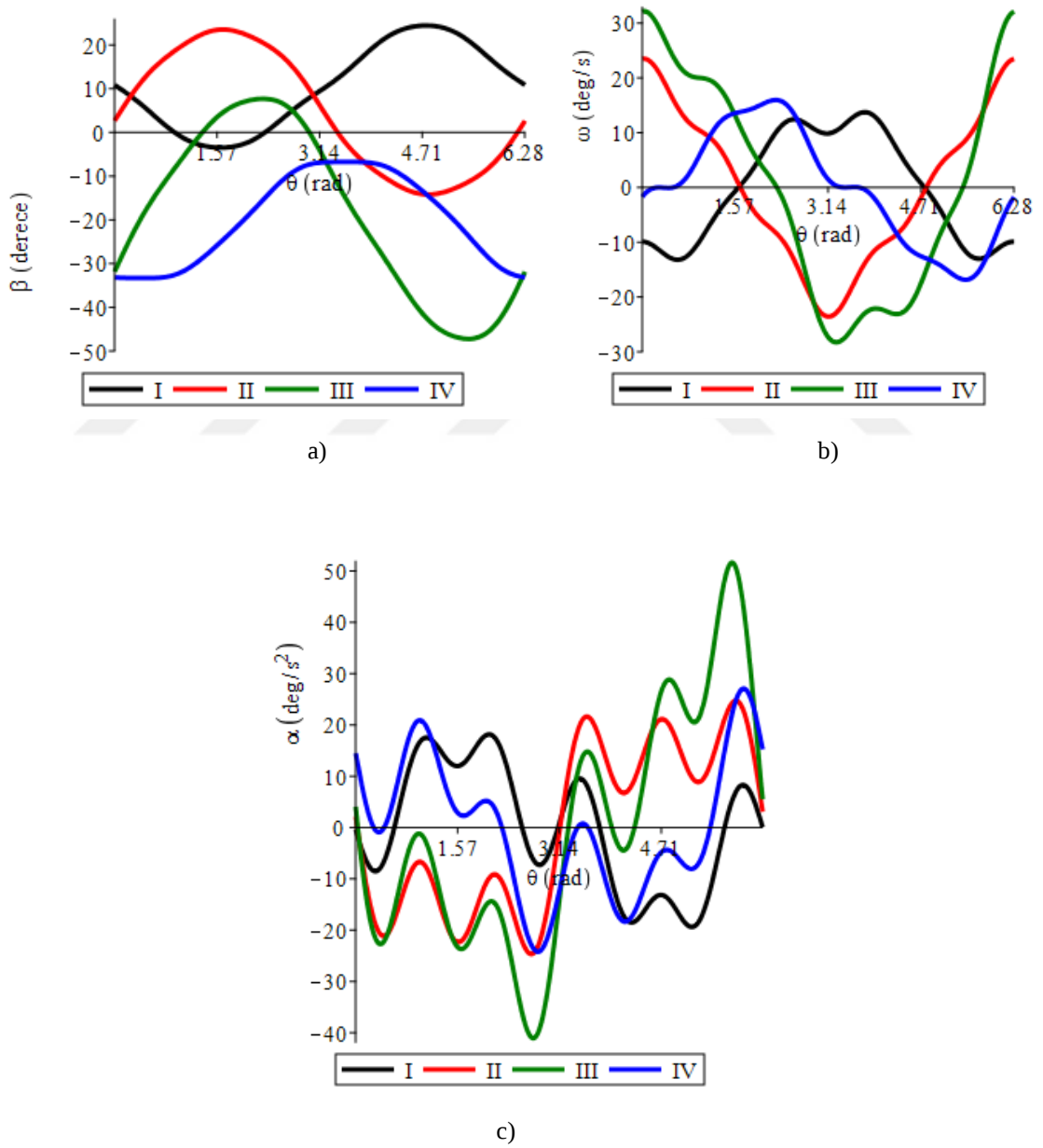


**Şekil 3.21.** Şekil 3.6’deki kam profili kullanılarak oluşturulan sarkaç kollu tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) açısal konum grafiği b) açısal hız grafiği c) açısal ivme grafiği

Şekil 3.21’de verilen kinematik analizlerde alınan sabit mafsal noktası koordinatları aşağıda verilmiştir:

- I→  $x_n = 5 \text{ mm}$ ,  $y_n = 10 \text{ mm}$
- II→  $x_n = 17 \text{ mm}$ ,  $y_n = 0 \text{ mm}$
- III→  $x_n = -10 \text{ mm}$ ,  $y_n = 0 \text{ mm}$

Şekil 3.21a’da görüldüğü gibi sabit mafsal noktası koordinatları  $x_n = 17 \text{ mm}$ ,  $y_n = 0 \text{ mm}$  alındığı zaman  $\theta = \pi \text{ rad}$  civarında kırmızı renk ile belirtilen II no’lu grafikte yaklaşık  $55^\circ$  ‘lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır.



**Şekil 3.22.** Şekil 3.9a’daki kam profili kullanılarak oluşturulan kol uzunlukları farklı sarkaç kollu tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizmasının kinematik analizleri a) açısal konum grafiği b) açısal hız grafiği c) açısal ivme grafiği

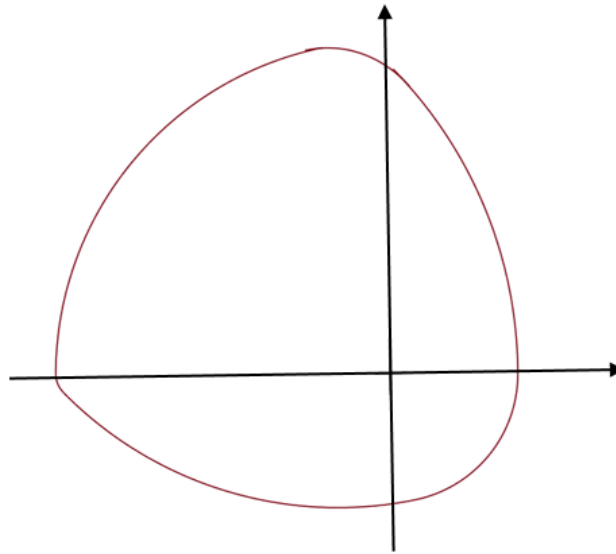
Şekil 3.22’de verilen kinematik analizlerde farklı değerlerde alınan sarkaç kol uzunluğu  $L$  ve buna bağlı olan  $u$  değişkenleri aşağıda verilmiştir:

- I→  $u = 10$  mm,  $L = 85$  mm
- II→  $u = 20$  mm,  $L = 65$  mm
- III→  $u = 40$  mm,  $L = 50$  mm
- IV→  $u = 50$  mm,  $L = 75$  mm

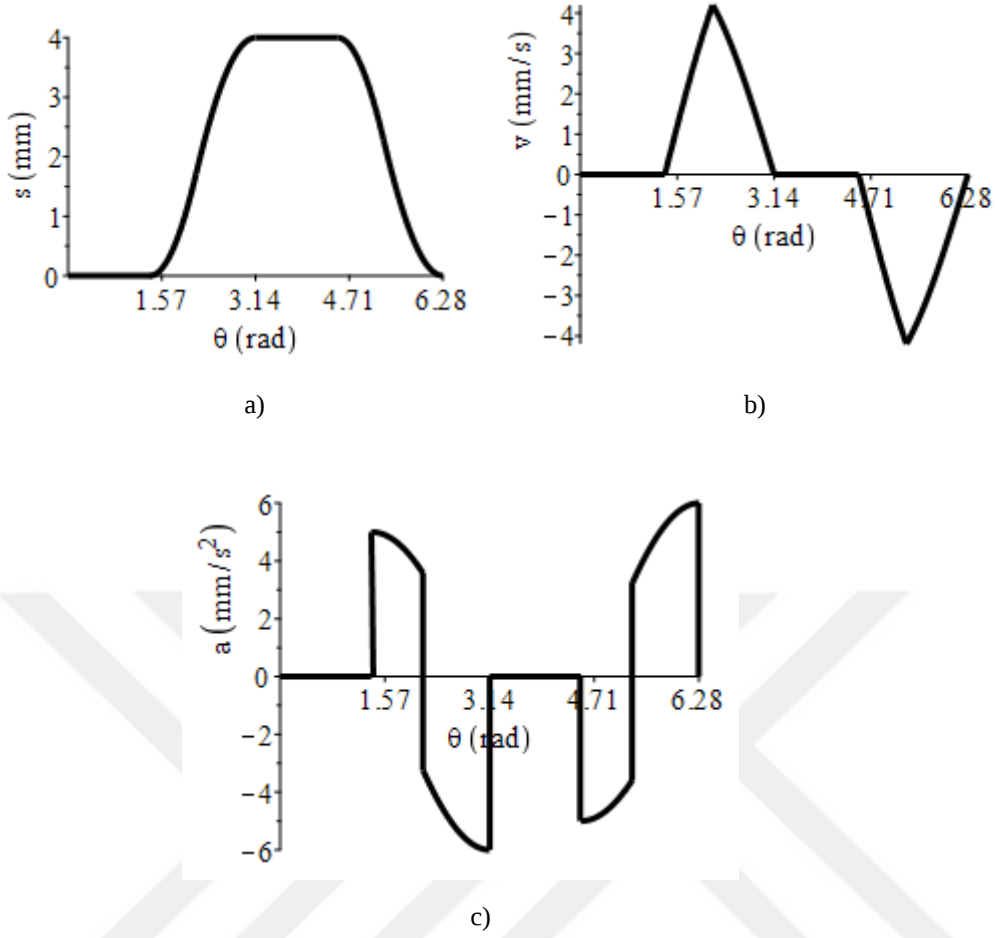
Örneğin Şekil 3.17’de bulunan kinematik analizde, sabit mafsalsal noktası koordinatları değiştirilmeden, sarkaç kol uzunluklarına yukarıda verilen kurallara uygun olarak farklı değerler alırlarsa, Şekil 3.22’den görüleceği gibi, Şekil 3.17’den farklı olarak kinematik analizlerde sadece başlangıç ve bitiş değerleri değişecektir. Bu durum diğer kam profilleri için de geçerlidir.

### 3.2.6. Doğrusal Hareketli Tablalı İzleyicili Reuleaux Tipi Profilli Kam Mekanizmasının Kinematik Analizi

Burada referans (Dhande & Rajaram, 1984)’da daire yaylarıyla oluşan Reuleaux tipi profilli kam mekanizmasının kinematik analizi yapılmıştır. Makalede, mekanizmada kullanılan kam profili oluşturularak kinematik analizi bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.23’te kam profili, Şekil 3.24’te doğrusal hareketli tablalı izleyicili sabit çaplı kam mekanizması için kinematik analizi verilmiştir.



Şekil 3.23. Reuleaux tipi kam profili (Dhande & Rajaram, 1984)



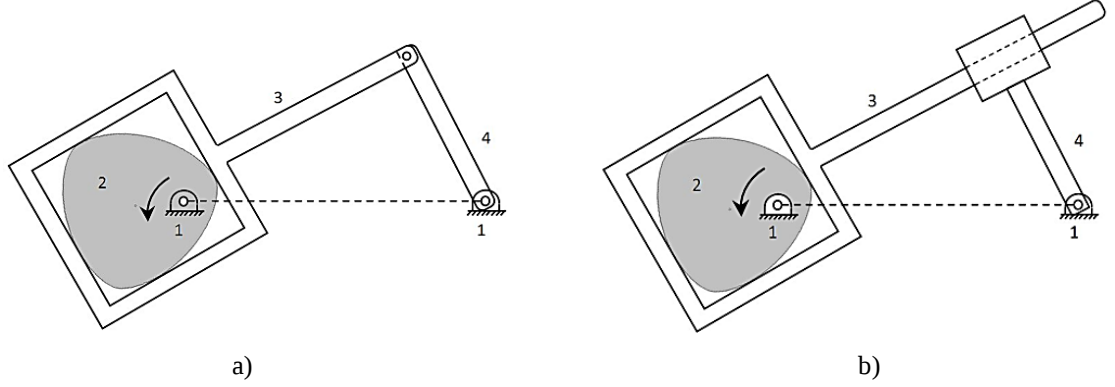
**Şekil 3.24.** Doğrusal hareketli tablalı izleyicili Reuleaux tipi profil kam mekanizmasının kinematik analizleri a) konum grafiği b) hız grafiği c) ivme grafiği (Dhande & Rajaram, 1984)

Daire yaylarıyla oluşturulan Reuleaux tipi sabit çaplı kam mekanizmalarında Şekil 3.24'te verilen hız ve ivme grafiklerinde süreksizlik açıkça görülmektedir. Polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarında kam profili olarak kullanılan eğrilerde süreksizlik olmadığı için hız ve ivme grafiklerinde süreksizlik yoktur.

### 3.3. Sabit Çaplı Kam Tahrikli Kol Mekanizmaları

Şekil 3.25'teki gibi daha farklı bir yapıda sabit çaplı kam tahrikli bir kol mekanizması da oluşturulabilir. Dört uzuvlu böyle bir kol mekanizması yapısına göre dört çubuk, kol kızak veya krank biyel mekanizmasına benzer bir mekanizma olacaktır. Burada 3 nolu uzva ait çerçevenin sabit çaplı kama şekildeki gibi birbirine dik ikişer paralel doğrultuda dört noktadan temas etmesi gerekir, çünkü 3 nolu uzvun her iki doğrultuda hareketi mümkündür. Böylece oluşan kam çifti bir serbestlik dereceli olur ve mekanizmanın toplam serbestlik derecesi  $F=1$  olur (Söylemez, 2017). Burada paralel teğet doğrultular arasındaki dik

uzaklıklar her iki doğrultuda da kamın sabit çapı(w) kadar olmak zorundadır, yani çerçeve bir kare şeklinde olur.



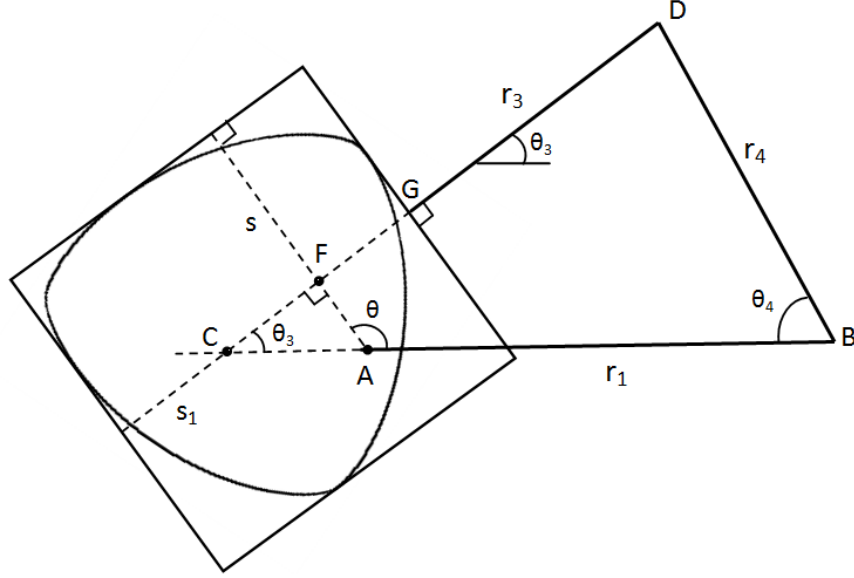
**Şekil 3.25.** Kam tahrikli dört uzuvlu kol mekanizmaları a) Dört çubuk mekanizması b) Kol kızak mekanizması

### 3.3.1. Sabit Çaplı Kam Tahrikli Dört Çubuk Mekanizması

Şekil 3.25'teki dört uzuvlu kam tahrikli kol mekanizmalarından ilki olan dört çubuk mekanizması, sabit çaplı kamın herhangi bir konumunda şematik olarak çizilirse Şekil 3.26 ortaya çıkar. Burada A, B, D noktaları sırayla kam ve 3, 4 nolu uzuvlara ait döner çift merkezleridir. Kamı çevreleyen 3 nolu uzva ait kare şeklindeki çerçevenin kenar uzunluğu kamın sabit çapı olan  $w$ 'ya eşittir. 3 ve 4 nolu uzuvları bağlayan 34 döner çift merkezinin bu çerçeveye kare kenarının orta noktası olan G'den dik olarak bağlandığı kabul edilmiştir, kuvvetler dengesi ve dinamik açıdan en uygun olan budur. Bağlantı farklı bir noktadan yapılmış olsa bile geometrik olarak bu şekilde bağlantı olduğu düşünülerek analiz yapılabilir. GD doğrultusunun, yatay olarak alınan AB sabit uzuv doğrultusunu kestiği nokta C olsun. Sabit çaplı kamın dönme merkezi olan A noktasından çerçevenin diğerk kenarına çizilen dikin uzunluğu burada denklem 3.28'deki  $s(\theta)$  ifadesi ile belirlidir. Bu doğrultu ile GD doğrultusunun kesim noktası olan F noktasının çerçevenin diğerk kenarına dik uzaklığı  $s_1$ , şekilden görüldüğü gibi A noktasının aynı kenara olan dik uzaklığına eşittir ve buna göre de bu dik uzaklığın  $s(\theta + \pi/2)$  değerine eşit olduğu hemen söylenebilir.

CAF dik üçgeninde,  $CA = \frac{AF}{\sin\theta_3}$  ve çerçeve geometrisi de dikkate alınarak,

$$AF = s - 0.5w, CF = CA \cos\theta_3 \text{ ve } CD = w + r_3 - s_1 + CF \text{ yazılır.}$$



Şekil 3.26. Sabit çaplı kam tahrikli dört çubuk mekanizması şematik gösterimi

CDB üçgeninde kenarların yatay ve düşey izdüşümleri yazılırsa;

$$r_4 \cos \theta_4 + CD \cos \theta_3 = r_1 + CA \quad (3.33)$$

$$r_4 \sin \theta_4 = CD \sin \theta_3 \quad (3.34)$$

Bu iki ifade  $r_4$ 'lü terimler solda bırakılarak düzenlenir ve kareleri alınarak taraf tarafa toplanırsa denklemlerde sadece  $\theta_3$  kalır:

$$r_4^2 = CD^2 + (r_1 + CA)^2 - 2CD(r_1 + CA) \cos \theta_3 \quad (3.35)$$

CD ve CF yerine konup denklem düzenlendikten sonra,  $t = \tan \frac{\theta_3}{2}$  dönüşümü yapılsa  $\theta_3$  için ikinci dereceden bir denklem elde edilir:

$$at^2 + 2bt + c = 0 \quad (3.36)$$

Burada,

$$a = (r_1 + w + r_3 - s_1)^2 + (s - 0.5w)^2 - r_4^2 \quad (3.37)$$

$$b = 2r_1(s - 0.5w) \quad (3.38)$$

$$c = (r_1 - w - r_3 + s_1)^2 + (s - 0.5w)^2 - r_4^2 \quad (3.39)$$

$$\theta_3 = 2\arctan \left[ \frac{-b + \sqrt{b^2 - ac}}{a} \right] \quad (3.40)$$

Mekanizma tertibinin Şekil 3.26'daki gibi olması için bu ifadede (+) işareti kullanılmalıdır. (-) işareti ters tertibi ifade eder. Kam dönme açısı  $\theta$ 'nın herhangi bir değerinde  $s(\theta)$  ve  $s_1 = s(\theta + \pi/2)$  değerleri hesaplanarak buna karşılık gelen  $\theta_3$  değeri bulunabilir. Diskriminantın negatif olması halinde sözkonusu  $\theta$  değerinde gerçel bir  $\theta_3$  çözümü yoktur, yani mekanizma tam dönme yapamaz demektir.

CD doğrultusunun A sabit mafsalsal noktasından geçtiği iki konumda, mekanizma ölü konumlardan geçiyor demektir, bu konumlarda A ve F noktaları üst üste gelirler. C noktasının A noktasının sağında olduğu ölü konumda  $\theta$  ve  $\theta_3$  doğrultuları aynı olur, solunda olduğu zaman  $\theta = \theta_3 + \pi$  olacağı şekilden hemen görülebilir.

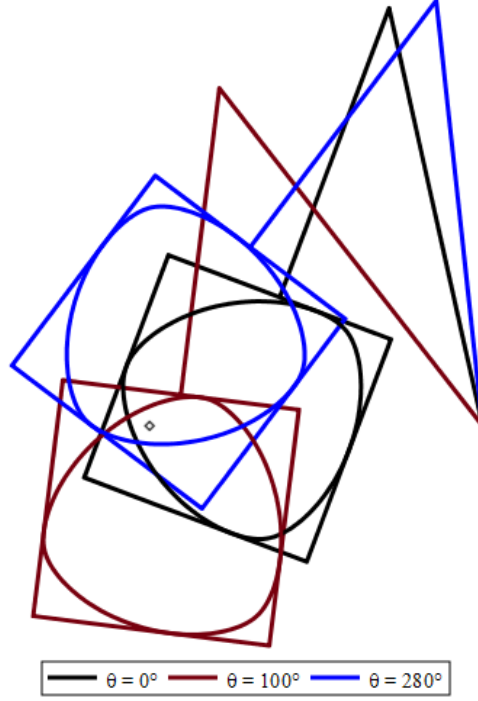
$\theta_4$  açısını bulmak için denklem 3.34'te  $p = \tan \frac{\theta_4}{2}$  dönüşümü yapılarak düzenlenirse;

$$ep^2 - 2r_4p + e = 0, \quad \text{burada,}$$

$$e = [w + r_3 - s_1 + (s - 0.5w)\cot\theta_3]\sin\theta_3 \quad (3.41)$$

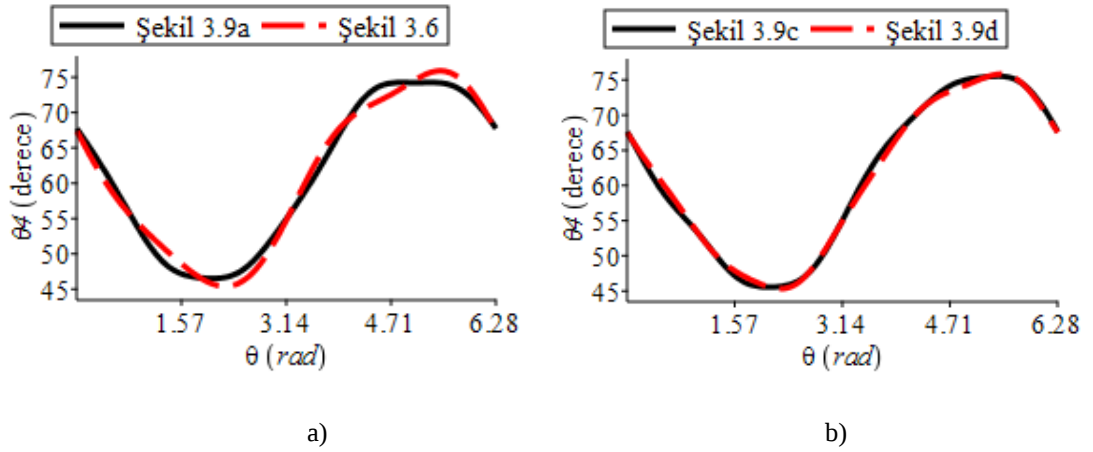
$$\theta_4 = 2\arctan \left[ \frac{r_4 - \sqrt{r_4^2 - e^2}}{e} \right] \quad (3.42)$$

Mekanizmada uzuvların açısal konumları, kam ve uzuv boyutları ile seçilen kam profiline göre değişiklik gösterecektir. Kama ait sabit mafsalsal noktasının koordinatları  $x_n=18$  mm,  $y_n=10$  mm olarak alındığı zaman, Şekil 3.6'daki sabit çaplı kam profili için kam dönme açısının  $\theta = 0^\circ, 100^\circ$  ve  $280^\circ$  değerlerinde, mekanizma konumları Şekil 3.27'de beraberce gösterilmiştir. Burada uzuv boyutları  $r_1 = 70$  mm,  $r_3 = 65$  mm,  $r_4 = 90$  mm ve kamın sabit genişliği  $w=50$  mm olarak alınmıştır.



Şekil 3.27. Sabit çaplı kam tahrikli bir dört çubuk mekanizması konumları

Uzuv boyutları  $r_1 = 80$  mm,  $r_3 = 70$  mm,  $r_4 = 105$  mm ve  $x_n = 18$  mm,  $y_n = 8.5$  mm alınarak, mekanizmada Şekil 3.6 ve Şekil 3.9'daki bazı kam profilleri için sırasıyla Şekil 3.28a ve 3.28b'de  $\theta_4$  açısının, kam açısı  $\theta$  ya göre değişimini gösteren grafikler verilmiştir. ( $w=50$  mm)



Şekil 3.28. Sabit çaplı kam tahrikli dört çubuk mekanizmasında a) Şekil 3.6 ve Şekil 3.9a'daki b) Şekil 3.9c ve 3.9d'deki kam profillerine ait  $\theta_4$  konum grafikleri

Sabit çaplı kam tahrikli bu tip dört çubuk mekanizmasında 4 no'lu uzuvda beklemeli bir hareket elde edilebilmektedir. Yukarıda örnek olarak verilen mekanizmada Şekil 3.9a'daki kam profili için  $x_n = 18$  mm ve  $y_n = 8.5$  mm olarak alındığı zaman, Şekil

3.28'den görüldüğü gibi 4 nolu uzvun hareketinde  $\theta = 3\pi/2$  rad civarında yaklaşık  $45^\circ$ 'lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır. Böyle bir bekleme hareketini klasik dört çubuk mekanizmasında elde etmek mümkün değildir. Bu özellik sabit çaplı kam tahrikli bu mekanizmanın pratikteki kullanımı için de bir potansiyel değeri taşımaktadır.

Denklem 3.33 ve 3.34'ün kam dönme açısı  $\theta$ 'ya göre türevleri alınarak 3 ve 4 nolu uzuvların açısal hızları bulunabilir. Denklem 3.34'te zamana göre türev alınırsa;

$$r_4\omega_4\cos\theta_4 = [-\omega_2 s'_1 + \omega_2 s' \cot\theta_3 - (s - 0.5w)\omega_3(1 + \cot^2\theta_3)]\sin\theta_3 + [w + r_3 - s_1 + (s - 0.5w)\cot\theta_3]\omega_3\cos\theta_3 \quad (3.43)$$

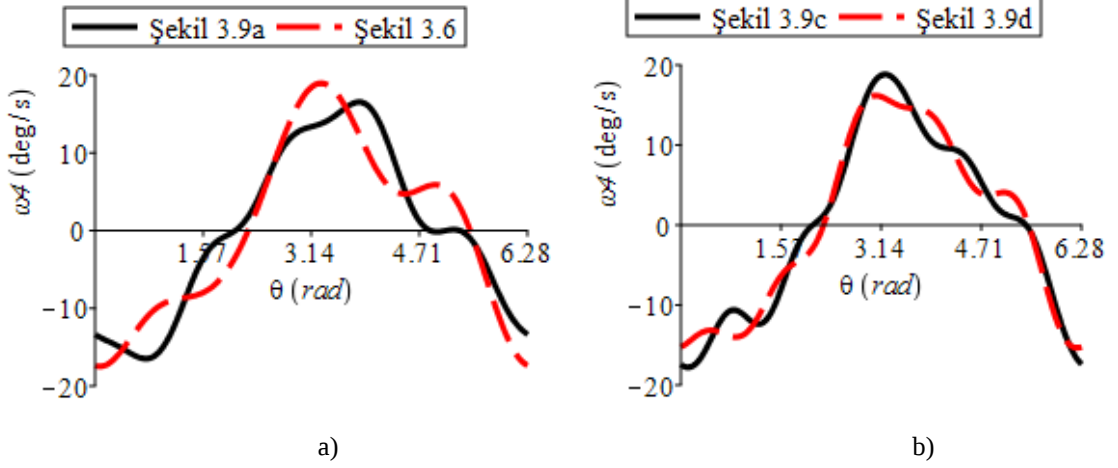
Burada  $s' = ds/d\theta$ ,  $s'_1 = ds_1/d\theta$ ,  $\omega_2 = d\theta/dt$ ,  $\omega_2$  2 nolu uzuv olan kamın açısal hızıdır ve  $\omega_2 = 1$  alınmıştır.

Denklem 3.33 ve 3.34'te de benzer şekilde türev alınarak  $\omega_4$  açısal hızı  $\alpha_4$  açısal ivmesi için bulunan denklemler aşağıda verilmiştir.

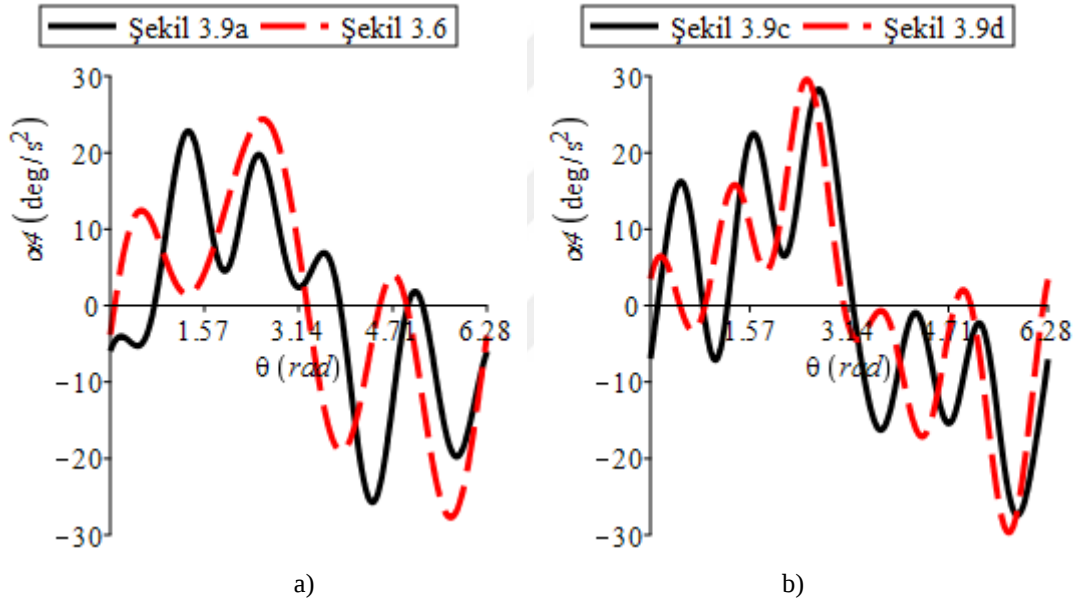
$$\omega_4 = \frac{[(w+r_3-s_1)s'_1 + (0.5w-s)s']\sin(\theta_3-\theta_4)}{r_4[(w+r_3-s_1)(\sin^2\theta_4-\sin^2\theta_3) + 0.5(s-0.5w)(\sin 2\theta_4-\sin 2\theta_3)]} \omega_2 \quad (3.44)$$

$$\alpha_4 = -\{(r_4\omega_4^2\sin\theta_3\cos\theta_3\sin\theta_4 + s''\sin\theta_3 + r_4\omega_4^2\cos\theta_4)(2s-w) - 2\omega_3^2\sin\theta_3(s^2 + s_1^2 + r_3^2 + 1.25w^2) + 2s_1''\sin\theta_3(s_1-w-r_3) + 4\omega_3\sin\theta_3[(s_1+0.5s)w\omega_3 - s'_1(s-0.5w) - s'(w+r_3-s_1) + r_3\omega_3(s_1-w)] + 2r_4\omega_4^2(s_1-w)(\sin\theta_3\cos\theta_3\cos\theta_4 - \sin\theta_4) + 2r_4\omega_4^2r_3(\sin\theta_4 - \sin\theta_3\cos\theta_3\cos\theta_4) + 2r_4\omega_4^2\cos^2\theta_3[(s_1-w-r_3)\sin\theta_4 + (0.5w-s)\cos\theta_4]\} / \{[2\sin\theta_4\cos\theta_3(s_1-r_3) - 2\cos\theta_3\cos\theta_4(s-0.5w) - 2w\sin\theta_4(\cos\theta_3 + 0.5\sin\theta_3) + 2\sin\theta_3\cos\theta_4(s_1-w-r_3) + 2s\sin\theta_4\sin\theta_3]r_4\sin\theta_3\} \quad (3.45)$$

Burada  $\omega_2 = 1$  birim alınarak yani  $\omega_2$ 'ye göre normalizasyon yapılarak yukarıda sözü edilen mekanizma için  $\omega_4$  açısal hız ve  $\alpha_4$  açısal ivme grafikleri sırasıyla Şekil 3.29 ve 3.30'da örnek olarak verilmiştir.



**Şekil 3.29.** Sabit çaplı kam tahrikli dört çubuk mekanizmasında a) Şekil 3.6 ve Şekil 3.9a'daki b) Şekil 3.9c ve 3.9d'deki kam profillerine ait  $\omega_4$  açısal hız grafikleri



**Şekil 3.30.** Sabit çaplı kam tahrikli dört çubuk mekanizmasında a) Şekil 3.6 ve Şekil 3.9a'daki b) Şekil 3.9c ve 3.9d'deki kam profillerine ait  $\alpha_4$  açısal ivme grafikleri

### 3.3.2. Sabit Çaplı Kam Tahrikli Kol Kızak Mekanizması

Sabit çaplı kam tahrikli kol kızak mekanizmasının yapısı Şekil 3.25b'de görülmektedir. Burada 34 çifti kayar çifttir, 3 nolu uzuv 4 nolu uzuv üzerinde kayma hareketi yapar. Yukarıdaki dört çubuk mekanizmasından farklı olarak burada 3 nolu uzvun boyutu  $r_3$  değişkendir. Mekanizmanın şematik şekli Şekil 3.26'dakine tamamen benzerdir. Klasik kol kızak mekanizmasında olduğu gibi burada da 3 ve 4 nolu uzuvların doğrultuları daima birbirine diktir ve Şekil 3.26'da bu diklik dikkate alınır

$\theta_3 + \theta_4 = 90^\circ$  olduğu hemen görülebilir. Bu mekanizmada da uzuv konumları için denklem 3.33 ve 3.34 tamamen benzer şekilde yazılır.

Denklem 3.34'te  $\theta_3$  yerine  $90 - \theta_4$  yazılır ve düzenlenirse;

$$r_4 \sin \theta_4 = [w + r_3 - s_1 + (s - 0.5w)\tan\theta_4]\cos\theta_4 \quad (3.46)$$

$$r_3 = \frac{r_4 \sin \theta_4 - w \cos \theta_4 + s_1 \cos \theta_4 - \sin \theta_4 s + 0.5w \sin \theta_4}{\cos \theta_4} \quad (3.47)$$

$r_3$  ifadesi, denklem 3.33'te yerine koyulup sadeleştirilirse;

$$r_1 \cos \theta_4 - r_4 + s - 0.5w = 0 \quad (3.48)$$

Trigonometrik denklemlerin çözümünde kullanılan  $k = \tan \frac{\theta_4}{2}$  dönüşümü yapılarak düzenlenirse;

$$f k^2 - g = 0, \text{ burada,} \quad (3.49)$$

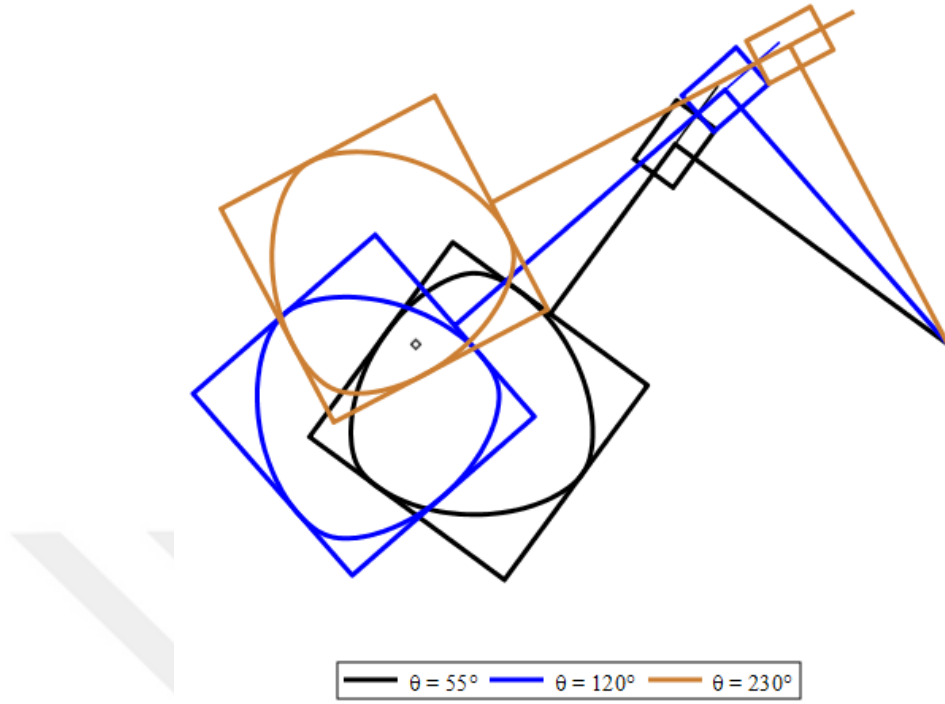
$$f = r_1 - s + 0.5w + r_4, \quad g = r_1 + s - 0.5w - r_4 \quad (3.50)$$

Denklem 3.49'dan  $\theta_4$  basitçe hesaplanır;

$$\theta_4 = 2 \arctan \sqrt{g/f} \quad (3.51)$$

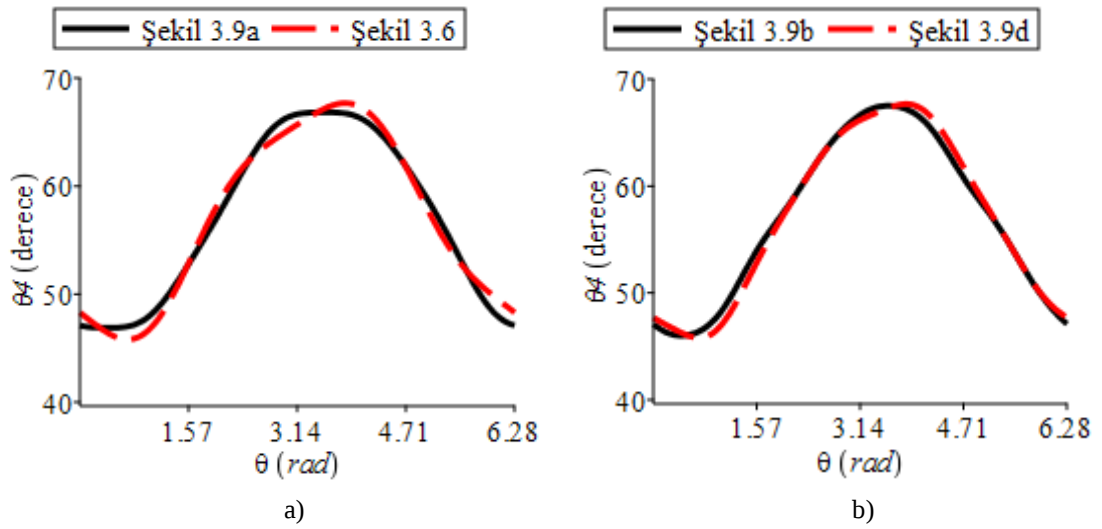
Mekanizma tertibinin Şekil 3.26'daki gibi olması için denklem 3.51'de pozitif kök kullanılmalıdır, negatif kök ters tertibi ifade eder.

Kama ait sabit mafsall noktasının koordinatları  $x_n=12$  mm,  $y_n=12$  mm olarak alındığı zaman, Şekil 3.6'daki sabit çaplı kam profili için kam dönme açısının  $\theta = 55^\circ, 120^\circ$  ve  $230^\circ$  değerlerinde, mekanizma konumları Şekil 3.31'de beraberce gösterilmiştir. Burada uzuv boyutları  $r_1 = 110$  mm,  $r_4 = 70$  mm ve kamın sabit genişliği  $w=50$  mm olarak alınmıştır.



Şekil 3.31. Sabit çaplı kam tahrikli kol kızak mekanizması konumları

Uzuv boyutları  $r_1 = 130$  mm,  $r_4 = 70$  mm ve  $x_n = 18.5$  mm,  $y_n = 8.5$  mm alınarak, mekanizmada Şekil 3.6 ve Şekil 3.9'daki bazı kam profilleri için sırasıyla Şekil 3.32a ve 3.32b'de  $\theta_4$  açısının kam açısı  $\theta$ 'ya göre değişimini gösteren grafikler verilmiştir. ( $w=50$  mm)



Şekil 3.32. Sabit çaplı kam tahrikli kol kızak mekanizması a) Şekil 3.6 ve Şekil 3.9a'daki b) Şekil 3.9b ve Şekil 3.9d'deki bulunan kam profillerine ait  $\theta_4$  konum grafikleri

Sabit çaplı kam tahrikli dört çubuk mekanizmasında olduğu gibi, kam tahrikli kol kızak mekanizmasında da beklemeli hareket elde edilebilmektedir. Yukarıda örnek olarak verilen mekanizmada  $x_n = 18.5 \text{ mm}$  ve  $y_n = 8.5 \text{ mm}$  olarak alındığı zaman şekil 3.9a'daki kam profili için Şekil 3.32'den görüldüğü gibi 4 nolu uzvun hareketinde  $\theta = \pi$  rad civarında yaklaşık  $40^\circ$ 'lik bir bekleme periyodu oluşmaktadır.

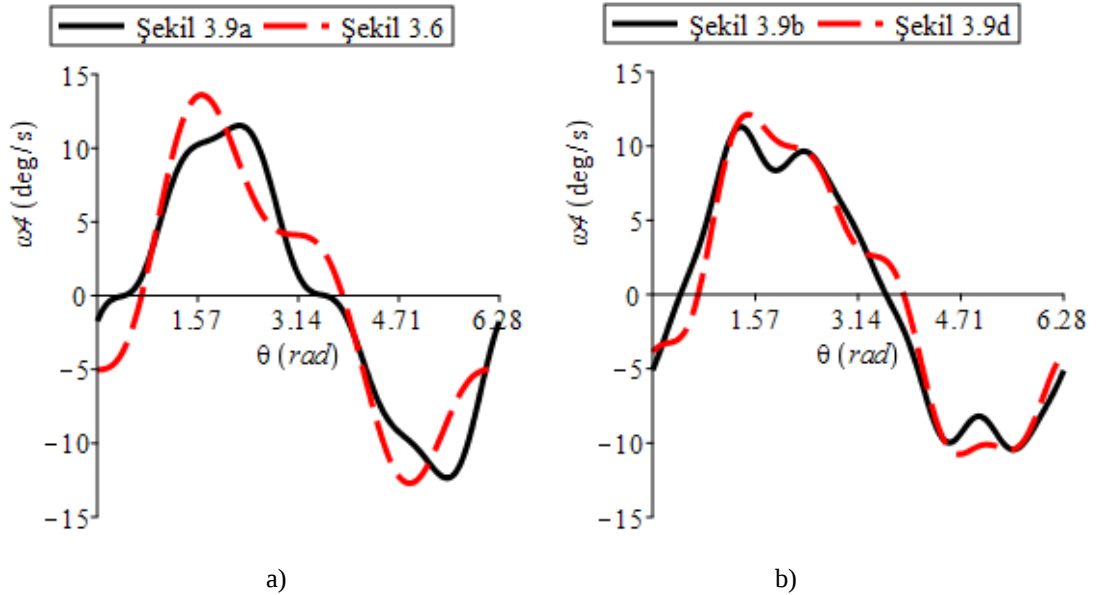
Denklem 3.48'de kam dönme açısı  $\theta$ 'ya göre türev alınarak 4 nolu uzvun  $\omega_4$  açısal hız ifadesi basitçe bulunabilir:

$$r_1 \omega_4 (-\sin\theta_4) + s' \omega_2 = 0, \quad (3.52)$$

burada,  $s' = ds/d\theta$ ,  $\omega_2 = d\theta/dt$ ,  $\omega_2$  kamın açısal hızıdır ve  $\omega_2 = 1$  alınmıştır.

$$\omega_4 = s' \omega_2 / (r_1 \sin\theta_4) \quad (3.53)$$

Burada  $\omega_2 = 1$  birim alınarak, yani  $\omega_2$ 'ye göre normalizasyon yapılarak yukarıda sözü edilen mekanizma için  $\omega_4$  açısal hız grafikleri sırasıyla Şekil 3.33'te örnek olarak verilmiştir.



**Şekil 3.33.** Sabit çaplı kam tahrikli kol kızak mekanizmasında a) Şekil 3.6 ve Şekil 3.9a'daki b) Şekil 3.9b ve 3.9d'deki bulunan kam profillerine ait  $\omega_4$  açısal hız grafikleri

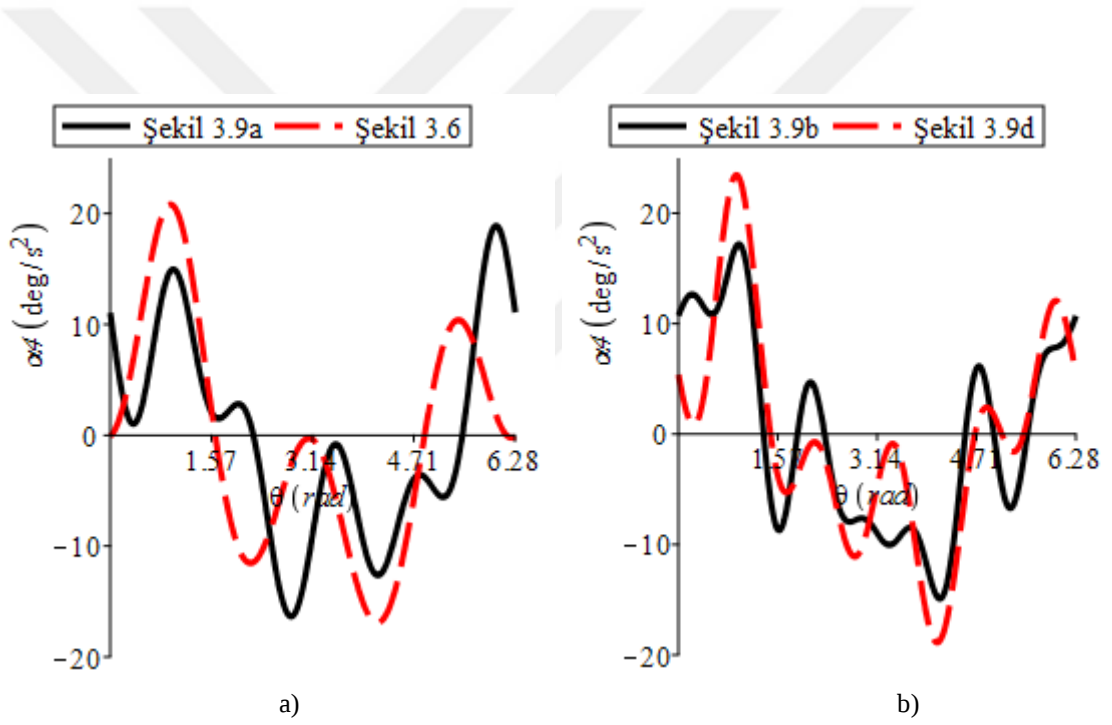
$\omega_2$  kam açısal hızı sabit olarak kabul edilerek denklem 3.51'de zamana göre bir kere daha türev alınırsa 4 nolu uzvun  $\alpha_4$  açısal ivme ifadesi bulunur:

$$r_1 \alpha_4 (-\sin \theta_4) + r_1 \omega_4^2 (-\cos \theta_4) + s'' \omega_2^2 = 0 \quad (3.54)$$

burada,  $s'' = d^2s/d\theta^2$

$$\alpha_4 = (s'' \omega_2^2 - r_1 \omega_4^2 \cos \theta_4) / (r_1 \sin \theta_4) \quad (3.55)$$

$\omega_2 = 1$  birim alınarak yukarıdaki mekanizma için  $\alpha_4$  açısal ivme grafikleri sırasıyla Şekil 3.34'te örnek olarak verilmiştir.



**Şekil 3.34.** Sabit çaplı kam tahrikli kol kızak mekanizmasında a) Şekil 3.6 ve Şekil 3.9a'daki b) Şekil 3.9b ve 3.9d'deki bulunan kam profillerine ait  $\alpha_4$  açısal ivme grafikleri

Benzer yapıdaki sabit çaplı kam tahrikli krank biyel mekanizmasının analizi de benzer şekilde yapılabilir. Burada yapılan kinematik analiz esas alınarak daha çok uzva sahip (6, 8, 12) olan sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmalarında da kinematik analiz gerçekleştirilebilir.

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Rothbart, referans (Rothbart, 2004)'da verilen kapsamlı kitabında klasik kam mekanizmalarındaki standart hareket tiplerinin hız ve ivme değerlerini normalize ederek Şekil 4.1'deki gibi topluca tablo halinde vermiştir.

|      | Parabolik               | Basit Harmonik      | Sikloid       | Trapezoid       |
|------|-------------------------|---------------------|---------------|-----------------|
| Hız  |                         |                     |               |                 |
| İvme |                         |                     |               |                 |
|      | Değiştirilmiş Trapezoid | Değiştirilmiş Sinüs | 3-4-5 Polinom | 4-5-6-7 Polinom |
| Hız  |                         |                     |               |                 |
| İvme |                         |                     |               |                 |

Şekil 4.1. Standart kam hareket tiplerinin normalize edilmiş hız ve ivme değerleri (Rothbart, 2004)

Şekil 4.1'de verilen normalize değerler, her bir standart hareketin  $\frac{h}{\epsilon^n}$  oranına bölünmesiyle elde edilir.

Burada:

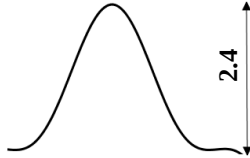
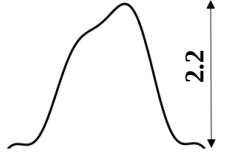
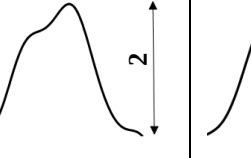
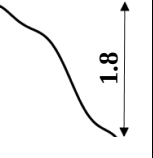
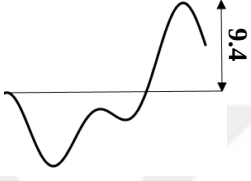
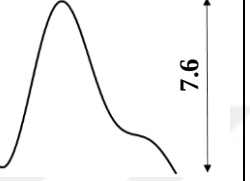
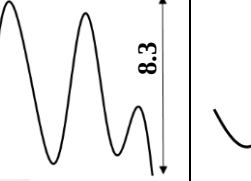
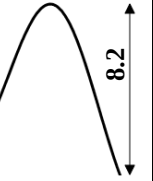
$h$  = İzleyicinin maksimum kalkış yüksekliği (mm)

$\epsilon$  = İzleyicinin kalkış hareketinin gerçekleştiği kam açısı (rad)

$n$  = Türev derecesi (örn: hız için 1, ivme için 2)

Tablo 4.1’de verilen hız ve ivme değerleri, bu çalışmada ele alınan sabit çaplı doğrusal hareketli izleyicili kam mekanizmalarının, Rothbart’ın yöntemiyle normalize edilmiş hız ve ivme değerleridir.

**Tablo 4.1.** Ele alınan sabit çaplı kam mekanizmalarının normalize edilmiş hız ve ivme değerleri

|      | A                                                                                 | B                                                                                 | C                                                                                  | D                                                                                   | E                                                                                   |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| Hız  |  |  |  |  |  |
| İvme |  |  |  |  |  |

Tablo 4.1’de verilen normalize edilmiş hız ve ivme değerleri Bölüm 3.2.4’te bulunan grafiklerden elde edilmiştir. Alınan grafiklerdeki hareket tipleri BHB’dir. Bu grafikler:

- A → Şekil 3.15’te bulunan kırmızı renkli grafikten
- B → Şekil 3.11’de bulunan mavi renkli grafikten
- C → Şekil 3.12’de bulunan siyah renkli grafikten
- D → Şekil 3.13’te bulunan siyah renkli grafikten
- E → Şekil 3.14’te bulunan siyah renkli grafikten

alınmıştır.

Bu çalışmada ele alınan sabit çaplı kam mekanizmaları ve literatürde bulunan standart kam hareketlerinin normalize kinematik değerlerinde karşılaştırma yapılmıştır.

Tablo 4.1’de verilen sabit çaplı kam mekanizmalarının normalize edilmiş hız ve ivme değerlerinin çoğunluğu, Şekil 4.1’de bulunan değerlerden daha yüksektir. Fakat Tablo 4.1’de bulunan C ve E maddelerinde verilen normalize edilmiş hız değerleri, Şekil 4.1’de verilen parabolik, sikloid, trapezoid, değiştirilmiş trapezoid, 3-4-5 polinom, 4-5-6-7 polinom hareket tiplerinin normalize hız değerlerinden daha düşüktür. Bu durum C ve E maddelerinde bulunan sabit çaplı eğrilerin dinamik açıdan daha iyi olduğu anlamına gelmektedir.

Şekil 4.1’de verilen ivme grafiklerinin bazılarının maksimum yüksekliklerinde istenmeyen ani değişiklikler görülmektedir. Böyle bir durumda, kam mekanizması ani

atalet kuvvetlerine ve titreşime maruz kalmaktadır. Fakat Tablo 4.1’de verilen sabit çaplı kam mekanizmalarının ivme grafiklerinde böyle ani değişimler yoktur.

Tablo 4.1’de verilen normalize edilmiş hız ve ivme değerleri, kam mekanizmasının sabit mafsal noktasının koordinatları değiştirilerek farklı değerler alabilir. Şekil 3.11a’daki yeşil renkli grafiğinin, 3.12a’daki kırmızı renkli grafiğinin ve 3.14a’daki mavi renkli grafiğinin  $h$  değerleri, Tablo 4.1’de verilen B, C ve E maddelerinde ele alınan sabit çaplı kam mekanizmalarında izleyicinin maksimum kalkış yüksekliği değerlerinden daha büyüktür. Bunun nedeni, sabit mafsal noktası koordinatları olan  $x_n$  ve  $y_n$  değerleri ne kadar büyük olursa  $h$  değerinin de o kadar büyük olmasıdır.  $x_n$  ve  $y_n$  değerleri kam merkezine yani sıfıra yakın olursa  $h$  değeri küçüleceği için normalize edilmiş hız ve ivme değerleri de o kadar küçülecektir.



## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada ilk olarak, sabit çaplı ve klasik kam mekanizmalarının tanımı, sınıflandırmaları, çalışma prensipleri verilip literatürde yapılan çalışmalara değinilmiştir. Literatürde sabit çaplı kam mekanizmaları üzerine birçok çalışma olmasına rağmen bu çalışmalarda ele alınan kam profilleri Reuleaux tipi eğrilerdir. Bu eğriler, daire yaylarının birleşmesiyle oluştuğu için kinematğinde süreksizlik ve ani değişiklikler meydana gelmektedir. Yapılan tez çalışmasında, literatürdeki çalışmalar incelenerek ve kısmen deneme yanılma yöntemiyle bilgisayar ortamında beş farklı polinom tipi sabit çaplı kam profili elde edilmiştir ve bunların genişlikleri  $w = 50$  mm alınmıştır. Bu profiller kullanılarak doğrusal hareketli izleyicili ve sarkaç kollu izleyicili sabit çaplı kam mekanizmalarının kinematik inversiyon prensibi uygulanarak kinematik analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda her bir profilin pratikte kullanılan Bekleme-Hareket-Bekleme hareket tipini, sabit mafsal noktası koordinatları değiştirilerek yaklaşık  $20-55^\circ$  aralığında elde edebildikleri gösterilmiştir. Literatürde bulunan klasik kam mekanizmalarının standart hareket tipleri ve daire yayları ile oluşturulmuş Reuleaux tipi doğrusal hareketli kam mekanizmaları ile karşılaştırması yapılmış ve ele alınan polinom tipi sabit çaplı kam mekanizmalarının avantajlarına değinilmiştir. Örneğin bu çalışmada elde edilen normalize edilmiş hız değeri 1.7 olan polinom tipi sabit çaplı doğrusal hareketli izleyicili kam mekanizması, standart kam mekanizmalarında bulunan çoğu normalize edilmiş hız değerinden daha düşüktür. Dolayısıyla bu kam mekanizması, standart kam mekanizmalarından dinamik açıdan daha uygundur. Sabit mafsal noktası koordinatları değiştirilerek bu çalışmada kullanılan sabit çaplı kam mekanizmalarının normalize edilmiş hız ve ivme değerleri daha da düşürülebilir. Ayrıca sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmalarında, beş farklı sabit çaplı eğri kullanılarak geometrik hareket analizinden hareketle kinematik analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda klasik dört çubuk ve kol kızıakta elde edilmesi mümkün olmayan beklemeli hareketin, sabit çaplı kam tahrikli dört çubuk ve kol kızak mekanizmalarında çıkış uzvunda sırasıyla örnek olarak  $45^\circ$  ve  $40^\circ$  kam dönme açısı boyunca elde edilebildiği kanıtlanmıştır. Bekleme periyotlarının elde edildiği sabit mafsal noktası koordinatları, sabit çaplı kam tahrikli dört çubuk mekanizmasında  $x_n = 18$  mm ve  $y_n = 8.5$  mm, kol kızak mekanizmasında  $x_n = 18.5$  mm ve  $y_n = 8.5$  mm alınmıştır. Bu çalışmada analizi yapılan sabit çaplı kam

mekanizmalarında olduğu gibi bu tip kol mekanizmalarda da sabit mafsalsal noktası koordinatları değiştirilerek bekleme periyodu elde edilebilir ve bekleme periyodu istenilen hareket için düzenlenebilir. Benzer yapıdaki sabit çaplı kam tahrikli krank biyel mekanizmasının analizi de benzer şekilde yapılabilir.

## 5.2. Öneriler

Bundan sonra yapılacak çalışmalara ışık tutması için, ele alınan sabit çaplı kam mekanizmalarının sabit mafsalsal noktası koordinatları değiştirilerek kinematik analiz üzerine etkisi daha detaylı incelenebilir. Böylece pratikte istenilen hareket için  $x_n$  ve  $y_n$  değerleri değiştirilerek optimum değerler elde edilebilir. Ayrıca sabit çaplı kam tahrikli kol mekanizmalarında tam dönme yapma şartları da araştırılabilir. Literatürde sabit çaplı eğriler üzerindeki araştırmalar yaygın olarak devam etmektedir. Bu nedenle, daha farklı polinom tipi simetrik ve asimetrik sabit çaplı eğriler elde edilerek bunların kam profili olarak kullanılması da ele alınmaya değer bir konu olabilir.

## KAYNAKLAR

- Akın, Ö. (tarih yok). *Mekanik Sistemler ve Elemanlar*. [https://www.ozgurakin.com.tr/:https://www.ozgurakin.com.tr/download/4-Mekanik\\_Elemanlar.pdf](https://www.ozgurakin.com.tr/:https://www.ozgurakin.com.tr/download/4-Mekanik_Elemanlar.pdf) adresinden alındı
- Arabacı, E., İçingür, Y., & Uyumaz, A. (2014). Su Enjeksiyonu ile Egzoz Isısı Geri Kazanımlı Altı Zamanlı Motor İçin Kam Tasarımı. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 213-220.
- Artobolevsky, I. I. (1977). *Mechanisms in Modern Engineering Design, A Handbook for Engineers, Designers and Inventors, Volume IV: Cam and Friction Mechanisms Flexible-Link Mechanisms*. Moskova: Mir Publishers.
- Bayen, T., & Hiriart-Urruty, J.-B. (2012). Convex objects of constant width (in 2D) or thickness. *Annales des sciences mathématiques du Québec*, 17-42.
- Cardona, S., Zayas, E., & Jordi, L. (2014). Radius of Curvature and Sliding Velocity in Constant-Breadth Cam Mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 181-192.
- Cardona, S., Zayas, E., Jordi, L., & Català, P. (2012). Synthesis of Displacement Functions by Bézier Curves in Constant-Breadth. *Mechanism and Machine Theory*, 51-62.
- Demir, U., Coşkun, G., Soyhan, H. S., Aygöl, V., Türkcan, A., Alptekin, E., & Çanakcı, M. (2020). Buji Ateşlemeli Tek Silindirli Motorda Elektromekanik Supap Mekanizmasının. *MÜHENDİSLİKTE YAKITLAR, YANGIN VE YANMA DERGİSİ*, 20-27.
- Dhande, S. G., & Rajaram, N. (1984). Kinematic Analysis of Constant-Breadth Cam-Follower Mechanisms. *Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design*, 214-221.
- E. Sanmiguel-Rojas, M. H.-M. (2015). Cam Mechanisms Based On A Double Roller Translating Follower of Negative Radius. *Meachanism and Machine Theory*, 93-101.
- Eppstein, D. (2021, Mayıs 20). *Curve of constant width*. Wikipedia: [https://en.wikipedia.org/wiki/Curve\\_of\\_constant\\_width](https://en.wikipedia.org/wiki/Curve_of_constant_width) adresinden alındı
- Eppstein, D. (2021). *Reuleaux polygon*. Wikipedia: [https://en.wikipedia.org/wiki/Reuleaux\\_polygon](https://en.wikipedia.org/wiki/Reuleaux_polygon) adresinden alındı
- Figliolini, G., & Rea, P. (tarih yok). *Reuleaux Triangle and its Derived Mechanisms*. Department DiMSAT, University of Cassino, Italy.
- Flores, P., Machado, G. J., Pereira, R., & Claro, J. P. (2009). KINEMATICS OF THE ROLLER MOTION AND CAM SIZE OPTIMIZATION OF DISC CAM-FOLLOWER MECHANISMS WITH TRANSLATING ROLLER FOLLOWERS. *ASME 2009 International Design Engineering Technical*

*Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (s. 1-12). San Diego: ASME.

Gökdağ, H. (tarih yok). KUVVET KAPALI KAM MEKANİZMASINDA KRİTİK HIZ TAYİNİ DENEYİ. Bursa, Türkiye.

H.D.Desai, & V.K.Patel. (2010). Computer Aided Kinematic and Dynamic Analysis of Cam and Follower. *Proceedings of the World Congress on Engineering 2010 Vol II*. Londra: World Congress on Engineering.

Horst, M., Luis, M., & Déborah, O. (2019). *Bodies of Constant Width*. Cham: Birkhäuser.

İlter, B., & Solmaz, H. (2018). Düz ve Toparlıklı İtici Kam Tasarımı ve Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi. *International Conference on Technology and Science*, (s. 277-285). Antalya.

Irving, A. D. (2006). *Curves of Constant Width & Centre Symmetry Sets*.

Jinjiang, Z. (2001). *Research on flat surface and constant width curve*.

Joong-ho, S., Lin, L., Hyun-dai, Y., & Soon-man, K. (2011). Kinematical system of breadth cam profile design. *Journal of Central South University of Technology*, 451-457.

Kumar, E. A. (2020, Temmuz 15). *Cam and Follower: Definition, Types, Working Principle, Terminology, Advantages, Application [Notes & PDF]*. themechanicalengineering.com: <https://themechanicalengineering.com/cam-and-follower> adresinden alındı

Lu, H. (2001). Plane curve of constant width research. Department of Mathematics, ECNU.

Nacak, Ç., Solmaz, H., & Ciniviz, M. (2019). İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Farklı Tip Kam Profillerinin Dinamik Analizi. *INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON AUTOMOTIVE SCIENCE AND TECHNOLOGY*, (s. 558-569). Ankara.

Paciotti, L. (2010). *Curves of Constant Width and Their Shadows*. Whitman College Department of Mathematics and Statistics.

Panraksa, C., & Washington, L. C. (2017). Real algebraic curves of constant width. *Periodica Mathematica Hungarica*, 235-244.

Rabinowitz, S. (1997). A Polynomial Curve of Constant Width. *MathPro Press*, 23-27.

Resnikoff, H. L. (2013). *On Curves and Surfaces of Constant Width*.

Rothbart, H. A. (2004). *Cam Design Handbook*. New Jersey: McGraw-Hill.

- Sarıdemir, S. (2013). Tek Beklemeli Kam Eğrilerinde Supap Kursuna Bağlı Olarak Dinamik Açından En Uygun Kam Profillerinin Belirlenmesi. *Politeknik Dergisi*, 69-73.
- Satoshi, H., & Shun, T. (2017). Development of a reduction mechanism integrated with a constant-breadth cam. *Proceedings of JSPE Semestrial Meeting*, (s. 327-328). Tokyo.
- Smirnov, V. I. (1964). CHAPTER I ORDINARY DIFFERENTIAL EQUATIONS. V. I. SMIRNOV içinde, *A COURSE OF Higher Mathematics VOLUME II* (s. 32-36). Oxford: PERGAMON PRESS.
- Söylemez, E. (2017). *Mekanizma Tekniği*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- T.C. Milli Eğitim Bakanlığı. (2011). *HAREKET DÖNÜŞTÜRME ELEMANLARI*. Mesleki Eğitim ve Öğretim Sisteminin Güçlendirilmesi Projesi: [http://www.megep.meb.gov.tr/mte\\_program\\_modul/moduller\\_pdf/Hareket%20Dönüştürme%20Elemanları.pdf](http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Hareket%20Dönüştürme%20Elemanları.pdf) adresinden alındı
- Teknoloji Projeleri. (tarih yok). *Teknoloji Projeleri*. Kam Nedir? Ne İşe Yarar?: <https://teknolojiprojeleri.com/mekanik/kam-nedir-ne-ise-yarar> adresinden alındı
- Thorat, S. (2021, Haziran 9). *Types Of Cam And Followers-Basic Of Theory Of machine*. Haziran 9, 2021 tarihinde learnmech.com: [https://learnmech.com/types-of-cam-and-followers/#b\\_Oscillating\\_or\\_rotating\\_follower](https://learnmech.com/types-of-cam-and-followers/#b_Oscillating_or_rotating_follower) adresinden alındı
- Waldron, K. J., Kinzel, G. L., & Agrawal, S. K. (2016). *Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery*. Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- Xie, L. J. (2013). Kinematics and Dynamics Analysis of Eccentric Circle Cam Mechanism. *Advanced Materials Research*, 1466-1469.
- Ye, Z., & Smith, M. R. (2002). Synthesis of Constant-Breadth Cam Mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 941-953.
- Yu, J., Luo, H., Hu, J., Nguyen, T. V., & Lu, Y. (2019). Reconstruction of high-speed cam curve based on high-order differential interpolation and shape adjustment. *Applied Mathematics and Computation, Elsevier*, 272-281.

## EKLER

### EK-1 Elde Edilen Sabit Çaplı Eğrilerin Polinom Denklemleri

Şekil 3.9a, 3.9b ve 3.9d’de verilen sabit çaplı eğrilerin polinom denklemleri sırasıyla aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned}
 &832.84 \times 10^9 X^{12} + 5.00 \times 10^{12} X^{10} Y^2 + 12.49 \times 10^{12} X^8 Y^4 + 16.66 \times 10^{12} X^6 Y^6 + 12.49 \times 10^{12} X^4 Y^8 + 5.00 \\
 &\times 10^{12} X^2 Y^{10} + 832.84 \times 10^9 Y^{12} - 6.16 \times 10^{12} X^{10} Y + 104.14 \times 10^{12} X^8 Y^3 + 322.21 \times 10^{12} X^6 Y^5 + 280.23 \\
 &\times 10^{12} X^4 Y^7 + 41.17 \times 10^{12} X^2 Y^9 - 27.14 \times 10^{12} Y^{11} - 526.55 \times 10^{12} X^{10} - 2.59 \times 10^{15} X^8 Y^2 - 5.47 \\
 &\times 10^{15} X^6 Y^4 - 103.33 \times 10^{12} X^4 Y^6 - 4.15 \times 10^{15} X^2 Y^8 - 156.60 \times 10^{12} Y^{10} + 252.91 \times 10^{15} X^8 Y - 339.98 \\
 &\times 10^{15} X^6 Y^3 - 1.32 \times 10^{18} X^4 Y^5 - 595.27 \times 10^{15} X^2 Y^7 + 117.58 \times 10^{15} Y^9 + 10.52 \times 10^{15} X^8 + 475.80 \\
 &\times 10^{15} X^6 Y^2 - 7.10 \times 10^{18} X^4 Y^4 - 2.25 \times 10^{18} X^2 Y^6 - 1.97 \times 10^{18} Y^8 - 435.85 \times 10^{18} X^6 Y + 594.47 \\
 &\times 10^{18} X^4 Y^3 + 888.37 \times 10^{18} X^2 Y^5 - 107.71 \times 10^{18} Y^7 + 241.72 \times 10^{18} X^6 + 4.99 \times 10^{21} X^4 Y^2 + 9.07 \\
 &\times 10^{21} X^2 Y^4 + 5.16 \times 10^{21} Y^6 + 173.88 \times 10^{21} X^4 Y - 326.53 \times 10^{21} X^2 Y^3 + 19.07 \times 10^{21} Y^5 - 1.40 \times 10^{24} X^4 \\
 &- 7.10 \times 10^{24} X^2 Y^2 - 5.93 \times 10^{24} Y^4 - 3.91 \times 10^{24} X^2 Y + 7.91 \times 10^{24} Y^3 + 1.70 \times 10^{27} X^2 + 3.02 \times 10^{27} Y^2 \\
 &- 1.43 \times 10^{27} Y - 564.75 \times 10^{27} = 0
 \end{aligned}$$

a)

$$\begin{aligned}
 &3.40 \times 10^3 X^{16} + 27.21 \times 10^3 X^{14} Y^2 + 95.23 \times 10^3 X^{12} Y^4 + 190.47 \times 10^3 X^{10} Y^6 + 238.09 \times 10^3 X^8 Y^8 + 190.47 \\
 &\times 10^3 X^6 Y^{10} + 95.23 \times 10^3 X^4 Y^{12} + 27.21 \times 10^3 X^2 Y^{14} + 3.40 \times 10^3 Y^{16} - 457.53 \times 10^3 X^{14} Y - 1.41 \times 10^6 X^{12} Y^3 \\
 &- 1.22 \times 10^6 X^{10} Y^5 + 31.74 \times 10^3 X^8 Y^7 + 177.37 \times 10^3 X^6 Y^9 - 335.08 \times 10^3 X^4 Y^{11} - 228.76 \times 10^3 X^2 Y^{13} - 15.62 \\
 &\times 10^3 Y^{15} - 1.38 \times 10^6 X^{14} + 2.47 \times 10^6 X^{12} Y^2 - 72.54 \times 10^6 X^{10} Y^4 - 52.23 \times 10^6 X^8 Y^6 - 85.58 \times 10^6 X^6 Y^8 \\
 &- 43.59 \times 10^6 X^4 Y^{10} - 14.23 \times 10^6 X^2 Y^{12} - 2.10 \times 10^6 Y^{14} + 3.48 \times 10^9 X^{12} Y + 1.32 \times 10^9 X^{10} Y^3 - 14.88 \\
 &\times 10^9 X^8 Y^5 - 16.26 \times 10^9 X^6 Y^7 - 1.18 \times 10^9 X^4 Y^9 + 2.61 \times 10^9 X^2 Y^{11} - 64.33 \times 10^6 Y^{13} - 10.91 \times 10^9 X^{12} \\
 &- 49.24 \times 10^9 X^{10} Y^2 + 97.35 \times 10^9 X^8 Y^4 + 42.15 \times 10^9 X^6 Y^6 + 6.66 \times 10^9 X^4 Y^8 - 12.20 \times 10^9 X^2 Y^{10} + 299.15 \\
 &\times 10^6 Y^{12} - 6.21 \times 10^{12} X^{10} Y + 10.47 \times 10^{12} X^8 Y^3 + 30.89 \times 10^{12} X^6 Y^5 + 4.02 \times 10^{12} X^4 Y^7 - 9.30 \times 10^{12} X^2 Y^9 \\
 &+ 316.25 \times 10^9 Y^{11} + 44.85 \times 10^{12} X^{10} + 89.06 \times 10^{12} X^8 Y^2 - 71.71 \times 10^{12} X^6 Y^4 + 9.26 \times 10^{12} X^4 Y^6 + 39.84 \\
 &\times 10^{12} X^2 Y^8 - 913.74 \times 10^9 Y^{10} + 3.92 \times 10^{15} X^8 Y - 14.92 \times 10^{15} X^6 Y^3 - 9.40 \times 10^{15} X^4 Y^5 + 9.62 \times 10^{15} X^2 Y^7 \\
 &- 406.71 \times 10^{12} Y^9 - 88.01 \times 10^{15} X^8 - 133.64 \times 10^{15} X^6 Y^2 - 43.52 \times 10^{15} X^4 Y^4 - 49.27 \times 10^{15} X^2 Y^6 - 1.78 \\
 &\times 10^{15} Y^8 - 481.54 \times 10^{15} X^6 Y + 5.34 \times 10^{18} X^4 Y^3 - 2.95 \times 10^{18} X^2 Y^5 + 157.01 \times 10^{15} Y^7 + 95.03 \times 10^{18} X^6 \\
 &+ 123.22 \times 10^{18} X^4 Y^2 + 58.92 \times 10^{18} X^2 Y^4 + 9.45 \times 10^{18} Y^6 - 350.28 \times 10^{18} X^4 Y - 178.28 \times 10^{18} X^2 Y^3 - 33.48 \\
 &\times 10^{18} Y^5 - 57.98 \times 10^{21} X^4 - 56.60 \times 10^{21} X^2 Y^2 - 14.37 \times 10^{21} Y^4 + 119.32 \times 10^{21} X^2 Y + 39.74 \times 10^{21} Y^3 \\
 &+ 18.77 \times 10^{24} X^2 + 9.94 \times 10^{24} Y^2 - 16.65 \times 10^{24} Y - 2.51 \times 10^{27} = 0
 \end{aligned}$$

b)

$$\begin{aligned}
& 1.64X^{12} + 1.64Y^{12} + 29.49X^{11} - 15.56Y^{11} + 100.00 \times 10^{-6} (98.30 \times 10^3 Y^2 - 1.04 \times 10^6 Y - 8.19 \times 10^6) X^{10} \\
& - 911.21Y^{10} + 100.00 \times 10^{-6} (294.91 \times 10^3 Y^2 - 12.76 \times 10^6 Y - 838.34 \times 10^6) X^9 + 169.62 \times 10^3 Y^9 \\
& + 100.00 \times 10^{-6} (245.76 \times 10^3 Y^4 - 778.24 \times 10^3 Y^3 - 32.79 \times 10^6 Y^2 + 8.56 \times 10^9 Y - 14.88 \times 10^9) X^8 \\
& - 1.25 \times 10^6 Y^8 + 100.00 \times 10^{-6} (-1.77 \times 10^6 Y^4 + 26.08 \times 10^6 Y^3 + 133.82 \times 10^6 Y^2 + 52.24 \times 10^9 Y \\
& + 333.20 \times 10^9) X^7 - 227.62 \times 10^6 Y^7 + 100.00 \times 10^{-6} (327.68 \times 10^3 Y^6 + 3.75 \times 10^6 Y^5 - 161.44 \times 10^6 Y^4 \\
& - 187.16 \times 10^6 Y^3 - 72.23 \times 10^9 Y^2 - 11.05 \times 10^{12} Y + 60.30 \times 10^{12}) X^6 + 5.86 \times 10^9 Y^6 + 100.00 \times 10^{-6} ( \\
& -4.13 \times 10^6 Y^6 - 36.27 \times 10^6 Y^5 + 4.82 \times 10^9 Y^4 + 56.66 \times 10^9 Y^3 - 490.77 \times 10^9 Y^2 - 110.76 \times 10^{12} Y \\
& + 106.71 \times 10^{12}) X^5 + 90.07 \times 10^9 Y^5 + 100.00 \times 10^{-6} (245.76 \times 10^3 Y^8 + 5.52 \times 10^6 Y^7 + 20.29 \times 10^6 Y^6 \\
& - 23.87 \times 10^9 Y^5 - 150.18 \times 10^9 Y^4 + 10.66 \times 10^{12} Y^3 + 201.11 \times 10^{12} Y^2 + 3.84 \times 10^{15} Y - 92.96 \times 10^{15}) X^4 \\
& - 9.29 \times 10^{12} Y^4 + 100.00 \times 10^{-6} (-3.24 \times 10^6 Y^8 - 74.45 \times 10^6 Y^7 + 6.35 \times 10^9 Y^6 + 205.04 \times 10^9 Y^5 \\
& - 827.15 \times 10^9 Y^4 - 220.36 \times 10^{12} Y^3 - 450.79 \times 10^{12} Y^2 + 102.63 \times 10^{15} Y - 48.92 \times 10^{15}) X^3 - 14.63 \\
& \times 10^{12} Y^3 + 100.00 \times 10^{-6} (98.30 \times 10^3 Y^{10} + 1.88 \times 10^6 Y^9 - 43.09 \times 10^6 Y^8 - 13.81 \times 10^9 Y^7 - 105.65 \\
& \times 10^9 Y^6 + 19.43 \times 10^{12} Y^5 + 224.92 \times 10^{12} Y^4 - 6.97 \times 10^{15} Y^3 - 193.98 \times 10^{15} Y^2 - 148.11 \times 10^{15} Y \\
& + 61.77 \times 10^{18}) X^2 + 6.17 \times 10^{15} Y^2 + 100.00 \times 10^{-6} (-884.74 \times 10^3 Y^{10} + 671.74 \times 10^3 Y^9 + 2.52 \times 10^9 Y^8 \\
& + 35.39 \times 10^9 Y^7 - 925.55 \times 10^9 Y^6 - 110.63 \times 10^{12} Y^5 - 558.02 \times 10^{12} Y^4 + 102.25 \times 10^{15} Y^3 + 267.99 \\
& \times 10^{15} Y^2 - 29.87 \times 10^{18} Y - 1.35 \times 10^{18}) X + 5.05 \times 10^{15} Y - 1.48 \times 10^{18} = 0
\end{aligned}$$

c)

Şekil 1. Sabit çaplı eğrilerin polinom denklemleri a) 3.9a b) 3.9b c) 3.9d