



**OTOBÜS BAGAJ KAPISI İÇİN YENİ BİR MENTEŞE MEKANİZMASININ  
GELİŞTİRİLMESİ VE KİNEMATİK ANALİZİ**

**Abdullah Revaha GÖLOĞLU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
İMALAT MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2019**

Abdullah Revaha GÖLOĞLU tarafından hazırlanan “OTOBÜS BAGAJ KAPISI İÇİN YENİ BİR MENTEŞE MEKANİZMASININ GELİŞTİRİLMESİ VE KİNEMATİK ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi İmalat Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

**Başkan:** Prof. Dr. Abdulkadir GÜLLÜ

İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

**Üye:** Doç. Dr. İhsan TOKTAŞ

Makina Eğitimi Anabilim Dalı, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 29 / 07 / 2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
  - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
  - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
  - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
  - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Abdullah Revaha GÖLOĞLU

29 / 07 / 2019



# OTOBÜS BAGAJ KAPISI İÇİN YENİ BİR MENTEŞE MEKANİZMASININ GELİŞTİRİLMESİ VE KİNEMATİK ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Abdullah Revaha GÖLOĞLU

GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2019

## ÖZET

Araçlarda insan eliyle veya otomatik olarak açılıp kapatılan, araç ömrü boyunca kilitlenme, dayanım, sızdırmazlık vb. fonksiyonları yerine getirmesi beklenen bagaj kapılarının gövdeye montajında görev yapan menteşe mekanizmaları, otomotiv sektöründe çok farklı biçimde tasarlanabilmekte ve imal edilebilmektedir. Bu çalışmada, hâlihazırda kullanılan otobüs bagaj kapısı mekanizmalarının olumsuzluklarını gidermek amacıyla mevcut kapı menteşesi mekanizmasına alternatif yeni bir tasarım önerilmiştir. Önerilen mekanizmanın konum, hız ve ivme analizleri analitik ve bilgisayar destekli olarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, menteşe mekanizmasının prototip üretimi yapılmış, MAN Türkiye A.Ş. bünyesinde üretilen “Neoplan Skyliner” model otobüsler üzerinde prototip menteşe olarak uygulanmıştır. Diğer taraftan, bagaj kapısına gelen olağan ve olağan dışı yükler altında açma-kapama kolaylığı, hafifletme çalışmalarına karşılık mekanizmanın dayanımı gibi kriterler ışığında elde edilen bulgulardan hareketle, mekanizmanın farklı uygulamalar için kullanılabilirliği tartışılmıştır.

Bilim Kodu : 91439

Anahtar Kelimeler : Otobüs Bagaj Kapısı, Menteşe Mekanizması, Analitik ve Bilgisayar Destekli Analiz

Sayfa Adedi : 63

Danışman : Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

DEVELOPMENT AND KINEMATIC ANALYSIS OF A NEW HINGE MECHANISM  
FOR BUS TAILGATES

(M.Sc. Thesis)

Abdullah Revaha GÖLOĞLU

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2019

ABSTRACT

Hinge mechanisms of vehicles can be designed and manufactured in various ways in the automotive industry. The hinge mechanisms work in assembling of tailgates, which are operated manually or automatically and expected to fulfil the functions such as lockability during vehicle service life, strength, impermeability etc., to vehicle bodies. In this study, a new alternative design of tailgate hinge mechanism was proposed in order to remove the shortcomings of the mechanisms used at the current bus tailgates. Positioning, velocity and acceleration analyses of the proposed mechanism were conducted as analytically and computer aided. In addition, the prototype productions of new hinge mechanism were applied to Neoplan Skyliner model buses which were produced at MAN Turkey. Moreover, the applicability of the new hinge mechanism into different applications were discussed in terms of the criteria such as easiness of opening and closing of the tailgate under ordinary and extraordinary loads, strength of mechanism in response to weight reduction efforts by the findings obtained.

Science Code : 91439

Key Words : Bus Tailgate, Hinge Mechanism, Analytical and Computer Aided Analysis.

Page Number : 63

Supervisor : Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım süresince değerli yardım ve katkılarını esirgmeden beni devamlı olarak yönlendiren, uygun çalışma koşulları sunan ve tecrübelerinden yararlandığım saygıdeğer danışmanım Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR'e, paylaştığı tecrübe ve manevi desteklerinden dolayı öğretim üyesi Prof. Dr. Abdulkadir GÜLLÜ'ye ve İmalat Mühendisliği Bölümü'ndeki tüm akademisyenlere teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmakta olduğum MAN Türkiye A.Ş. Ar-Ge departmanı çalışanlarından Oğuz ÜNAL'a desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Ayrıca tez çalışmam süresince beni destekleyen eşime ve beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan çok değerli aileme en içten sevgi ve saygılarımı sunarım.



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ .....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. ALAN BİLGİSİ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Mekanizma Terminolojisi .....	3
2.1.1. Kinematik eleman.....	3
2.1.2. Kinematik çift .....	3
2.1.3. Serbestlik derecesi .....	4
2.1.4. Dört çubuk mekanizması .....	5
2.2. Mekanizmaların Sentezi.....	6
2.2.1. Coupler eğrisi .....	6
2.2.2. Freudenstein eşitliği.....	6
2.2.3. Dört çubuk mekanizmalarının konum analizi.....	8
2.2.4. Kompleks sayılar ile mekanizma konum analizi .....	8
2.2.5. Kompleks sayılar ile mekanizma hız ve ivme analizi .....	12
2.3. Otobüslerde Kullanılan Kapı ve Kapak Mekanizmaları .....	14
2.3.1. Pnömatik tahrikli dışa salınımlı kapı sistemi.....	14
2.3.2. Elektrik tahrikli dışa salınımlı kapı sistemi .....	15

	<b>Sayfa</b>
2.3.3. Pnömatik tahrikli içe salınımlı kapı sistemi .....	15
2.3.4. Pnömatik tahrikli bagaj kapak sistemi.....	16
2.3.5. Pnömatik tahrikli katlanabilen kapı sistemi.....	16
2.3.6. Elektrik tahrikli katlanabilen kapı sistemi .....	17
2.4. Literatür Çalışmaları .....	17
<b>3. KAPI MENTEŞE MEKANİZMASI VE ANALİZİ .....</b>	<b>27</b>
3.1. Mevcut Kapı Menteşe Mekanizması.....	28
3.2. Önerilen Kapı Menteşe Mekanizması.....	30
3.3. Önerilen Kapı Menteşe Mekanizması Analitik Analizi .....	32
3.4. Önerilen Kapı Menteşe Mekanizması Bilgisayar Destekli Analizi .....	35
3.4.1. Önerilen kapı menteşe mekanizmasının bilgisayar destekli kuvvet analizi.....	35
<b>4. MENTEŞE MEKANİZMASININ PROTOTİP İMALATI VE TESTİ...</b>	<b>43</b>
4.1. Menteşe Mekanizması Prototipi İmalatı .....	43
4.2. Menteşe Mekanizması Testi.....	43
<b>5. BULGULAR VE TARTIŞMA .....</b>	<b>45</b>
5.1. Konum Analizi .....	45
5.3. İvme Analizi.....	48
5.2. Hız Analizi .....	50
5.4. Kuvvet Analizi .....	53
5.5. En Kritik Konum İçin B Mafsalının Kesilme Kontrolü.....	57
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>59</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>61</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>63</b>

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Mevcut mekanizma ile önerilen mekanizmanın test sonuçları.....	44



## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Kapalı kinematik çift .....	3
Şekil 2.2. Açık kinematik çift .....	4
Şekil 2.3. Dört çubuk mekanizması .....	5
Şekil 2.4. Kapalı kinematik çift .....	5
Şekil 2.5. Dört çubuk mekanizması vektör gösterimi.....	7
Şekil 2.6. Dört çubuk mekanizmasının notasyonu.....	8
Şekil 2.7. Dört çubuk mekanizmasının notasyonu ve aynalanmış eşleniği .....	9
Şekil 2.8. Dört çubuk mekanizması .....	12
Şekil 2.9. Pnömatik tahrikli dışa salınımlı kapı sistemi.....	15
Şekil 2.10. Pnömatik tahrikli bagaj kapak sistemi.....	16
Şekil 2.11. Tasarlanan paralel menteşe sistemi .....	18
Şekil 2.12. Gazlı pistonlu bagaj kapağı açma-kapama mekanizması .....	19
Şekil 2.13. Bagaj kapağı açma-kapama için gerekli el kuvveti değişimi .....	19
Şekil 2.14. Arka bagaj kapısı için tasarlanan dört-çubuk mekanizması .....	21
Şekil 2.15. Önerilen dört-çubuk mekanizması.....	21
Şekil 2.16. Yüke maruz kalmış paralel kol mekanizması .....	22
Şekil 2.17. İç yüzeylere montajlanması için tasarlanmış menteşe.....	23
Şekil 2.18. Salınımlı olarak açılan bagaj kapısı mekanizması tasarımı .....	24
Şekil 2.19. Bagaj kapısı takla kolu mekanizması .....	24
Şekil 2.20. a) Arka bagaj kapısı (açık konum: noktalı çizgi; kapalı konum: çizgi - noktalı çizgi) b) Esnek kollu dört çubuk mekanizmasına ait SRGM.....	25
Şekil 3.1. Otobüs bagaj kapısı.....	27
Şekil 3.2. Ticari isme ait menteşe mekanizması .....	28
Şekil 3.3. Mevcut mekanizma kullanıldığında açık kapı pozisyonu .....	29

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.4. Önerilen mekanizma.....	30
Şekil 3.5. Mekanizma uzuvlarının üstten görünüşü.....	31
Şekil 3.6. Mekanizmanın, kapı kapalı durumu ( $\theta_0$ ) .....	31
Şekil 3.7. Mekanizmanın, kapı açık durumu ( $\theta_s$ ) .....	32
Şekil 3.8. Önerilen mekanizmada kullanılan dört çubuk notasyonu .....	33
Şekil 3.9. MS Excel programında eşitliklerin yazılıp değerlerin elde edilmesi.....	34
Şekil 3.10. Menteşe mekanizmasında mafsal yüklerinin en büyük olduğu konumu.....	35
Şekil 3.11. 7 numaralı uzuv için Serbest Cisim Denge Diyagramı (SCDD).....	36
Şekil 3.12. 3 numaralı uzuv için SCDD.....	38
Şekil 3.13. 4 numaralı uzuv için SCDD.....	39
Şekil 3.14. 1 numaralı uzuv için SCDD.....	40
Şekil 4.1. Otobüs bagaj kapı çerçevesine yeni menteşe mekanizmanın montajı.....	43
Şekil 5.1. 3 numaralı uzvun açısal konum grafiği ( $\theta_3$ ) .....	45
Şekil 5.2. 4 numaralı uzvun açısal konum grafiği ( $\theta_4$ ) .....	46
Şekil 5.3. 6 numaralı uzvun açısal konum grafiği ( $\theta_6$ ) .....	47
Şekil 5.4. 7 numaralı uzvun açısal konum grafiği ( $\theta_7$ ) .....	47
Şekil 5.5. 3 numaralı uzvun açısal ivme grafiği ( $\alpha_3$ ) .....	48
Şekil 5.6. 4 numaralı uzvun açısal ivme grafiği ( $\alpha_4$ ) .....	49
Şekil 5.7. 6 numaralı uzvun açısal ivme grafiği ( $\alpha_6$ ) .....	49
Şekil 5.8. 7 numaralı uzvun açısal ivme grafiği ( $\alpha_7$ ) .....	50
Şekil 5.9. 3 numaralı uzvun açısal hız grafiği ( $\omega_3$ ).....	51
Şekil 5.10. 4 numaralı uzvun açısal hız grafiği ( $\omega_4$ ).....	51
Şekil 5.11. 6 numaralı uzvun açısal hız grafiği ( $\omega_6$ ).....	52
Şekil 5.12. 7 numaralı uzvun açısal hız grafiği ( $\omega_7$ ).....	53

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.13. $A_0$ noktasındaki tepki kuvveti ( $F_{A0}$ ).....	54
Şekil 5.14. A noktasındaki tepki kuvveti ( $F_A$ ) .....	54
Şekil 5.15. $B_0$ noktasındaki tepki kuvveti ( $F_{B0}$ ).....	55
Şekil 5.16. B noktasındaki tepki kuvveti ( $F_B$ ).....	55
Şekil 5.17. C noktasındaki tepki kuvveti ( $F_C$ ).....	56
Şekil 5.18. D noktasındaki tepki kuvveti ( $F_D$ ) .....	56
Şekil 5.19. E noktasındaki tepki kuvveti ( $F_E$ ).....	57
Şekil 5.20. En kritik konum için B mafsalına etki eden moment ve yükler .....	58

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu tez çalışmasında kullanılan simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile aşağıda sunulmuştur.

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklamalar</b>
$kN$	Kilo Newton
$rad$	Radyan
$s$	Saniye
$\beta$	Beta açısı
$\theta_0$	Başlangıç açısı
$\theta_s$	Bitiş açısı
$\Phi$	Fi açısı
$\psi$	Psi açısı
$M$	Moment
$\ell$	Uzunluk
$F$	Tepki kuvveti
$W$	Ağırlık
$\sigma_B$	Bileşke gerilme
$\sigma_{AK}$	Akma gerilmesi

### **Kısaltmalar Açıklamalar**

<b>BDA</b>	Bilgisayar Destekli Analiz
<b>RGD</b>	Rijit Gövde Dinamiği
<b>SCDD</b>	Serbest Cisim Denge Diyagramı
<b>SEA</b>	Sonlu Elemanlar Analizi
<b>SRGM</b>	Sözde Rijit Gövde Modeli





## 1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe önemli bir yeri olan otobüsler, genellikle insan taşımacılığında kullanılan uzun, kısa veya orta menzilli seyahat araçlarıdır. Yapılacak olan yolculuğun koşullarına göre taşınabilecek yolcu sayısı ve toplam yük miktarı farklılık göstermektedir. Taşınan yüklerin yolculuk esnasında güvenli bir şekilde muhafaza edilebilmesi için bagaj bölmelerinden yararlanılır. Bu bagaj bölmeleri genelde yolcu taşıma bölgelerinin altında olup çeşitli kapak ve kapılar ile erişimleri sağlanabilir.

İnsan eliyle veya otomatik olarak açılıp kapatılan, araç ömrü boyunca kilitleme, dayanım, sızdırmazlık vb. işlevleri yerine getirmesi beklenen bagaj kapılarının gövdeye montajında görev yapan menteşe mekanizmaları, otomotiv sektöründe çok farklı biçimde tasarlanabilmekte ve imal edilebilmektedir.

Yolcu taşımacılığı için üretilen otobüs gibi büyük araçların bagaj kapak ve kapı mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalar genellikle mekanizmaların kapı yükünü taşıyıp taşıyamayacağı, kapladığı yüzey alanı ve bunların analizleri konularının etrafında şekillenmiştir. Günümüzde ise; ergonomik unsurların yanında, kullanım ve regülasyonlar gereği ortaya çıkan ihtiyaçlar ve sonrasında meydana gelen eksikliklerin değerlendirilmesi öne çıkmaktadır. Bagaj kapak ve bagaj kapıları gibi otobüslerde sürekli çalışan aksamlar, zaman içerisinde tasarım ve çevre koşullarından dolayı deforme olabilmekte, seyahat güvenliğini tehdit etmekte ve müşteri memnuniyetsizliğine neden olabilmektedir. Bu sebeple otobüslerde bagaj bölgelerine erişim sağlayan bagaj kapılarının ve bagaj kapı mekanizmalarının uzun ömürlü ve kullanım ergonomisini karşılayacak şekilde tasarlanması, günümüzün rekabetçi ortamında karşılanması zorunlu bir gerekliliktir.

Bu çalışmada, hâlihazırda kullanılan ve zamanla deformasyona uğrayabilen, kullanımında ergonomik olumsuzluklar barındıran, tasarımından dolayı işlevini yerine getirmede sorunlar taşıyan bir otobüs bagaj kapısı mekanizmasının, olumsuzluklarını gidermek amacıyla yeni bir kapı menteşesi mekanizma tasarımı önerilmiştir. Yeni mekanizmanın kullanımı esnasındaki konum, hız ve ivmenin analizleri analitik ve bilgisayar destekli olarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler karşılaştırılmış ve iki yöntemden elde edilen sonuçların birbirleri ile örtüştüğü ve birbirlerini doğruladıkları tespit edilmiştir. Bunlara

ilave olarak, menteşe mekanizmasının prototip üretimi yapılmış ve bu mekanizmanın işlevselliği MAN Türkiye A.Ş. bünyesinde üretilen “Neoplan Skyliner” model otobüsler üzerinde denenmiştir.

Yeni mekanizma tasarımı ile kullanım ergonomisinde eksiklik olarak görülen kapı açılış kursunda iyileşme elde edilmiştir. Diğer taraftan, bagaj kapısına gelen olağan ve olağan dışı yükler altında açma-kapama kolaylığı sağlanmış, eski ve yeni alternatif tasarıma uygulanan döngüsel yük kontrolleriyle zamanla kapıda oluşan deformasyonun önüne geçildiği tespit edilmiştir. Hafifletme çalışmalarının yanında mekanizmanın dayanımı gibi ölçütler ışığında elde edilen bulgulardan hareketle, mekanizmanın farklı uygulamalar için kullanılabilirliği tartışılmıştır.

Bu tez çalışmasının takip eden bölümünde konu ile ilgili alan bilgisi ve yapılan çalışmalar verilmiştir. Sonraki bölüm olan Kapı Menteşe Mekanizması ve Analizi başlığı altında önerilen alternatif tasarım tanıtılmış ve ayrı ayrı analitik ve bilgisayar destekli olarak konum, hız ve ivme analizleri gerçekleştirilmiştir. İlâveten önerilen tasarıma uygulanan kuvvet analizi ile olağan ve olağandışı yükler altındaki açma kapama kolaylığı değişimi hedeflenmiştir. Hedeflenen menteşe mekanizmasına ait prototip imalatı ve testleri hakkındaki bilgiler, takip eden bölümde verilmiştir. Bölüm 5’te Bulgular ve Tartışma başlığı altında analitik ve bilgisayar destekli olarak konum, hız ve ivme analiz sonuçları kıyaslanmış, tasarıma uygulanan kuvvet analizi ile olağan ve olağandışı yükler altındaki açma kapama kolaylığı değişimi değerlendirilmiştir. Sonuç bölümünde otobüs bagaj kapısı mekanizmasının olumsuzluklarını gidermek amacıyla önerilen alternatif kapı menteşesi mekanizması ile sağlanan faydalar özetlenmiştir.

## 2. ALAN BİLGİSİ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde mekanizmalar hakkında alan bilgisi verilecek, kullanılacak dört çubuk mekanizması ve bileşenleri açıklanacaktır. Mekanizmaların kapılar üzerindeki uygulamaları hakkında daha önce yapılan çalışmalar özetlenecektir.

### 2.1. Mekanizma Terminolojisi

Mekanizma, kuvvet ve hareket iletimi için kullanılabilen rijit cisimlerin rijit mafsallarla birleştirildiği sistemlere denir. Bir mekanizmayı diğer rijit olmayan cisimlerden ayıran en önemli özellik mekanizma mafsallarının hareket serbestlikleri ve mafsalların birbirlerine göre bağlı hareketleridir.

#### 2.1.1. Kinematik eleman

İki rijit cisim birbirine bağlamak için kullanılan ve bu iki rijit cismin birbirlerine göre hareketlerinin bağlı olmasını sağlayan elemana kinematik eleman denir. Kinematik elemanlar, rijit cisimlerin hareket serbestliklerini birbirlerine göre sınırlar.

#### 2.1.2. Kinematik çift

Rijit cisimlerin bir araya getirilmesi ile oluşan ve mekanizmanın özelliklerini tanımlayan bağlantılara kinematik çift (mafsal) denir. Kendi aralarında aşağıdaki gibi çeşitlendirilirler [1].

Kapalı Kinematik Çift: Elemanlar arasındaki temas, mekanizmanın tüm hareket süresi boyunca mevcuttur (Şekil 2.1).

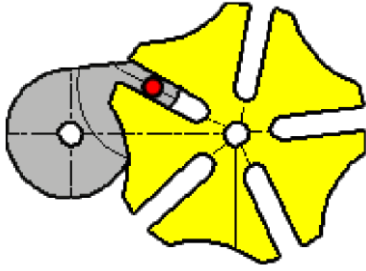


Şekil 2.1. Kapalı kinematik çift

**Basit Kinematik Çift:** Eleman çiftlerinin hareketi bir düzlem (yüzey) boyunca temas etmesi durumunda mevcuttur. Temas esnasında oluşan temas gerilmeleri, noktasal veya çizgisel temas olmadığından daha düşük olmaktadır.

**Yüksek Kinematik Çift:** Eleman çiftlerinin teması bir nokta veya bir doğru boyunca oluşması durumunda mevcuttur. Nokta veya çizgisel temas durumunda temas gerilimi daha yüksek olmakta, bu da çiftlerde deformasyonu beraberinde getirmektedir. Bunun için çiftlerin yüzey aşınma dirençleri yüksek olmalıdır. Büyük yükler altında çalışma yapan mekanizmalar için önerilmez. Buna karşın, küçük hacimli olmaları, aynı iş için daha az sayıda parça ihtiva edebildiklerinden bu çeşit mekanizmalar kullanılabilir.

**Açık Kinematik Çift:** Elemanlar arasındaki temas, mekanizmanın tüm hareketi süresi boyunca mevcut olmayabilir (Şekil 2.2).

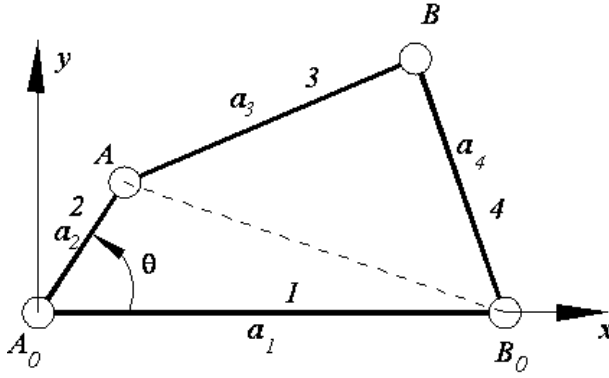


Şekil 2.2. Açık kinematik çift

### 2.1.3. Serbestlik derecesi

Bir mekanizmadaki serbestlik derecesi, kinematik çiftlerin sayısı ve bu kinematik çiftlerin serbestlik derecesine bağlı olup, mekanizma uzuvlarının konumlarını tayin etmek için aranacak parametrelerin sayısıdır. Serbestlik derecesi tayin edilirken mekanizmanın uzuv konumlarının bulunması önem teşkil eder.

Aşağıdaki 1 numaralı uzuv sabit uzuv, 2 numaralı uzuv giriş uzvu olarak kabul edilirse  $\theta$  başlangıç açısı verildiğinde mekanizmanın tüm uzuvlarının konumu tespit edilebilmektedir (Şekil 2.3). Bu nedenle mekanizmanın serbestlik derecesi 1 olur [1].

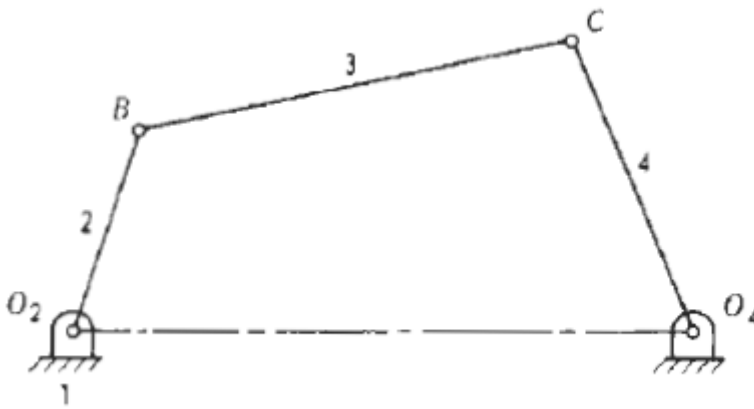


Şekil 2.3. Dört çubuk mekanizması [1]

Mekanizmalar bir veya birden fazla uzuvdan meydana gelir ve kendi içlerinde serbestlik derecelerine sahiptir. Serbestlik derecesi bir mekanizmada bulunan tüm uzuvların konumunu belirlemek için gerekli olan parametre sayısıdır [2].

#### 2.1.4. Dört çubuk mekanizması

Dört uzuvlu ve dört döner mafsala sahip mekanizmaya dört-çubuk mekanizması denmektedir. Genelde hareket eden üç uzuv görülse de sabit gövde de bir uzuv sayılmaktadır. Aşağıdaki dört çubuk mekanizmasında 1 numara ile sabit uzuv, 2 ve 4 numara ile krank uzvu ve 3 numara ile biyel uzvu gösterilmiştir (Şekil 2.4) [3].



Şekil 2.4. Kapalı kinematik çift [3]

## 2.2. Mekanizmaların Sentezi

Mekanizmaların sentezi, temelde sabit olduğu kabul edilen bir uzvun diğer uzuvlara göre bağıl hareketinin gözlenmesini içermektedir. Bu işleme kinematik yer değişim (kinematik inversiyon) denir [1].

### 2.2.1. Coupler eğrisi

Mekanizmalarda bir uzvun, mekanizmanın başlangıç pozisyonu ile bitiş pozisyonu arasında uzayda izlediği yörüngenin tayin edilmesi gerekebilir. Bu durumda uzvun üstünde herhangi bir nokta (Coupler noktası) belirlenerek mekanizmanın bir kurs boyunca çalıştırılması sağlanır. Belirlenen noktanın izlediği açık veya tam kapalı yörüngeye Coupler eğrisi denir [3].

### 2.2.2. Freudenstein eşitliği

Dört çubuk mekanizmaların analitik analizinde Freudenstein eşitliğinden faydalanılabilir [4]. Mekanizma uzuvlarının uzunlukları ve uzuvların arasındaki açılara bağlı bir eşitlik aşağıdaki gibi oluşturulur. Şekil 2.5'te verilen uzuvların her biri birer vektör olarak kabul edilirse X eksenini bileşenlerinin toplamı her zaman sıfır olacağından;

$$b \cos \phi + c \cos \beta - d \cos \psi + a = 0 \quad (2.1)$$

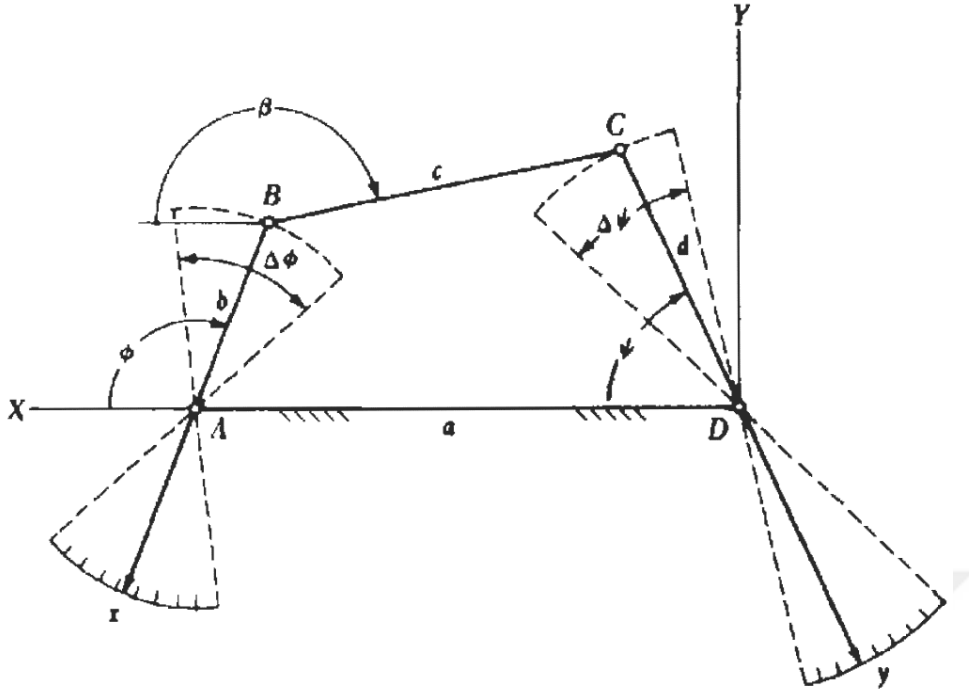
olmaktadır. Aynı şekilde tüm Y eksenini bileşenleri toplamı sıfır olacağından;

$$b \sin \phi + c \sin \beta - d \sin \psi = 0 \quad (2.2)$$

olmaktadır. Eşitlikler taraf tarafa çarpılarak sadeleştirilir.

$$c^2 \cos^2 \beta = (d \cos \psi - a - b \cos \phi)^2 \quad (2.3)$$

$$c^2 \sin^2 \beta = (d \sin \psi - b \sin \phi)^2 \quad (2.4)$$



Şekil 2.5. Dört çubuk mekanizması vektör gösterimi [3]

Eşitliklerde  $c^2$  ifadesi yalnız bırakılırsa;

$$c^2 = a^2 + b^2 + d^2 - 2ad \cos \psi - 2bd \cos \phi \cos \psi - 2bd \sin \phi \sin \psi + 2ab \cos \phi \quad (2.5)$$

olmaktadır. Eşitlik sadeleştirildiğinde:

$$R_1 \cos \phi - R_2 \cos \psi + R_3 = \cos(\phi - \psi) \quad (2.6)$$

eşitliği, Freudenstein eşitliğini vermektedir. Burada;

$$R_1 = \frac{a}{d} \quad ; \quad R_2 = \frac{a}{b} \quad ; \quad R_3 = \frac{a^2 + b^2 + d^2 - c^2}{2bd} \quad (2.7)$$

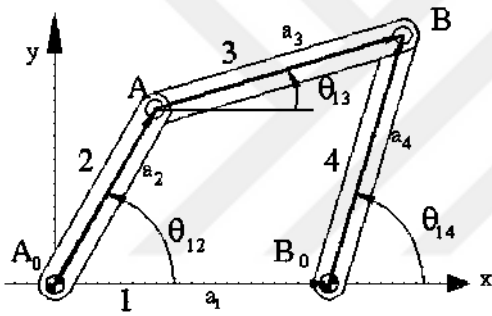
dir.

### 2.2.3. Dört çubuk mekanizmalarının konum analizi

Mekanizmanın bir uzvunda belirlenen bir nokta için, mekanizmanın başlangıç ve bitiş konumu arasında uzayda takip ettiği yörüngeye konum analizi denir [5]. Uzayda takip edilen yörüngeye tayini vektörler sayesinde tespit edilir.

### 2.2.4. Kompleks sayılar ile mekanizma konum analizi

Dört çubuk mekanizmalarının konum analizinde, devre kapalılık eşitliklerinden kolay sonuç alma özelliğinden dolayı kompleks sayılar tercih edilebilir [6]. Şekil 2.6'da verilen dört çubuk mekanizmasının vektör gösterimi ele alındığında;



Şekil 2.6. Dört çubuk mekanizmasının notasyonu [1]

$$A_0A + AB = A_0B_0 + B_0 \quad (2.8)$$

vektörel eşitlik olarak yazılır. Bu durumda devre kapalılık eşitliği kompleks sayılar ile:

$$a_2 e^{i\theta_{12}} + a_3 e^{i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} \quad (2.9)$$

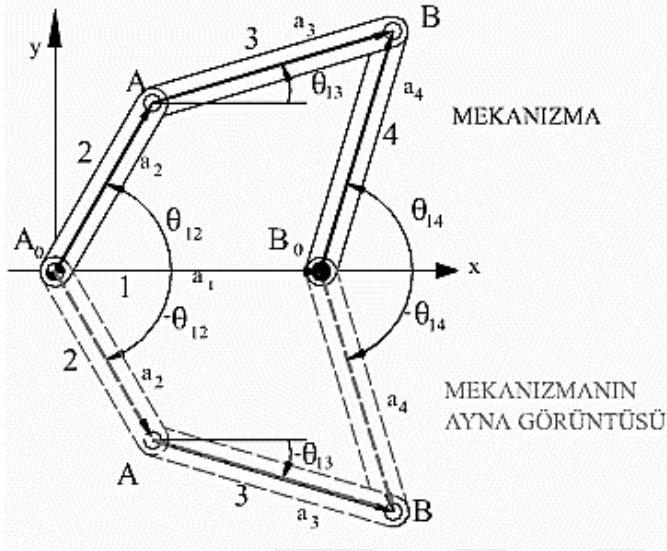
şeklinde ifade edilebilir. Bu eşitlik reel ve sanal köklerine ayrılarak iki bilinmeyenli eşitliklere ulaşılabilir.

$$a_2 \cos(\theta_{12}) + a_3 \cos(\theta_{13}) = a_1 + a_4 \cos(\theta_{14}) \quad (2.10)$$

$$a_2 \sin(\theta_{12}) + a_3 \sin(\theta_{13}) = a_4 \sin(\theta_{14}) \quad (2.11)$$



Bu eşitliklerde iki bilinmeyen olduğundan her  $\theta_{12}$  (giriş uzvu açısı) için  $\theta_{13}$  ve  $\theta_{14}$  değerleri farklılık gösterecektir. Bu nedenle kompleks sayılar yöntemi ile çözüm yapılması gerekir (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. Dört çubuk mekanizmasının notasyonu ve aynalanmış eşleniği [1]

Dört çubuk mekanizmasının konum eşitliği (Eş. 2.9) ile eşleniği (Eş. 2.12) alt alta yazılıp taraf tarafa çarpılır ise,

$$a_2 e^{i\theta_{12}} + a_3 e^{i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} \quad (2.12)$$

$$a_2 e^{-i\theta_{12}} + a_3 e^{-i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{-i\theta_{14}} \quad (2.13)$$

Dört çubuk mekanizmasında  $\theta_{14}$  değişkeni  $\theta_{12}$  parametresine göre çözümlenirse, Eş. 2.12 ve Eş. 2.13'de  $\theta_{13}$  açısının eşitliklerden uzaklaştırılması ve  $\theta_{14}$  bilinmeyenin bulunması için eşitliklerin sol tarafında yalnız bırakılması gerekir.

$$a_3 e^{i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} - a_2 e^{i\theta_{12}} \quad (2.14)$$

$$a_3 e^{-i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{-i\theta_{14}} - a_2 e^{-i\theta_{12}} \quad (2.15)$$

şeklinde yazıldıktan sonra eşitlikler taraf tarafa çarpılırsa:

$$a_3^2 e^{i(\theta_{13}-\theta_{13})} = (a_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} - a_2 e^{i\theta_{12}})(a_1 + a_4 e^{-i\theta_{14}} - a_2 e^{-i\theta_{12}}) \quad (2.16)$$

$$e^{i(\theta_{13}-\theta_{13})} = e^{i0} = 1$$

olduğundan,

$$a_3^2 = a_1^2 + a_4^2 + a_2^2 + a_1 a_4 [e^{i\theta_{14}} + e^{-i\theta_{14}}] - a_1 a_2 [e^{i\theta_{12}} + e^{-i\theta_{12}}] - a_2 a_4 [e^{i(\theta_{14}-\theta_{12})} + e^{-i(\theta_{14}-\theta_{12})}] \quad (2.17)$$

olur. Euler teoremine göre Eş. 2.17,

$$\cos \theta = \frac{(e^{i\theta} + e^{-i\theta})}{2} \quad (2.18)$$

olur. Bu eşitlikten Freudenstein eşitliği olan

$$K_1 \cos \theta_{14} - K_2 \cos \theta_{12} + K_3 = \cos(\theta_{14} - \theta_{12}) \quad (2.19)$$

elde edilir ve bu eşitlikte yer alan;

$$K_1 = \frac{a_1}{a_2} \quad ; \quad K_2 = \frac{a_1}{a_4} \quad \text{ve} \quad K_3 = \frac{(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 + a_4^2)}{2a_4 a_2} \quad (2.20)$$

değerleri bulunabilir. Freudenstein eşitliğindeki  $\theta_{14}$  uzuv açısının trigonometrik fonksiyonları yarım açı eşitlikleri şeklinde yazılırsa;

$$\sin \theta_{14} = \frac{2 \tan\left(\frac{1}{2}\theta_{14}\right)}{[1 + \tan^2\left(\frac{1}{2}\theta_{14}\right)]} \quad \text{ve} \quad \cos \theta_{14} = \frac{[1 - \tan^2\left(\frac{1}{2}\theta_{14}\right)]}{[1 + \tan^2\left(\frac{1}{2}\theta_{14}\right)]} \quad (2.21)$$

elde edilir. Bu eşitlikler Freudenstein eşitliğine yerleştirilirse ve gerekli cebirsel işlemler yapılırsa,

$$A \tan^2\left(\frac{\theta_{14}}{2}\right) + B \tan\left(\frac{\theta_{14}}{2}\right) + C = 0 \quad (2.22)$$

elde edilir. Bu eşitlikte,

$$A = \cos \theta_{12} (1 - K_2) + K_3 - K_1 \quad (2.23)$$

$$B = -2 \sin \theta_{12} \quad (2.24)$$

$$C = \cos \theta_{12} (1 - K_2) + K_3 + K_1 \quad (2.25)$$

olacağından, yarım tanjant eşitliğine göre;

$$\tan \frac{\theta_{14}}{2} = \frac{-B \pm \sqrt{(B^2 - 4AC)}}{2A} \quad (2.26)$$

olur ve bilinmeyen  $\theta_{14}$  açısı;

$$\theta_{14} = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{-B \pm \sqrt{(B^2 - 4AC)}}{2A} \right] \quad (2.27)$$

olarak bulunur. Bu eşitliklerden iki farklı  $\theta_{14}$  açısai konumu elde edilmektedir. Mekanizmanın düz veya çapraz çatılışına göre  $\theta_{14}$  değerleri ayrı ayrı hesaplanabilmektedir. Eş. 2.14 ve Eş. 2.15;  $\theta_{14}$  denklemlerden uzaklaştırılacak şekilde  $\theta_{14}$  içeren ifadeler eşitliğin sol tarafına alınır ve benzer işlemler uygulanırsa  $\theta_{13}$  açısının Freudenstein eşitliğindeki  $K_1$ ,  $K_2$  ve  $K_3$  katsayıları sırasıyla

$$K_1 = \frac{a_1}{a_3} \quad ; \quad K_2 = \frac{a_1}{a_4} \quad \text{ve} \quad K_3 = \frac{(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 + a_4^2)}{2a_4a_2} \quad (2.28)$$

olarak elde edilir. Ayrıca  $A$ ,  $B$  ve  $C$  katsayıları ise;

$$A = \cos \theta_{13} (1 - K_2) + K_3 - K_1 \quad (2.29)$$

$$B = -2 \sin \theta_{13} \quad (2.30)$$

$$C = \cos \theta_{13} (1 - K_2) + K_3 + K_1 \quad (2.31)$$

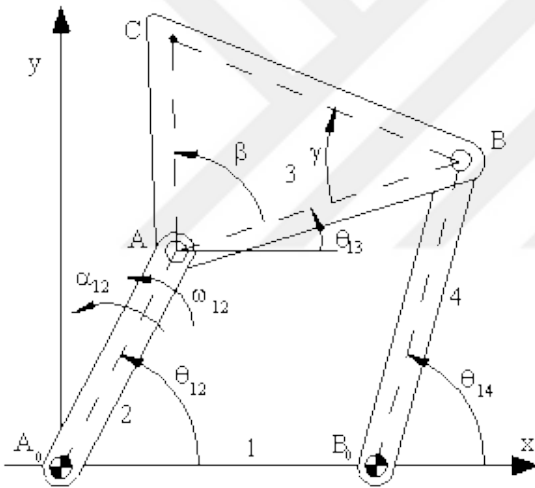
olur. AB uzvunun açısıl konumu  $\theta_{13}$ , benzer mantıkla

$$\theta_{13} = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \right] \quad (2.32)$$

olur.

### 2.2.5. Kompleks sayılar ile mekanizma hız ve ivme analizi

Mekanizmalarda hız ve ivme analizi yapılırken konum analizi için oluşturulan devre kapalılık eşitliğinden yararlanır. Konum eşitliğinin türevi alınarak hız devre eşitliği, hız eşitliğinin türevi alınarak ise ivme devre eşitliği elde edilir (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Dört çubuk mekanizması [1]

Yukarıdaki dört çubuk mekanizmasının kompleks sayılar ile devre kapalılık eşitliği yazıldığında

$$a_2 e^{i\theta_{12}} + a_3 e^{i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{i\theta_{14}} \quad (2.33)$$

$$a_2 e^{-i\theta_{12}} + a_3 e^{-i\theta_{13}} = a_1 + a_4 e^{-i\theta_{14}} \quad (2.34)$$

eşitlikleri elde edilir. Bu eşitliklerin birinci türevleri alınırsa

$$ia_2 \omega_{12} e^{i\theta_{12}} + ia_3 \omega_{13} e^{i\theta_{13}} = ia_4 \omega_{14} e^{i\theta_{14}} \quad (2.35)$$

$$-ia_2\omega_{12}e^{-i\theta_{12}} - ia_3\omega_{13}e^{-i\theta_{13}} = -ia_4\omega_{14}e^{-i\theta_{14}} \quad (2.36)$$

olur. Bu eşitliklerde hız değişkenlerine yer değiştirmeler uygulanırsa,  $\omega_{13}$  değerine ulaşmak için Cramer kuralı ile

$$\omega_{13} = \frac{\begin{bmatrix} -a_2\omega_{12}e^{i\theta_{12}} & -a_4e^{i\theta_{14}} \\ -a_2\omega_{12}e^{-i\theta_{12}} & -a_3e^{-i\theta_{14}} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} a_3e^{i\theta_{13}} & -a_4e^{i\theta_{14}} \\ a_3e^{-i\theta_{13}} & -a_4e^{-i\theta_{14}} \end{bmatrix}} = \frac{a_2a_4(e^{i(\theta_{12}-\theta_{14})}-e^{-i(\theta_{12}-\theta_{14})})}{a_3a_4(e^{i(\theta_{14}-\theta_{13})}-e^{-i(\theta_{14}-\theta_{13})})}\omega_{12} \quad (2.37)$$

veya

$$\omega_{13} = \frac{a_2 \sin(\theta_{12}-\theta_{14})}{a_3 \sin(\theta_{14}-\theta_{13})}\omega_{12} \quad (2.38)$$

olarak bulunur. Aynı şekilde  $\omega_{14}$  değerine ulaşmak için Cramer kuralı ile

$$\omega_{14} = \frac{\begin{bmatrix} a_3e^{i\theta_{13}} & -a_2\omega_{12}e^{i\theta_{12}} \\ a_3e^{-i\theta_{13}} & -a_2\omega_{12}e^{-i\theta_{12}} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} a_3e^{i\theta_{13}} & -a_4e^{i\theta_{14}} \\ a_3e^{-i\theta_{13}} & -a_4e^{-i\theta_{14}} \end{bmatrix}} = \frac{a_3a_2(e^{i(\theta_{12}-\theta_{13})}-e^{-i(\theta_{12}-\theta_{13})})}{a_3a_4(e^{i(\theta_{14}-\theta_{13})}+e^{-i(\theta_{14}-\theta_{13})})}\omega_{12} \quad (2.39)$$

veya

$$\omega_{14} = \frac{a_2 \sin(\theta_{12}-\theta_{13})}{a_4 \sin(\theta_{14}-\theta_{13})}\omega_{12} \quad (2.40)$$

olarak bulunur.

Açısal ivmelerin ( $\alpha_{13}, \alpha_{14}$ ) bulunması için hız eşitliklerinin türevinin alınması gerekir. Eş. 2.35 ve Eş. 2.36'nın türevleri alındığında

$$ia_2\alpha_{12}e^{i\theta_{12}} - a_2\omega_{12}^2e^{i\theta_{12}} + ia_3\alpha_{13}e^{i\theta_{13}} - a_3\omega_{13}^2e^{i\theta_{13}} = ia_4\alpha_{14}e^{i\theta_{14}} - a_4\omega_{14}^2e^{i\theta_{14}} \quad (2.41)$$

$$-ia_2\alpha_{12}e^{-i\theta_{12}} - a_2\omega_{12}^2e^{-i\theta_{12}} - ia_3\alpha_{13}e^{-i\theta_{13}} - a_3\omega_{13}^2e^{-i\theta_{13}} = -ia_4\alpha_{14}e^{-i\theta_{14}} - a_4\omega_{14}^2e^{-i\theta_{14}} \quad (2.42)$$

olur. Bu eşitliklerde bilinen terimler denklemin sağ tarafına alınırsa

$$ia_3\alpha_{13}e^{i\theta_{13}} + ia_4\alpha_{14}e^{i\theta_{14}} = ia_2\alpha_{12}e^{i\theta_{12}} - a_2\omega_{12}^2e^{i\theta_{12}} - a_3\omega_{13}^2e^{i\theta_{13}} - a_4\omega_{14}^2e^{i\theta_{14}} \quad (2.43)$$

$$-ia_3\alpha_{13}e^{-i\theta_{13}} - ia_4\alpha_{14}e^{-i\theta_{14}} = ia_2\alpha_{12}e^{-i\theta_{12}} + a_2\omega_{12}^2e^{-i\theta_{12}} - a_3\omega_{13}^2e^{-i\theta_{13}} - a_4\omega_{14}^2e^{-i\theta_{14}} \quad (2.44)$$

elde edilir. Denklemler çözüldüğünde bilinmeyen  $(\alpha_{13}, \alpha_{14})$  değerler

$$\alpha_{13} = \frac{1}{\sin(\theta_{14}-\theta_{13})} \left[ \frac{a_2}{a_3} \omega_{12}^2 \cos(\theta_{12} - \theta_{14}) - \frac{a_4}{a_3} \omega_{12}^2 + \frac{a_2}{a_3} \alpha_{12} \sin(\theta_{12} - \theta_{14}) + \omega_{13}^2 \cos(\theta_{13} - \theta_{14}) \right] \quad (2.45)$$

ve

$$\alpha_{14} = \frac{1}{\sin(\theta_{14}-\theta_{13})} \left[ \frac{a_2}{a_4} \omega_{12}^2 \cos(\theta_{12} - \theta_{13}) - \frac{a_2}{a_4} \alpha_{12} \sin(\theta_{12} - \theta_{13}) - \omega_{12}^2 \cos(\theta_{13} - \theta_{14}) + \frac{a_3}{a_4} \omega_{13}^2 \right] \quad (2.46)$$

olarak bulunur ve ivme analizi tamamlanmış olur.

### 2.3. Otobüslerde Kullanılan Kapı ve Kapak Mekanizmaları

Yolcu taşımacılığında kullanılan otobüslerin yük ve eşyalarının muhafaza edildiği, farklı boyut ve hacimlerin denetim altına alınmasını sağlayan, farklı çalışma prensibi, maliyet içeren kapı ve kapak mekanizmalarından yararlanılmaktadır. Yaygın olarak kullanılan sistemler aşağıda verilmiştir.

#### 2.3.1. Pnömatik tahrikli dışa salınımlı kapı sistemi

Kapının açılıp kapatılması, tahrik edilen bir pnömatik silindir ile yapılır ve sistemin tahriki basınçlı hava tarafından sağlanır (Şekil 2.9). Kapı dışarı salınımlı olarak açılır. Kapı hareketi, yastıklama ve kilitlenmeme için gerekli donanımlara sahiptir. Ağırlıklı olarak pnömatik güç ile çeşitli yolcu otobüsleri için tercih edilir. Sistemi oluşturan bileşenler; salınım kolu, sürücü

mil, pnömatik silindir, selenoid valf, montaj denge çubuğudur. Kapı azami olarak 140° salınım açısı yapabilir.



Şekil 2.9. Pnömatik tahrikli dışa salınımlı kapı sistemi [7]

### 2.3.2. Elektrik tahrikli dışa salınımlı kapı sistemi

Sistemin tahriki 12/24 Voltluk bir elektrik motoru tarafından sağlanır. Kapı hareketi elle denetlenir. Kapı dışarı salınımlı olarak açılır. Kilitlenmesi ve kilitlenip kalmaması için gerekli donanıma sahiptir. Elektrik motorunun aşırı yüklenmesine ve aşırı ısınmaya karşı koruma devresi mevcuttur. Orta ve üst düzey klimalı yolcu otobüslerinde tercih edilmektedir. Kapı azami olarak 140° salınım açısı yapabilir. Sistemin bileşenleri; elektrik motoru, sürücü mil, salınım kolları, montaj denge çubuklarıdır.

### 2.3.3. Pnömatik tahrikli içe salınımlı kapı sistemi

İçeri açılan kapı sisteminde, aç-kapa mekanizması yerden tasarruf etmek amacıyla kapı üstüne yerleştirilmiştir. Kapının kilitlenip kalma, hız yönetimi, titreşime karşı destekler, dış müdahalelere karşı koruma tedbirleri alınmıştır. Genellikle lüks otobüslerde tercih edilir. Sistemin bileşenleri; pnömatik silindir, selenoid valf, salınım kolları, sürücü çubuklarıdır.

### 2.3.4. Pnömatik tahrikli bagaj kapak sistemi

Pnömatik tahrikli bagaj kapak sisteminde kapak kullanıcının gücü ile değil otomatik olarak açılır (Şekil 2.10).



Şekil 2.10. Pnömatik tahrikli bagaj kapak sistemi [7]

Kapak yukarı doğru açıldığında bagaj bölmesinin dış üst kısmında konumlanır. El ile çalışan sistemlerde olduğu gibi kapatılması esnasında ek bir baskı kuvvetine ihtiyaç duyulmaz. Pnömatik güç ile çalışan bütün otobüslere uygulanabilir. Sistemin bileşenleri; pnömatik silindir, oransal valf ve salınım kollarıdır.

### 2.3.5. Pnömatik tahrikli katlanabilen kapı sistemi

Pnömatik tahrikli sistemde bulunan pnömatik silindir kapının açılıp kapanmasını sağlayan sürücü mekanizma görevini görür. Katlanabilen kapılara uygulanabilir. Sistem bileşenleri; pnömatik motor, ara bağlama çubuğu, emniyet elemanlarıdır.



### **2.3.6. Elektrik tahrikli katlanabilen kapı sistemi**

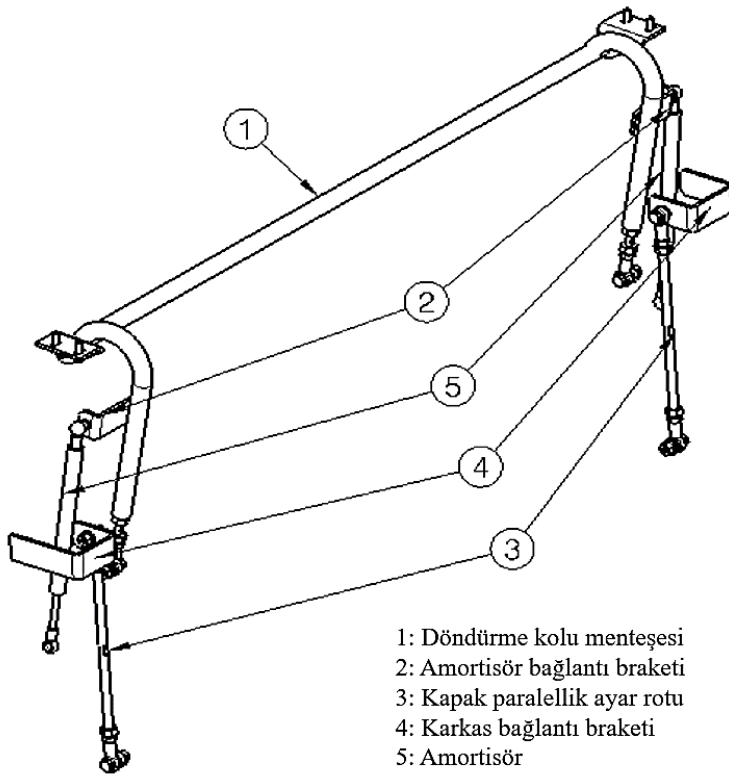
Elektrik tahrikli sistemde bulunan elektrikli silindir kapının açılıp kapanmasını sağlayan sürücü mekanizma görevini görür. Aynı şekilde katlanabilen kapılara uygulanabilir. Sistem bileşenleri; elektrik motoru, ara bağlama çubuğu ve emniyet elemanlarıdır.

Görüldüğü üzere yolcu taşımacılığında kullanılan otobüslerde birçok farklı sistem yer almaktadır. Bu sistemler, elle tahrikli, pnömatik tahrikli ve elektrik tahrikli olarak özetlenebilir. Sistemlerin kapı ve kapaklara uygulanabilirliği kapı ve kapakların konumu, açılma şekilleri, açma ve kapama esnasındaki işlevsellikleri, gerektirdikleri ekipman ve donanıma göre maliyet, ağırlık, bakım, işletme kolaylığı, estetik vb. noktalardan değerlendirilmeye muhtaçtırlar. Bu sistemler, otobüslerin çalıştıkları sürece kullanılan, ürün yaşam döngüleri kullanılma sayı ve süreleri ile dikkate alınmasını da gerektirmektedir.

### **2.4. Literatür Çalışmaları**

Binek araçlarda yer alan farklı mekanizmaların yanında dört çubuk mekanizmasının kullanıldığı çalışmalar da mevcuttur. İlgili mekanizmalar ve mekanizmaların kinematiği hakkında daha önceden yapılmış olan çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Baykuş vd. [8] tarafından binek araçlarda kullanılan bir bagaj kapak mekanizmasının tasarımı yapılmış, önceki mekanizmalara kıyasla ergonomi açısından iyileştirmelere dikkat çekilmiştir. Çalışmada Şekil 2.11’de tasarlanan bagaj kapak mekanizması verilmiştir.



Şekil 2.11. Tasarlanan paralel menteşe sistemi [8]

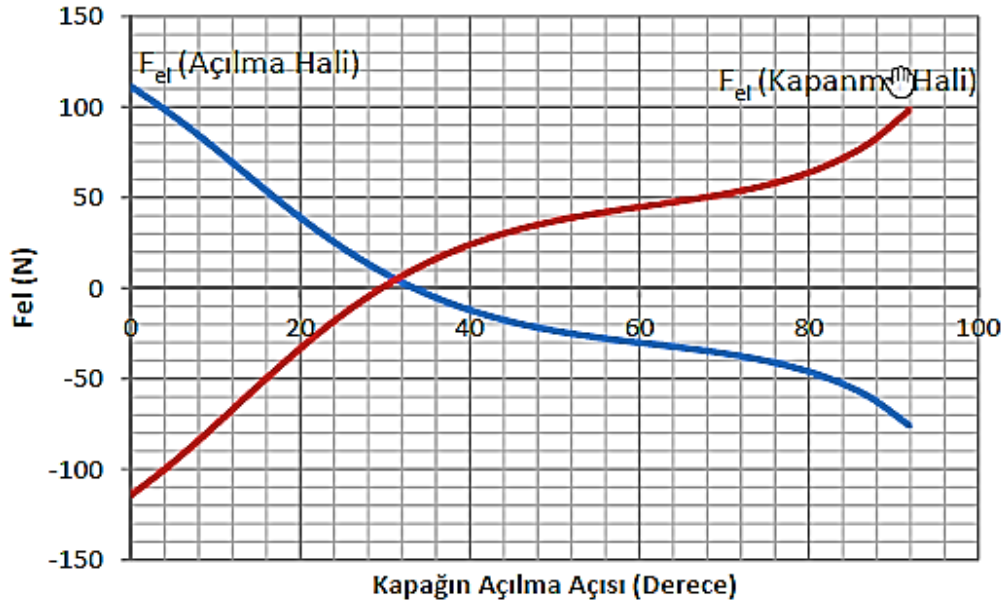
Mekanizmanın tasarımında dik yerleştirilen amortisörün bağlantı braketi ve karkas braketinin mekanizma ile bütünleşmesi sağlanmış, iç içe çalışması nedeniyle bagaj içinde asgari hacim kaplaması hedeflenmiştir [9]. Bunun yanında, bagaj kapısının açılması esnasında, tasarlanan mekanizmanın uzayda çalışma alanının en aza indirilerek kapladığı çalışma alanından yapılan tasarrufa etkisi araştırılmıştır. Tasarlanan mekanizmada dört-çubuk mekanizma sistemi kullanılmış, mekanizmanın kinematik analizi Matlab Simulink programı yardımıyla yapılmıştır.

Yıldız vd. [10], binek araçlarda kullanılan gazlı pistonlu bagaj kapağı açma-kapama mekanizmalarını teorik ve deneysel olarak incelemiştir (Şekil 2.12). Mekanizmanın dört-çubuk mekanizmasına olan benzeşim dönüşümü yapılarak konum analizi gerçekleştirilmiştir. Statik analiz çalışması ile kapağa etki edebilecek el kuvveti hesaplanmıştır (Şekil 2.13). Türk Otomobil Fabrikaları A.Ş. (TOFAŞ) bünyesinde bir araçtaki fiziksel model üzerinde alınan deneysel ölçüm sonuçları ile matematiksel model sonuçları karşılaştırılmış ve çalışma sonuçlarının birbiriyle uyumluluğu tespit edilmiştir. Teorik hesaplama ve deneysel ölçümlerden elde edilen el kuvveti değerlerindeki küçük farkların mafsalsürtünmeleri ile ilişkili olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.12. Gazlı pistonlu bagaj kapağı açma-kapama mekanizması [10]

### EL KUVVETİ DEĞİŞİMİ



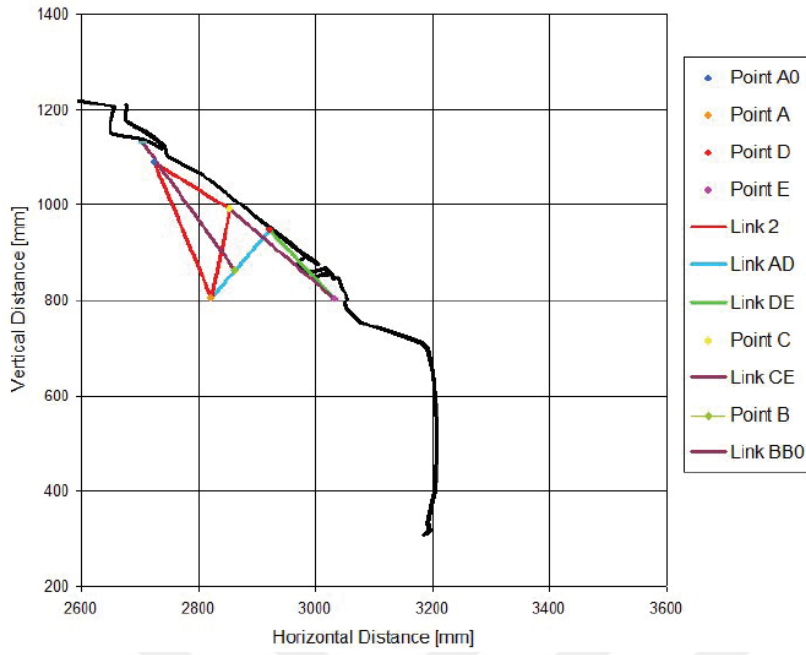
Şekil 2.13. Bagaj kapağı açma-kapama için gerekli el kuvveti değişimi [10]

Diğer bir çalışmada, bir çıkış elemanı giriş hareketinin belirli bir zaman fonksiyonu veya fonksiyonuna göre dönmesi, salınması veya gel-git hareketi yapmasının sağlanması; tasarım alanında sıkça karşı karşıya gelinen bir gereksinim olduğu ve fonksiyon oluşturma olarak tanımlandığı belirtilmiştir [11]. Dört çubuk mekanizmalarına ait fonksiyon üretme sentezi (kinematik sentez) problemlerinin çözümlerini elde etmekte kullanılan yöntemler, uygulanabilirlik ve doğruluk arasında bir ödünleşmeyi (trade-off) gerektirmektedir. Buna

karşın, ideal bir çözüm sayısal optimizasyonun uygulanabilirliği ile analitik yöntemlerin doğruluğunun birleştirilmesini gerekli kılmaktadır.

Li vd. [12], bir dört-çubuk mekanizmasının fonksiyon üretimi sentezi için yeni bir analitik yöntem önermiştir. Yeni yöntemde kullanılan eşitlik, tasarım parametreleri ve çıktı fonksiyonuna ait Fourier sabitleri arasında bir ilişkinin oluşturulmasına dayanmaktadır. Çalışma sonucunda öngörülen dört-çubuk mekanizmasında tasarım parametreleri ile kinematik sentez gerçekleştirilmiştir. Krank-salınım ve çift krank mekanizmalarının kinematik sentez problemleri için uygulama örnekleri verilmiştir.

Duran [13], arka kapağı yukarı doğru açılan beş kapılı kısa (hatchback) araçların bagaj kapağı için yeni bir mekanizma tasarımı yapmıştır. Geleneksel bagaj kapağı menteşelerin aksine, dik menteşe kullanılarak otomobilin çok yakın park etmesi durumunda bile kapağın açılması ve kapağın açılırken süpürdüğü alanın en aza indirgenmesi amaçlanmıştır. Tip sentezi ile farklı mekanizmalar karşılaştırılmıştır. Boyut sentezinde Burmester teorisinden faydalanılarak konum analizi gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.14). Konum gereksinimlerini karşılamak için mekanizma daire ve merkez nokta kavisleri, mekanizma çubuk boyutları, süpürme açısı değerleri gibi parametreler dikkate alınmıştır. İki alternatif mekanizma çözümünden, uygulaması yapılan dört-çubuk mekanizması Şekil 2.15'te verilmiştir. Tasarlanan mekanizmanın prototipi üretilip beş kapılı Renault Clio Hatchback bir otomobil üzerine montajlanarak uygulanabilirliği tartışılmıştır.



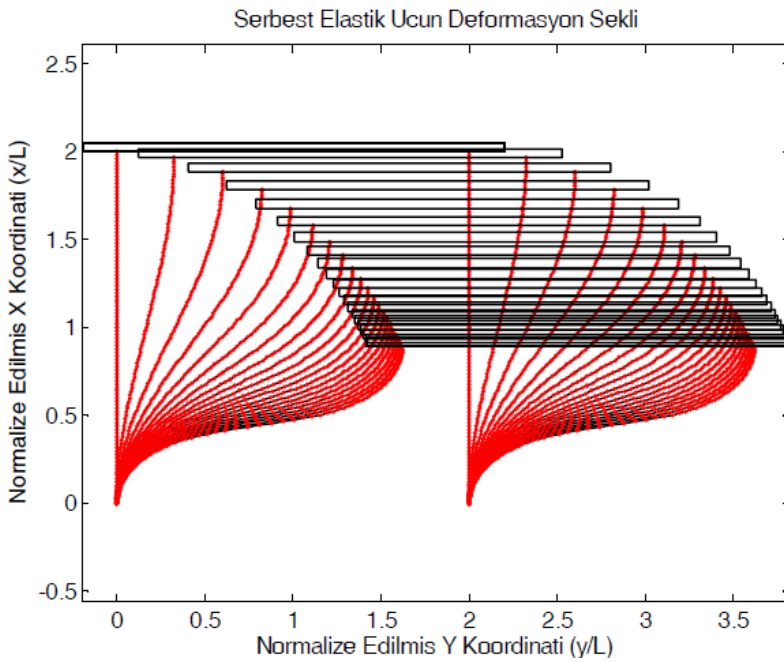
Şekil 2.14. Arka bagaj kapısı için tasarlanan dört-çubuk mekanizması [13]



Şekil 2.15. Önerilen dört-çubuk mekanizması [13]

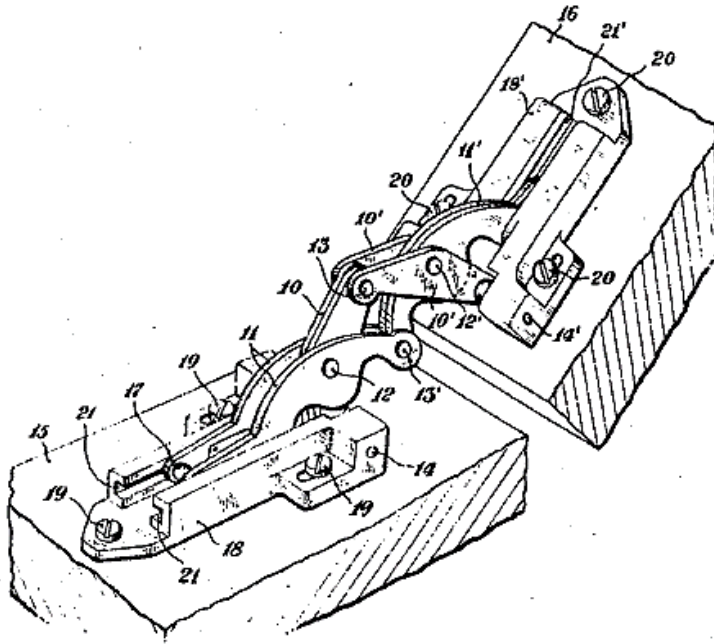
Karkoub ve Yiğit [14], esnek biyel bağlantısına sahip bir dört-çubuk mekanizmasının titreşim analizini yapmıştır. Kısıtlanmış Lagrange yaklaşımı ile hareket eşitlikleri elde edilen mekanizmanın dinamik modellemesi ve kontrol cihazı oluşturulmuştur. Hareket eşitlikleri diferansiyel eşitlikler ile çözümlenerek sistem tepkisi test edilmiştir.

Tekeş [15], ölçüm yapan hassas algılayıcılarda küçük deformasyona sahip esnek kollu mekanizmaların esnek paralel kol mekanizması kontrolünü çalışmıştır. Söz konusu mekanizmanın kinematik analizini doğrusal davranış sergilemeyen Elastika teorisini kullanarak incelemiştir. Elastika teorisi, kuvvet ile esneme arasındaki bağıntıyı kapalı olarak ifade eden matematiksel bir çözüm yöntemi olup, eşitlik numerik çözüme ihtiyaç duymaktadır [16]. Şekil 2.16'daki sistemde yer alan kolların yük altında büyük miktarda esnediği, buna karşın rijit olarak tasarlanan kolun ise yataya paralel olarak hareket ettiği görülmektedir. Hareketin doğrusal olmayan eşitlikleri sayısal olarak Runge-Kutta yöntemi kullanarak Matlab Simulink yazılımı yardımıyla elde edilmiştir. Bu araştırmalar doğrultusunda esnek paralel kol mekanizmasının sistem ve yörünge kontrolü Tekeş [15] tarafından gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.16. Yüke maruz kalmış paralel kol mekanizması [15]

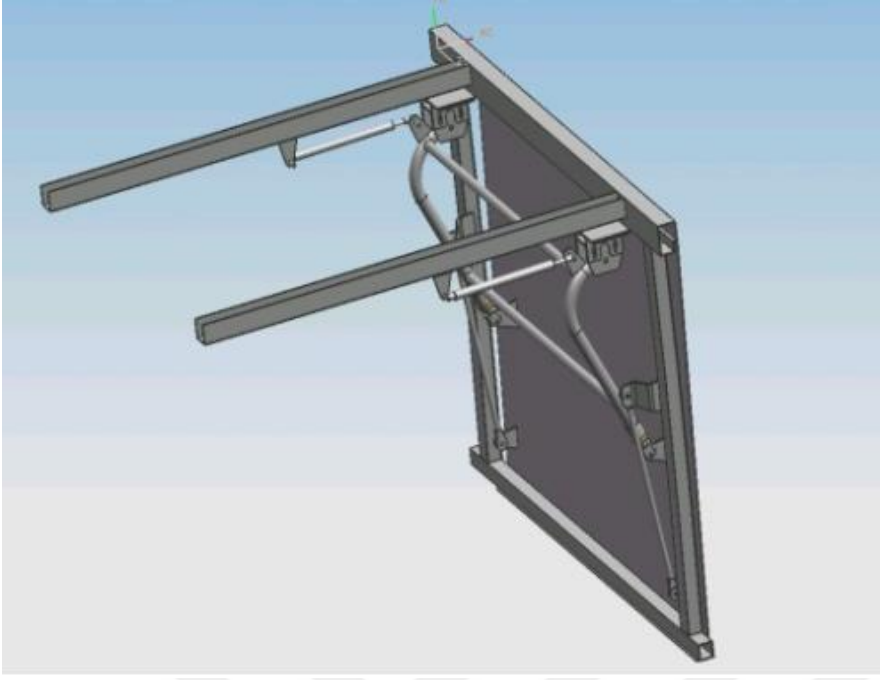
Cencioni [17], mobilya veya genel kullanımdaki dolap parçalarına ait kapılar için iç yüzeylere montajlanabilecek bir menteşe tasarımı geliştirmiş ve patentini almıştır (Şekil 2.17). İki farklı iç yüzeye montajlanacak ve birbiri içinde çalışma serbestliğine sahip bir dört çubuk mekanizması barındırmaktadır.



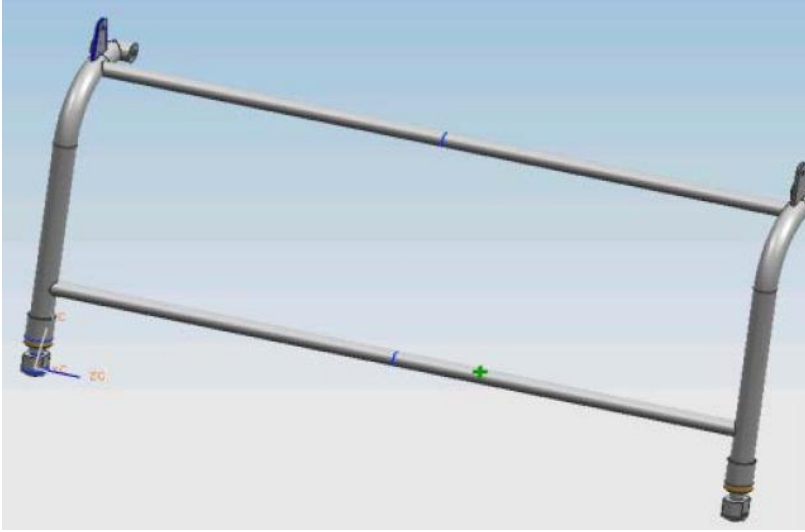
Şekil 2.17. İç yüzeylere montajlanması için tasarlanmış menteşe [17]

Oke vd. [18], bir dört çubuk mekanizmasının analizini geliştirdikleri eşitlik seti ile Fortran programlama dili kullanarak yapmıştır. Elde edilen bulgular grafik ve analitik sonuçlar ile kıyaslanmış, hassas ve doğru değerlerin elde edildiği tespit edilmiştir. Grafik ve analitik yöntemlere göre zaman tasarrufu sağlanmış, özellikle analiz yapacakların tecrübe eksiliği yüzünden hatalara sebep olmaları engellenmiştir. Uygulama içermeyen, sadece analitik hesaplamaları kapsayan çalışma ve farklı çubuk mekanizmaların analizleri için de aynı programlama yönteminden faydalanılabileceği önerilmiştir.

Yong [19], orta büyüklükteki bir binek aracının elle salınlı olarak açılan bagaj kapısı mekanizması tasarımının iyileştirmesini yapmıştır (Şekil 2.18). Bagaj kapısı salındığında, paralel hareket yapmasını sağlayacak bir takla kılavuz kolu tarafından desteklenmektedir (Şekil 2.19). Kılavuz kol, bir dört çubuk mekanizması tasarımı yapılarak iyileştirilmiş, ağırlığı azaltılmış ve dinamik yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Bagaj kapı mekanizmasının ekonomik olması nedeniyle kaldırma kuvveti, gaz yayı destekli bir bağlantı ile sağlanmıştır.



Şekil 2.18. Salınlımlı olarak açılan bagaj kapısı mekanizması tasarımı [19]

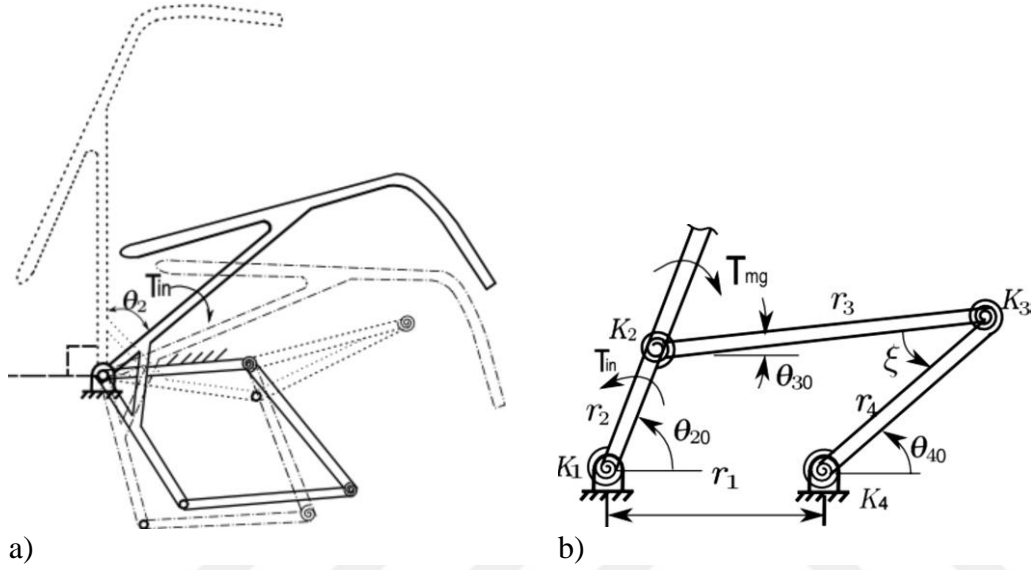


Şekil 2.19. Bagaj kapısı takla kolu mekanizması [19]

Nathan [20], tam bir devirde kolun bütün pozisyonları için menteşelenmiş kolda verilen herhangi bir noktada sabit, tek yönlü kuvvet oluşturan bir mekanizma önermektedir. Mekanizmanın seçilen çeşitli geometrik parametrelerinden birinin, çıkış yükünden gelen kuvvet geri bildirimini kullanılarak sistemi dengelemek için otomatik olarak nasıl önceden ayarlanabileceği gösterilmiştir. Sabit kuvvet oluşturucu, dört-çubuk mekanizması paralelkenarına uygulanmış, sistemin zincirin statik dengesini elde etmek için kinematik zincirin uzuvlarının yerini alacağı belirtilmiştir.



Otomobillerin geleneksel arka bagaj kapaklarında kapak ağırlıklarının üstesinden gelmek ve açılıp kapanmalarındaki zorlukları azaltmak için kullanılan hidrolik çalıştırıcı ve yay mekanizması gibi ek aygıtlar kullanılmaktadır. Zhang vd. [21], bu elemanların ilgili mekanizmaya getirdiği imalat, montaj ve bakım gibi yükleri azaltmak amacıyla iki kararlı (farklı konumda kalabilen) esnek kollu bir mekanizma tasarımı önermişlerdir (Şekil 2.20).



Şekil 2.20. a) Arka bagaj kapısı (açık konum: noktalı çizgi; kapalı konum: çizgi-noktalı çizgi) b) Esnek kollu dört çubuk mekanizmasına ait SRGM [21]

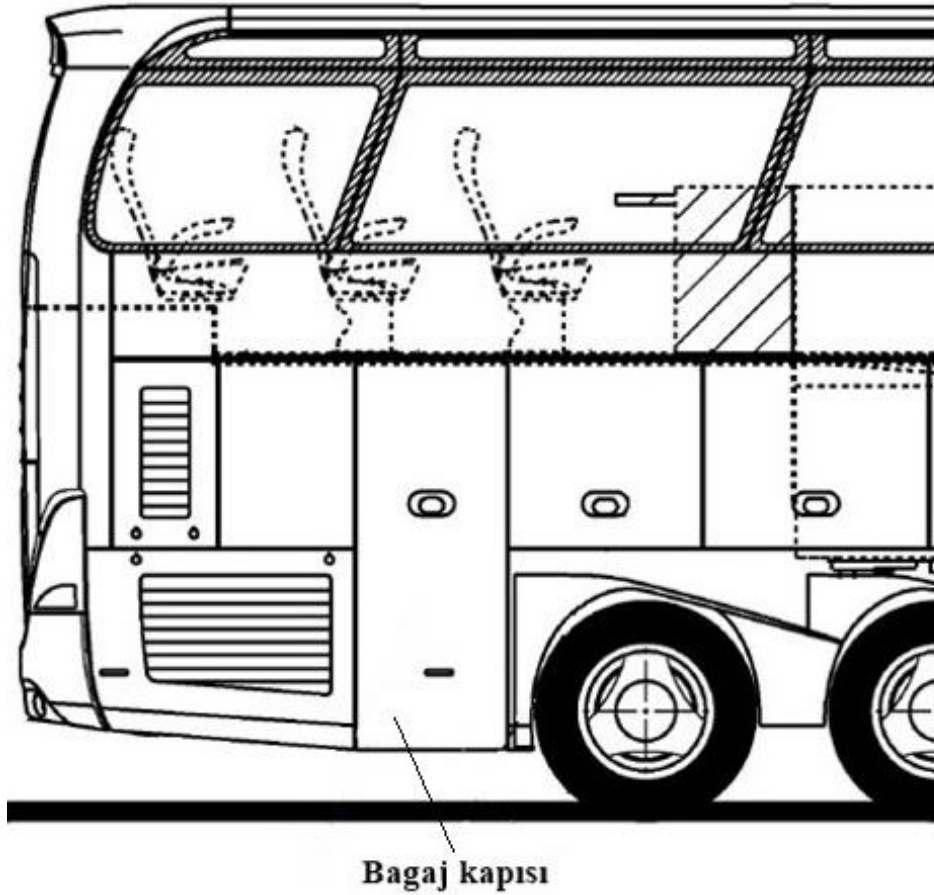
Esnek kollu mekanizma, hareketini sağlamak için eklemlili mafsallardan ziyade esnek kısımların esnemesinden yararlanır [22]. Bu sistemlerin rijit-gövde mekanizmalar üzerine artırılmış hassaslık ve güvenilirlik, kolay küçültülebilme, parça sayısının azaltılabilmesi gibi üstünlükleri mevcuttur. Esnemesinden dolayı mekanizmanın esnek kısımları sayesinde potansiyel enerji saklanabilmektedir. Önerilen tasarımda dört-çubuk mekanizması kullanılarak küçük bir etki kuvveti ile iki durum arasında hareket başlatılabilmektedir. Mekanizmanın tasarımı için Sanal-Rijit-Gövde-Modeli (SRGM, Pseudo-Rijit-Body-Model) uygulanmış, modelin parametrelerinin iyileştirilmesi için ise Parçacık Sürü Optimizasyonu tekniğinden yararlanılmıştır. Elde edilen sonuçların imalat, montaj ve bakım maliyetlerini azaltacağı belirtilmiştir.



### 3. KAPI MENTEŞE MEKANİZMASI VE ANALİZİ

Bu bölümde mevcut olan kapı mekanizması ve yerini alması hedeflenen kapı mekanizması tanıtılacak, mevcut mekanizmada var olan olumsuzluklar açıklanacaktır. Önerilen mekanizmanın konum, hız ve ivme analitik analizinde kullanılacak notasyonlar ve hesaplamalar tanımlanacaktır. Konum, hız ve ivme değerlerinin bilgisayar destekli analizde kullanılacak kabulleri verilecektir.

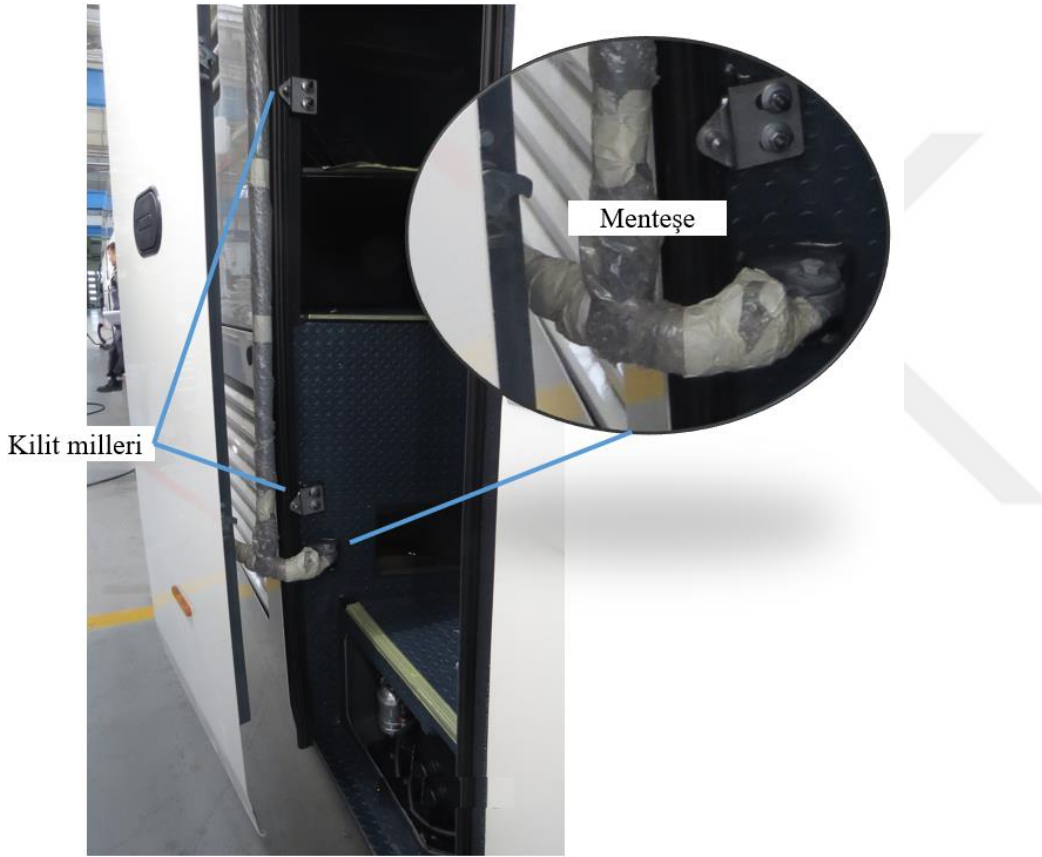
Otobüs bagaj kapıları, normal olarak yolcuların beraberinde getirdikleri valiz, eşya vb. yükleri taşımak için, muhafaza edildiği bölümleri kapatan kapaklardan ayrılmaktadır. Bagaj kapıları daha özel donanıma sahip otobüslerde bulunmakta, muavin tarafından otobüs bagaj içine ve otobüsün içine ulaşmada kolaylık sağlamaktadır. Aşağıda Neoplan Skyliner model bir otobüsteki bagaj kapısı görülmektedir (Şekil 3.1).



Şekil 3.21. Otobüs bagaj kapısı

### 3.1. Mevcut Kapı Menteşe Mekanizması

Bagaj kapı menteşe mekanizmasına ait mevcut tasarım, hâlihazırda kullanılan ticari bir isme ait bir ürün olduğu için, tezde bu tasarıma ait teknik çizim verilmemiştir. Bununla birlikte Şekil 3.2’de mevcut ürünün görseli verilmiştir. Piyasada kuğu boynu mekanizma adında da geçmekte olup çalışma sistematığı Bölüm 2.3.1’de açıklanmıştır. Mekanizma malzeme itibariyle standart imalat çeliğinden imal edilmektedir.



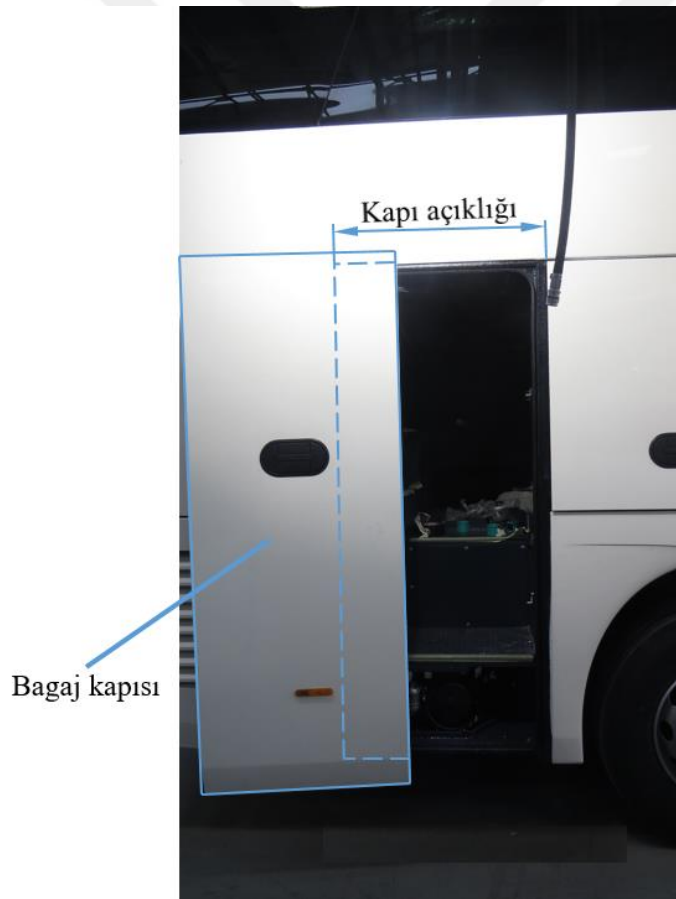
Şekil 3.22. Ticari isme ait menteşe mekanizması

Temsili çizimden anlaşılacağı üzere, mevcut mekanizma açıldığında kapı giriş boşluğu tam olarak kullanıma izin vermemekte, kapı giriş boşluğunu kısmen kapatmaktadır (Şekil 3.3). Bununla birlikte mevcut mekanizmanın kapı montaj kısmı basit X-Y hareket serbestliğine sahip döner mesnet elemanı ile tespit edilmiş olduğundan, kapı açıldığında sallanmakta ve kapı yükü nedeniyle zamanla mekanizmaya zarar vermektedir. Sallantı sebebiyle ilerleyen zaman zarfında mekanizma üzerinde aşınmalar ve çarpılmalar olduğundan kapı, arzu edildiği şekilde işlevini tam gerçekleştirmek üzere kapanma özelliğini kaybetmektedir. Diğer bir nokta ise kullanıcının kapıya farklı noktalardan uyguladığı yüklerin basit X-Y

hareket serbestliğine sahip döner mesnet elemanı üzerinde oluşan olumsuz etki nedeniyle kapı kapandığında kapı üzerinde yer alan kilit milleri (kurtçuklar) karşılıklarıyla örtüşmemektedir. Belirtilen olumsuzluklar şu şekilde özetlenebilir:

- Kapı giriş boşluğundan yeterince faydalanılamama
- Kullanıcının kapı mekanizmasına verdiği zararın engellenememesi
- Mekanizmanın kapanma tutarsızlığı

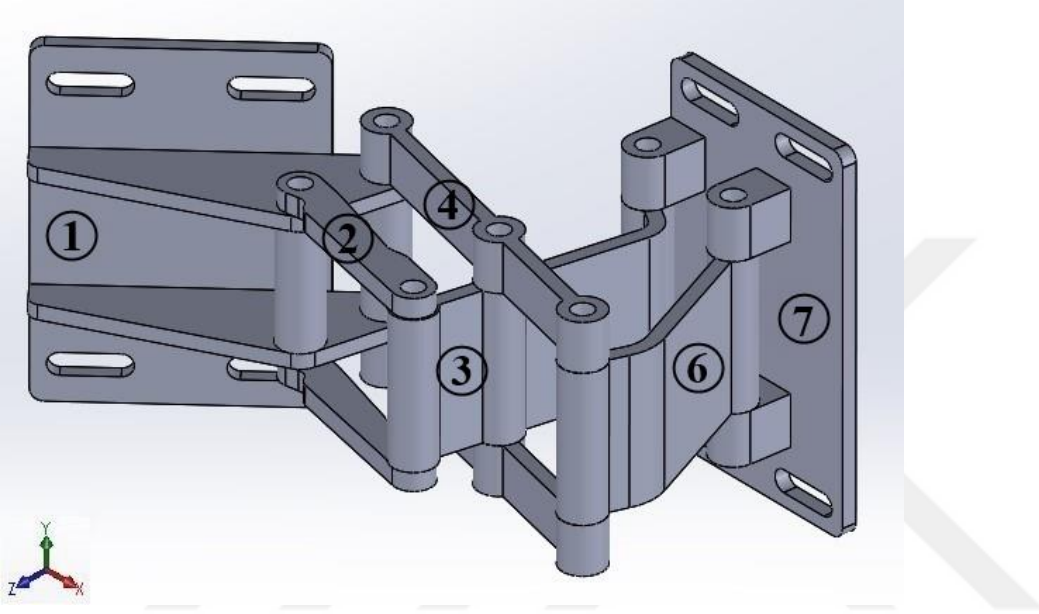
Görüldüğü üzere mekanizmanın olumsuzlukları nedeniyle birçok sorun yaşanmakta, tamir, bakım masrafları artmakta ve zaman kaybına neden olmaktadır.



Şekil 3.23. Mevcut mekanizma kullanıldığında açık kapı pozisyonu

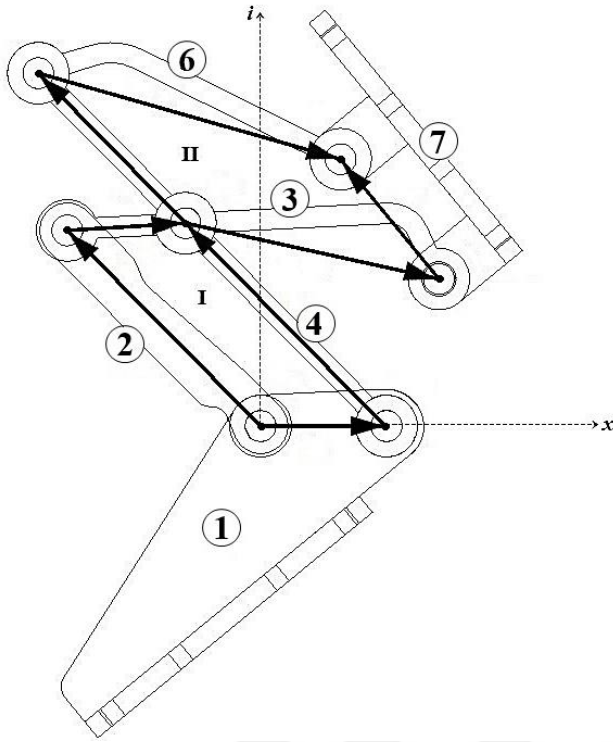
### 3.2. Önerilen Kapı Mentеше Mekanizması

Şekil 3.2’de aktarılan menteşe mekanizması ile aynı çalışma koşullarında kullanılmak üzere önerilen tasarım, yukarıda belirtilen eksiklikleri gidermek üzere önerildiği haliyle Şekil 3.4’te verilmiştir [23].



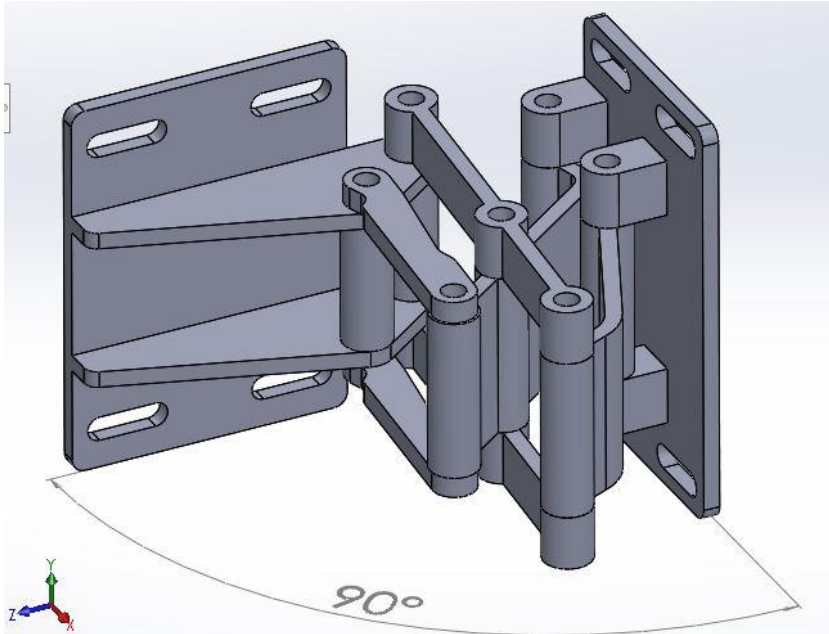
Şekil 3.24. Önerilen mekanizma

Önerilen tasarıma ait boyut ölçüleri, hedeflenen mekanizmanın ticari patent başvurusu yapıldığından dolayı tez kapsamında belirtilmemiştir [24]. Hedeflenen tasarım iki adet dört çubuk mekanizmasından oluşmakta olup 1 numaralı uzuv araç gövdesine, 7 numaralı uzuv ise kapı yükünü taşıyabilmesi için kapıya montajlanmaktadır (Şekil 3.5). Mekanizmanın montaj konumuna göre üzerine gelen dik yükleri taşıyabilmesi (kesme kuvvetine karşı) için ilave çubuk uzuvlar ile desteklenmiştir. Yapılan notasyona göre 2 numaralı uzuv giriş uzvu olarak kabul edilmiştir.



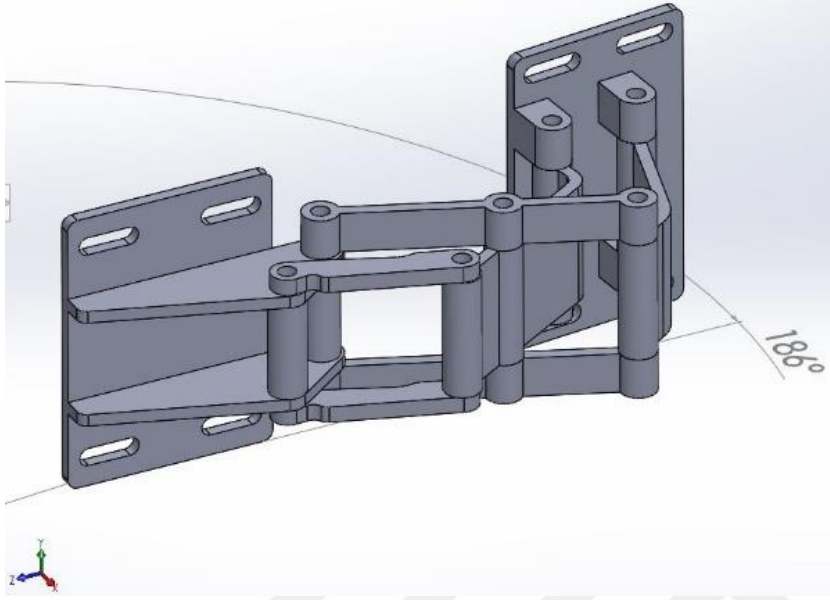
Şekil 3.25. Mekanizma uzuvlarının üstten görünüşü

Aşağıda önerilen mekanizmanın, kapı kapalı durumdayken ( $\theta_0$ ) görünüşü verilmiştir. Kapı kapalı durumdayken 1 ve 7 numaralı uzuvlar birbirleri arasında  $90^\circ$  açı ile konumlanmaktadır (Şekil 3.6).



Şekil 3.26. Mekanizmanın, kapı kapalı durumu ( $\theta_0$ )

Aşağıda ise, kapı tamamen açık durumdayken ( $\theta_5$ ) görünüşü verilmiştir. Kapı tamamen açık durumdayken 1 ve 7 numaralı uzuvlar birbirleri arasında  $186^\circ$  açı ile konumlanmaktadır (Şekil 3.7).

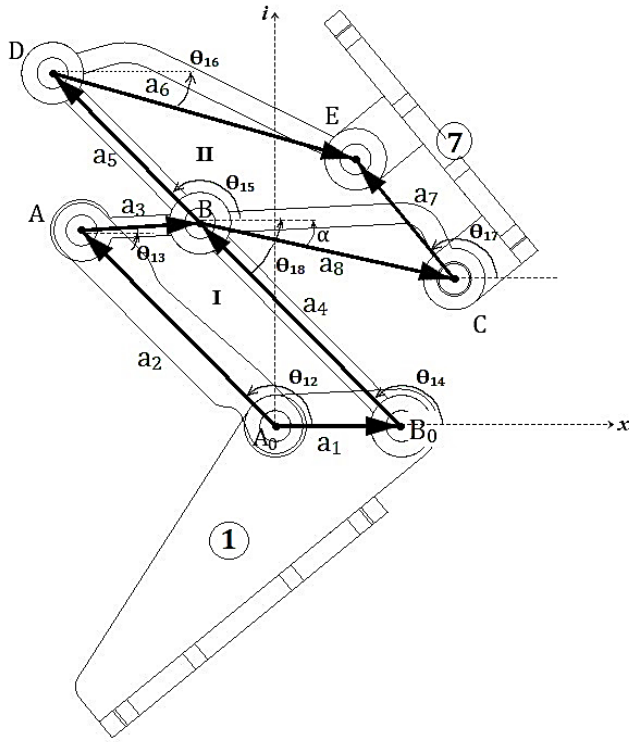


Şekil 3.27. Mekanizmanın, kapı açık durumu ( $\theta_5$ )

### 3.3. Önerilen Kapı Mentеше Mekanizması Analitik Analizi

Literatürde yer alan karmaşık sayılarla mekanizmaların konum, hız ve ivme çözümlerinde var olan eşitlikler [1] bu çalışmada da tercih edilmiştir. Eşitlikler MS Office Excel programında çözülmüş ve bilgisayar destekli analiz bölümünde verilen grafikler elde edilmiştir. Konum, hız ve ivme analizlerinde kütleler ve sürtünmeler ihmal edilmiştir. Şekil 3.8’de verilen notasyon ile mekanizmanın ilk konumu ile son konumu arasındaki konum hız ve ivme değişimi, mekanizmanın iki farklı bölgesi (I ve II) için hazırlanan konum hız ve ivme eşitlikleri (Eş. 2.1, Eş. 2.2 ve Eş. 2.3) ve bu eşitliklere literatürde yer alan çözüm yöntemlerinin uygulanması ile hesaplanmıştır.





Şekil 3.28. Önerilen mekanizmada kullanılan dört çubuk notasyonu [25]

I numaralı bölge için konum eşitliği;

$$a_2 \cdot e^{i\theta_{12}} + a_3 \cdot e^{i\theta_{13}} = a_1 + a_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (3.1)$$

II numaralı bölge için konum eşitliği;

$$a_5 \cdot e^{i\theta_{15}} + a_6 \cdot e^{-i\theta_{16}} = a_8 \cdot e^{-i\theta_{18}} + a_7 \cdot e^{i\theta_{17}} \quad (3.2)$$

olur. I numaralı bölge için Eş. 3.1'in türevi alınırsa;

$$\theta'_{13} = \omega_{13} = \omega_{18} = \frac{a_2}{a_3} \cdot \frac{\sin(\theta_{12} - \theta_{14})}{\sin(\theta_{14} - \theta_{13})} \cdot \omega_{12} \quad (3.3)$$

ve II numaralı bölge için Eş. 3.2'in türevi alınırsa,

$$\theta'_{14} = \omega_{14} = \omega_{15} = \frac{a_2}{a_4} \cdot \frac{\sin(\theta_{12} - \theta_{13})}{\sin(\theta_{14} - \theta_{13})} \cdot \omega_{12} \quad (3.4)$$

şeklinde hız eşitlikleri elde edilir.

İvme eşitlikleri için ise hız eşitliklerinin türevleri alınarak, I numaralı bölge için;

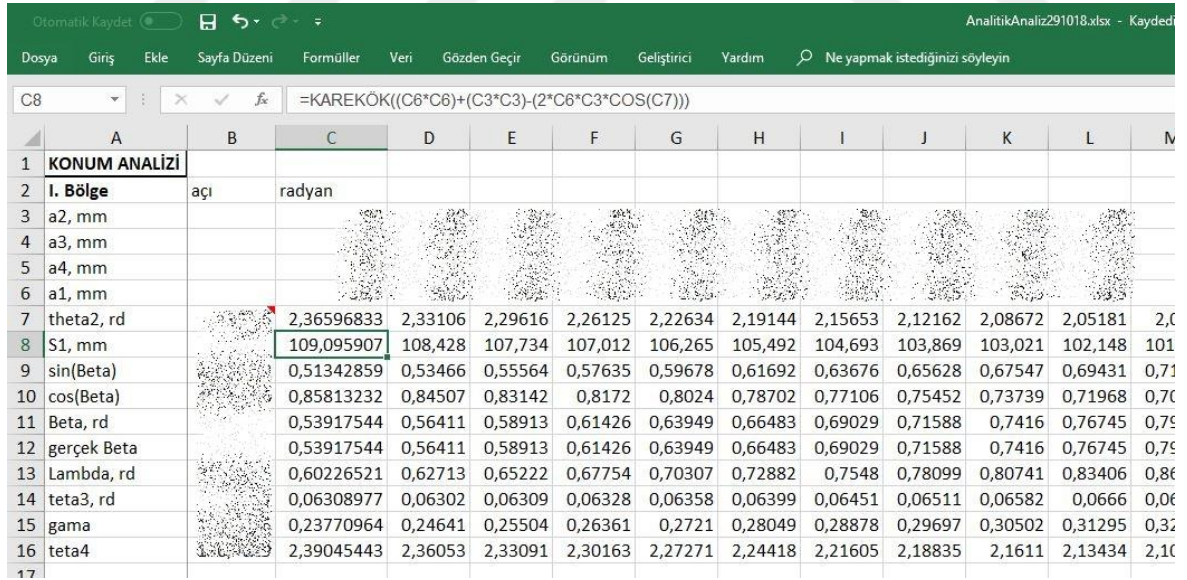
$$\theta''_{13} = \alpha_{13} = \frac{\omega_3}{\omega_2} \cdot \alpha_2 - \frac{a_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \delta + a_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \cos \varepsilon + a_4 \cdot \omega_4^2}{a_3 \cdot \sin \varepsilon} \quad (3.5)$$

olmakta iken, II numaralı bölge için;

$$\theta''_{14} = \alpha_{13} = \frac{\omega_4}{\omega_2} \cdot \alpha_2 + \frac{a_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \gamma + a_3 \cdot \omega_3^2 + a_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \cos \varepsilon}{a_3 \cdot \sin \varepsilon} \quad (3.6)$$

olarak ifade edilir. Burada II. bölge eşitlikleri çözümünde  $\theta_{15} = \theta_{14}$  ve  $\theta_{18} = \theta_{13} - \alpha$  ve  $\theta''_{15} = \theta''_{14}$  ve  $\theta''_{18} = \theta''_{13}$  alındığına dikkat edilmelidir.

Bu eşitlikler MS Excel programında yazılıp ilgili menteşe mekanizmasının her bir uzuv uzunluğu yerlerine yerleştirilmiştir (Şekil 3.9). Daha sonra mekanizmanın her iki derecelik hareketine karşılık konum-hız-ivme değerleri elde edilmiştir. Elde edilen bu değerlerin her  $\theta_{12}$  değerine karşılık değişim grafikleri oluşturulmuştur.



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	KONUM ANALIZI												
2	I. Bölge	açı	radyan										
3	a2, mm												
4	a3, mm												
5	a4, mm												
6	a1, mm												
7	theta2, rd		2,36596833	2,33106	2,29616	2,26125	2,22634	2,19144	2,15653	2,12162	2,08672	2,05181	2,01690
8	S1, mm		109,095907	108,428	107,734	107,012	106,265	105,492	104,693	103,869	103,021	102,148	101,265
9	sin(Beta)		0,51342859	0,53466	0,55564	0,57635	0,59678	0,61692	0,63676	0,65628	0,67547	0,69431	0,71289
10	cos(Beta)		0,85813232	0,84507	0,83142	0,8172	0,8024	0,78702	0,77106	0,75452	0,73739	0,71968	0,70179
11	Beta, rd		0,53917544	0,56411	0,58913	0,61426	0,63949	0,66483	0,69029	0,71588	0,7416	0,76745	0,79304
12	gercek Beta		0,53917544	0,56411	0,58913	0,61426	0,63949	0,66483	0,69029	0,71588	0,7416	0,76745	0,79304
13	Lambda, rd		0,60226521	0,62713	0,65222	0,67754	0,70307	0,72882	0,7548	0,78099	0,80741	0,83406	0,86084
14	teta3, rd		0,06308977	0,06302	0,06309	0,06328	0,06358	0,06399	0,06451	0,06511	0,06582	0,0666	0,06749
15	gama		0,23770964	0,24641	0,25504	0,26361	0,2721	0,28049	0,28878	0,29697	0,30502	0,31295	0,32077
16	teta4		2,39045443	2,36053	2,33091	2,30163	2,27271	2,24418	2,21605	2,18835	2,1611	2,13434	2,10792
17													

Şekil 3.29. MS Excel programında eşitliklerin yazılıp değerlerin elde edilmesi

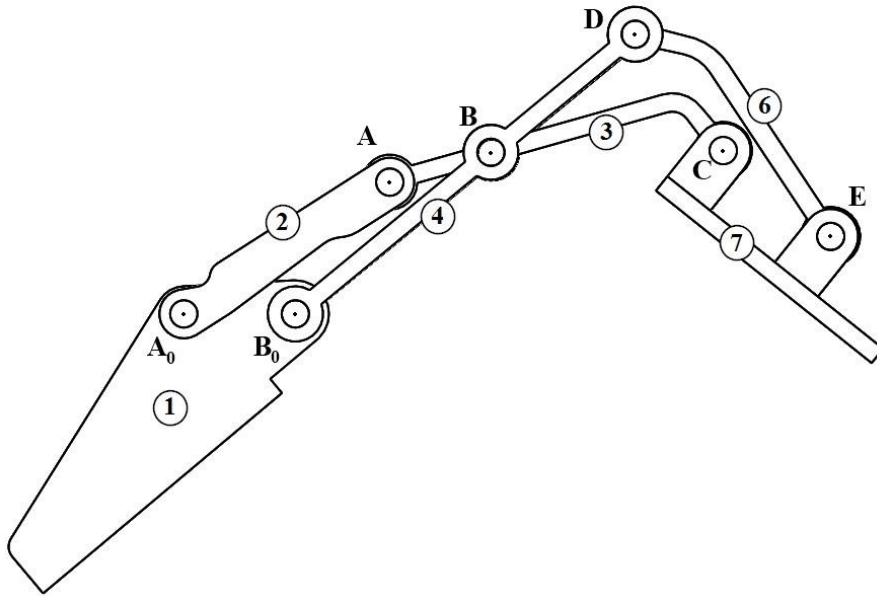
### 3.4. Önerilen Kapı Mentеше Mekanizması Bilgisayar Destekli Analizi

Menteşe mekanizması yaygın olarak bilinen bilgisayar destekli tasarım ve analiz programı olan SolidWorks [26] ortamında modellenmiş ve Motion Analysis eklentisi kullanılarak konum, hız ve ivme analizleri yapılmıştır.

Yapılan kabullere göre, analizlerde malzeme ataması yapılmamış; kütle, sürtünme ve amortisör gibi elemanlar mekanizmaya dâhil edilmemiştir.

#### 3.4.1. Önerilen kapı menteşe mekanizmasının bilgisayar destekli kuvvet analizi

Menteşe mekanizmasının kuvvet analizinde riskli, yani mafsalları yüklerinin en büyük olduğu konum dikkate alınarak çözüm yapılmıştır (Şekil 3.10). Mafsallara gelen en büyük yüklerin oluşacağı öngörülen bu konum için elde edilen mafsalları yükleri aracılığı ile mafsallardaki pim çapları maruz kaldığı en büyük tepki kuvvetleri tespit edilecektir. Menteşe mekanizması için SolidWorks Motion Analysis eklentisinde hesaplamalar bu doğrultuda yapılacaktır.

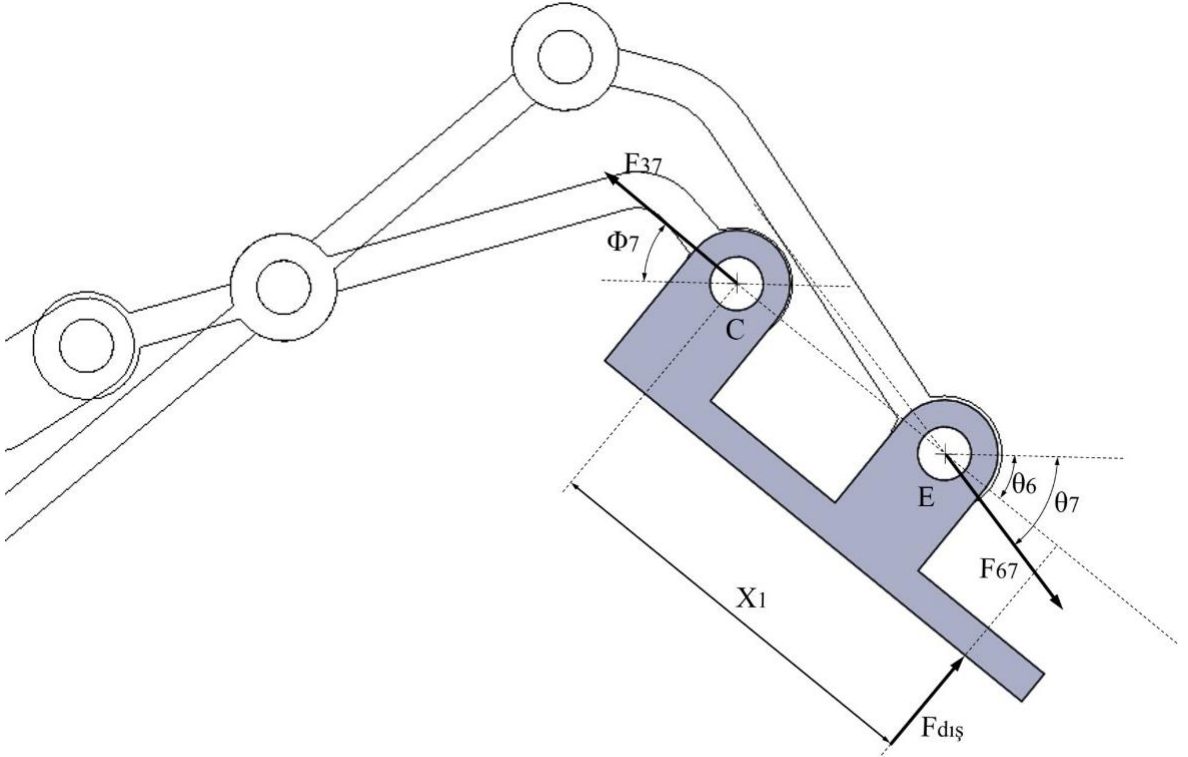


Şekil 3.30. Menteşe mekanizmasında mafsalları yüklerinin en büyük olduğu konumu

Kuvvet analizi için her bir uzva ait Serbest Cisim Denge Diyagramı (SCDD) oluşturulmuştur. Menteşe mekanizmasının, uzuvlara etki eden kuvvetler altında dengede olduğu bilindiğinden toplam moment sıfıra eşitlenerek çözüm yapılmıştır.

Yedi numaralı uzuv

Önerilen mekanizmanın 7 numaralı uzvuna etki eden kuvvetler aşağıda gösterilmiştir. Denge şartı göz önünde bulundurularak parametrik çözümler elde edilmiştir. Bilinmeyen  $F_{37}$  kuvvetinin ve bu kuvvetin X eksenine yaptığı  $\phi_7$  açısının hesaplanabilmesi için menteşe mekanizmasına ait 7 numaralı uzvun denge şartından;



Şekil 3.31. 7 numaralı uzuv için Serbest Cisim Denge Diyagramı (SCDD)

$\sum F_x = 0$  durumunda,

$$F_{dis} \cdot \sin \theta_7 + F_{67} \cdot \cos \theta_6 - F_{37} \cdot \cos \phi_7 = 0 \quad (3.7)$$

$\sum F_y = 0$  durumunda,

$$F_{dis} \cdot \cos \theta_7 - F_{67} \cdot \sin \theta_6 + F_{37} \cdot \sin \phi_7 = 0 \quad (3.8)$$

$\sum M_C = 0$  için,

$$F_{d1\dot{s}} \cdot X_1 - F_{67} \cdot \sin(\theta_7 - \theta_6) = 0 \quad (3.9)$$

olur. Dolayısıyla  $F_{67}$  aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_{67} = \frac{F_{d1\dot{s}} \cdot X_1}{\sin(\theta_7 - \theta_6)} \quad (3.10)$$

Eş. 3.8, Eş. 3.7'ye bölünürse,

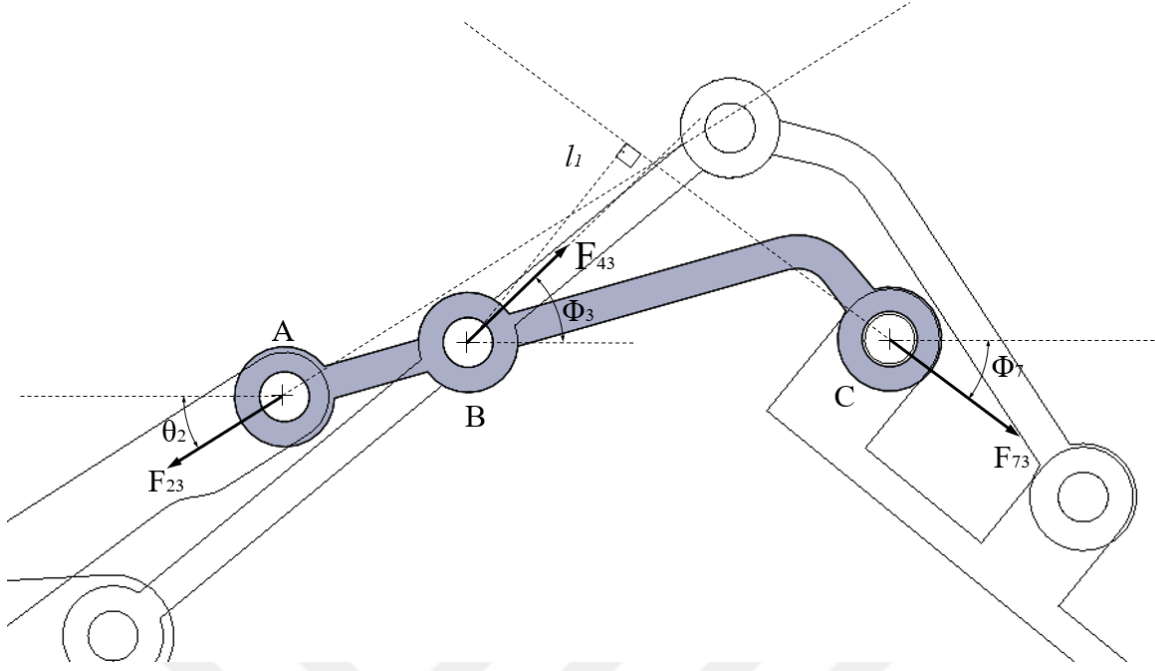
$$\phi_7 = \tan^{-1} \left( \frac{-F_{d1\dot{s}} \cdot \cos \theta_7 + F_{67} \cdot \sin \theta_6}{F_{d1\dot{s}} \cdot \sin \theta_7 + F_{67} \cdot \cos \theta_6} \right) \quad (3.11)$$

olarak bulunur ve Eş. 3.7'den  $F_{37}$  hesaplanır.

$$F_{37} = \frac{F_{d1\dot{s}} \cdot \sin \theta_7 + F_{67} \cdot \cos \theta_6}{\phi_7} \quad (3.12)$$

### Üç numaralı uzuv

Menteşe mekanizmasının 3 numaralı uzvuna etki eden kuvvetler aşağıda gösterilmiştir. Denge şartı göz önünde bulundurularak parametrik çözümler elde edilmiştir. Bilinmeyen  $F_{23}$  kuvvetinin ve bu kuvvetin X eksenine ile yaptığı  $\phi_3$  açısının hesaplanabilmesi için menteşe mekanizmasına ait 3 numaralı uzvun denge şartından;



Şekil 3.32. 3 numaralı uzuv için SCDD

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{73} \cdot \cos \phi_7 + F_{43} \cdot \cos \phi_3 - F_{23} \cdot \cos \theta_2 = 0 \quad (3.13)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{73} \cdot \sin \phi_7 + F_{43} \cdot \sin \theta_3 - F_{23} \cdot \theta_2 = 0 \quad (3.14)$$

$$\sum M_B = 0$$

B noktasının  $F_{73}$  kuvveti doğrultusuna olan dik uzaklığı  $l_1$ ,  $F_{23}$  kuvveti doğrultusuna olan dik uzaklığı  $l_2$  olarak adlandırılmıştır.

$$-F_{73} \cdot l_1 + F_{23} \cdot l_2 = 0 \quad (3.15)$$

$$F_{23} = \frac{F_{73} \cdot l_1}{l_2}$$

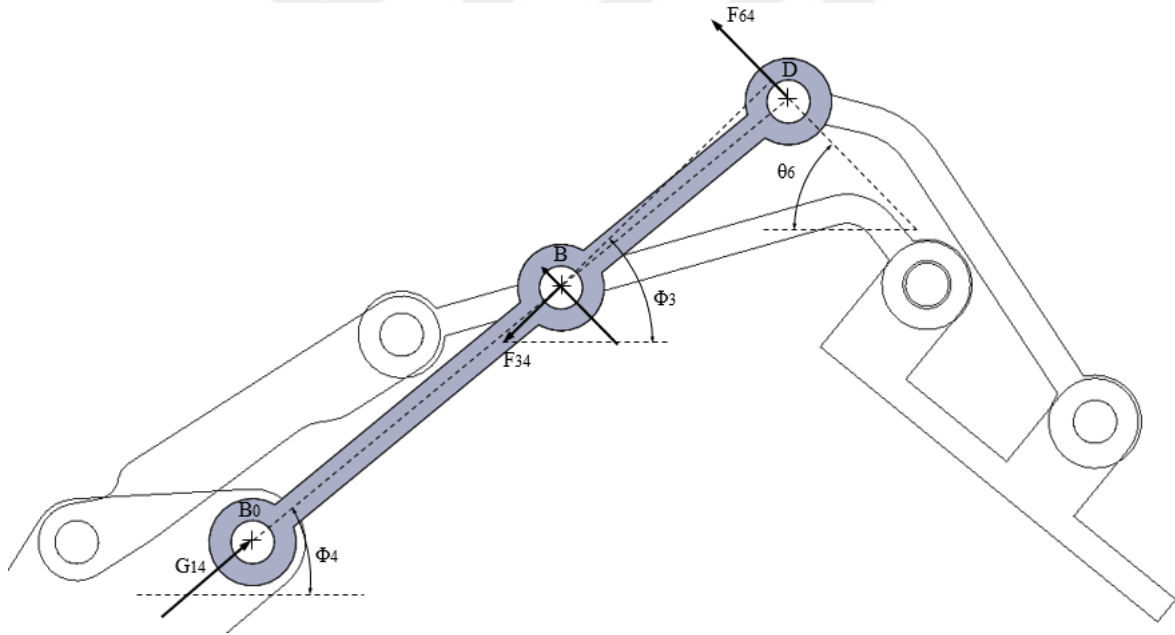
Eş. 3.13, Eş. 3.14'e bölünürse,

$$\phi_3 = \tan^{-1} \left( \frac{F_{73} \cdot \sin \phi_7 + F_{23} \cdot \sin \theta_2}{-F_{73} \cdot \cos \phi_7 + F_{23} \cdot \cos \theta_2} \right) \quad (3.16)$$

$$F_{23} = \frac{F_{73} \cdot \cos \phi_7 + F_{43} \cdot \cos \phi_3}{\cos \theta_2} \quad (3.17)$$

### Dört numaralı uzuv

Menteşe mekanizmasının 4 numaralı uzvuna etki eden kuvvetler aşağıda gösterilmiştir. Denge şartı göz önünde bulundurularak parametrik çözümler elde edilmiştir. Bilinmeyen  $G_{14}$  kuvvetinin ve bu kuvvetin X eksenine yaptığı  $\phi_4$  açısının hesaplanabilmesi için menteşe mekanizmasına ait 4 numaralı uzvun denge şartından;



Şekil 3.33. 4 numaralı uzuv için SCDD

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{64} \cdot \cos \theta_6 - F_{34} \cdot \cos \phi_3 + G_{14} \cdot \cos \phi_4 = 0 \quad (3.18)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{64} \cdot \sin \theta_6 - F_{34} \cdot \sin \phi_3 + G_{14} \cdot \sin \phi_4 = 0 \quad (3.19)$$

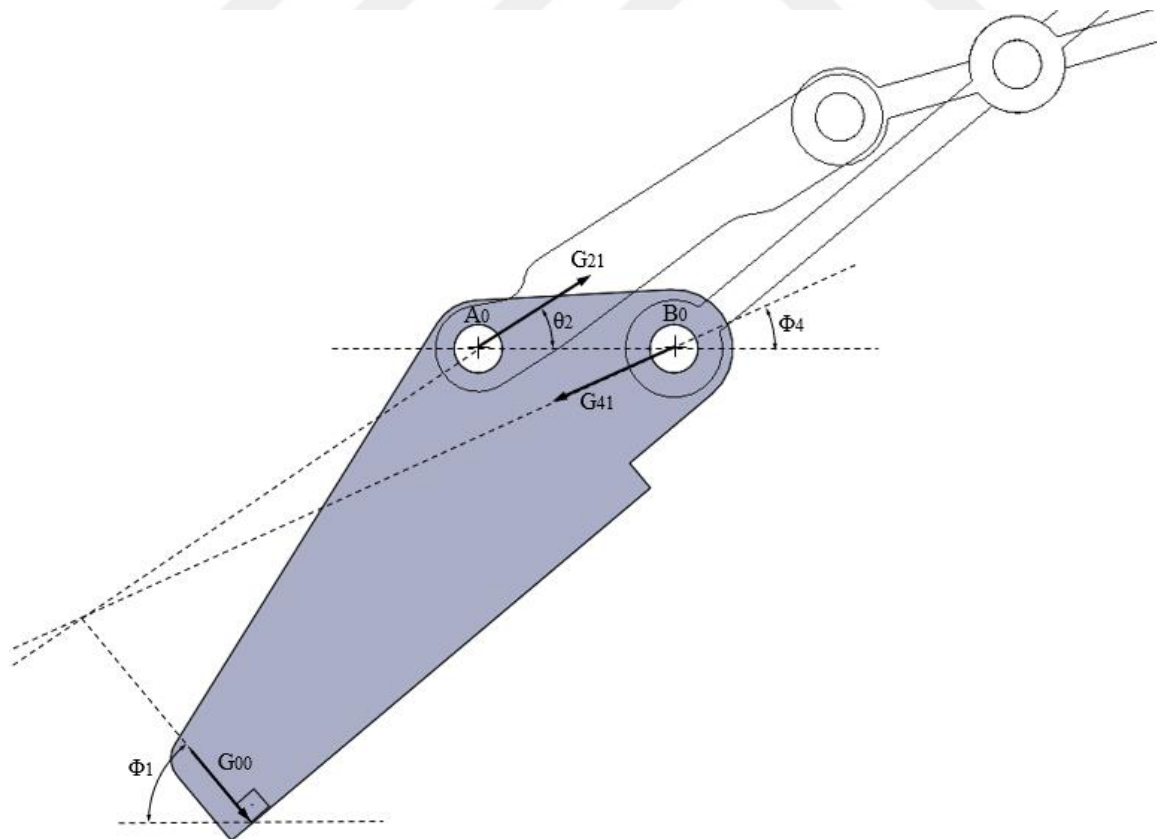
Eş. 3.18, Eş. 3.19'a bölünürse,

$$\phi_4 = \tan^{-1} \left( \frac{F_{64} \cdot \sin \theta_6 + F_{34} \cdot \sin \phi_3}{F_{64} \cdot \cos \theta_6 + F_{34} \cdot \cos \phi_3} \right) \quad (3.20)$$

$$G_{14} = \frac{F_{64} \cdot \cos \theta_6 + F_{34} \cdot \cos \phi_3}{\cos \phi_4} \quad (3.21)$$

### Bir numaralı uzuv

Menteşe mekanizmasının 1 numaralı uzvuna etki eden kuvvetler aşağıda gösterilmiştir. Denge şartı göz önünde bulundurularak parametrik çözümler elde edilmiştir. Bilinmeyen  $G_{00}$  kuvvetinin ve bu kuvvetin X eksenini ile yaptığı  $\phi_1$  açısının hesaplanabilmesi için menteşe mekanizmasına ait 1 numaralı uzvun denge şartından;



Şekil 3.34. 1 numaralı uzuv için SCDD



$$\sum F_x = 0$$

$$-G_{41} \cdot \cos \phi_4 - G_{21} \cdot \cos \theta_2 + G_{00} \cdot \cos \phi_1 = 0 \quad (3.22)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-G_{41} \cdot \sin \phi_4 + G_{21} \cdot \sin \theta_2 - G_{00} \cdot \sin \phi_1 = 0 \quad (3.23)$$

Eş. 3.23, Eş. 3.22'ye bölünürse,

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left( \frac{-G_{41} \cdot \sin \phi_4 + G_{21} \cdot \sin \theta_2}{G_{41} \cdot \cos \phi_4 - G_{21} \cdot \cos \theta_2} \right) \quad (3.24)$$

$$G_{00} = \frac{G_{41} \cdot \cos \phi_4 - G_{21} \cdot \cos \theta_2}{\cos \phi_1} \quad (3.25)$$

olarak bulunur.



## 4. MENTEŞE MEKANİZMASININ PROTOTİP İMALATI VE TESTİ

### 4.1. Menteşe Mekanizması Prototipi İmalatı

Tasarımı yapıp analitik ve bilgisayar destekli analizleri gerçekleştirilen kapı menteşe mekanizmasının prototipi, MAN Türkiye A.Ş. bünyesinde imal edilmiştir [27]. Prototip mekanizmanın kolay kaynaklanabilme ve yüksek korozyon dayanımı gereklilikleri dolayısıyla AISI304 (EN X5CrNi18-10) malzemesinden üretimi yapılmıştır.

### 4.2. Menteşe Mekanizması Testi

İmal edilen mekanizma MAN Türkiye A.Ş.'de bulunan kapı çerçevesi üzerine montajı gerçekleştirilerek (Şekil 4.1), MAN kapı açma kapama test işlemine tabi tutulmuştur [28]. Ticari sırlar gereği ilgili test düzeneği ve test düzeneğinde kullanılan parametreler tez içinde belirtilmemiştir.



Şekil 4.35. Otobüs bagaj kapı çerçevesine yeni menteşe mekanizmanın montajı

Kullanıcılardan alınan geri bildirimlerin ışığında sorun başlıkları oluşturulmuş ve kapı mekanizmasının 1000 açma kapama döngüsü sonucunda elde edilen gözlemlerin sonuçları

aşağıda verilmiştir (Çizelge 4.1). Mevcut menteşe mekanizması ile önerilen menteşe mekanizmasının eşit parametre ve koşullarda test edilmesiyle, önerilen mekanizmanın mevcut mekanizmaya üstünlükleri saptanmıştır.

Çizelge 4.1. Mevcut mekanizma ile önerilen mekanizmanın test sonuçları

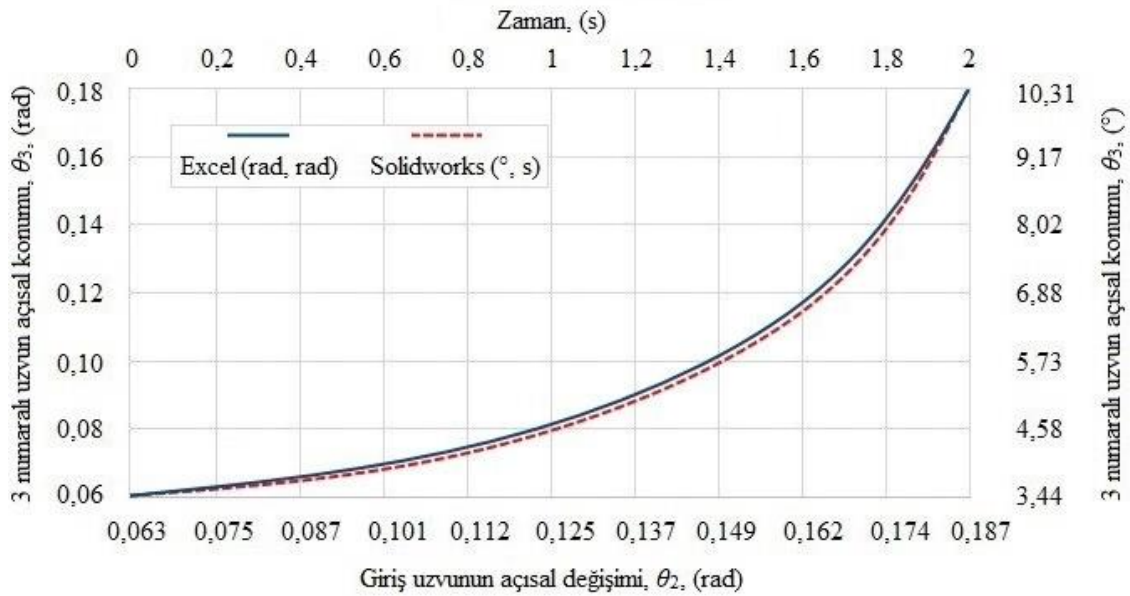
Sorunlar	Mevcut mekanizma	Önerilen mekanizma
Kapı giriş boşluğu işgali	≈%30	%0
Kapı açıldığında arzu dışı oluşan sallanma	Gözlemlendi	Gözlemlenmedi
Kullanım nedeniyle mekanizma üzerinde oluşan aşınmalar ve çarpılmalar	Gözlemlendi	Gözlemlenmedi
Kapı kilit pimlerinin deformasyonu	Gözlemlendi	Gözlemlenmedi

## 5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bagaj kapısı  $\theta_0$  (Şekil 3.6) ve  $\theta_5$  (Şekil 3.7) pozisyonları arasında uzuvların Excel'den elde edilen grafiklerine, SolidWorks programından elde edilen grafiklerin (verilerin Excel'e aktarılarak) eklenmesi ile ortak grafikler oluşturulmuştur. Elde edilen grafikler aşağıda verilmiştir (Şekil 5.1-5.20).

### 5.1. Konum Analizi

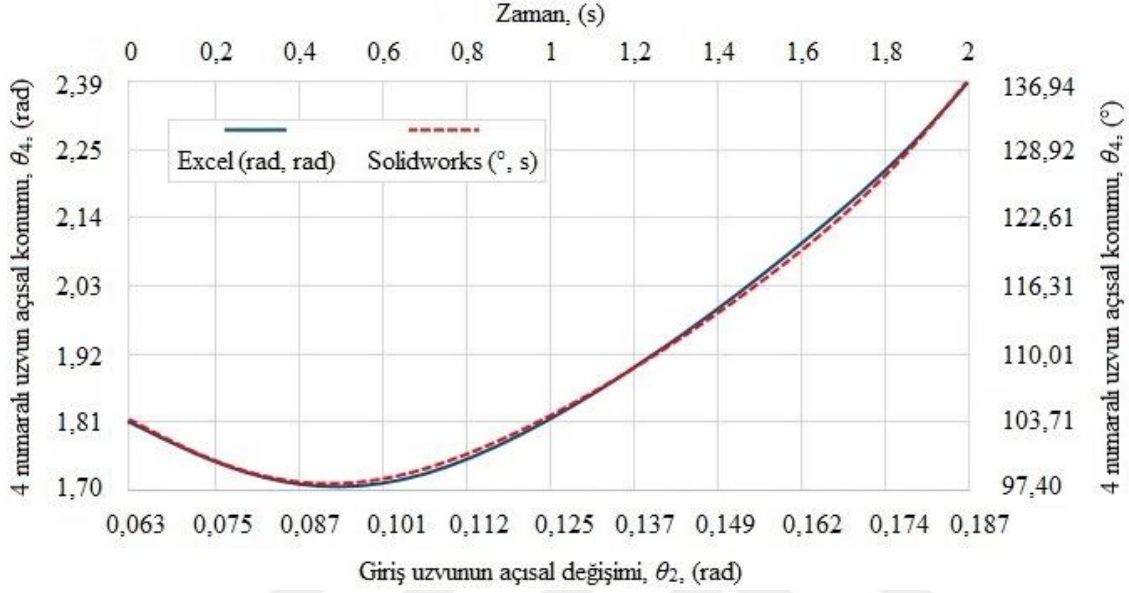
Excel ortamında elde edilen grafiğe göre 3 numaralı uzvun X eksenini ile yaptığı açı, kapının açıldığı ilk anda 0,06 radyan değerinden başlayarak kapının tamamen kapanması ile 0,18 radyan değerine ulaşmakta olup toplamda 0,12 radyan değerinde bir açısal konum değişikliği meydana gelmiştir. SolidWorks Motion Analysis eklentisi ile elde edilen açısal konum değişimi grafiklerine göre 3 numaralı uzvun X eksenini ile yaptığı açı kapının açıldığı ilk anda  $3,44^\circ$  değerinden başlayarak kapının tamamen kapanması ile  $10,31^\circ$  değerine ulaşmaktadır (Şekil 5.1).



Şekil 5.36. 3 numaralı uzvun açısal konum grafiği ( $\theta_3$ )

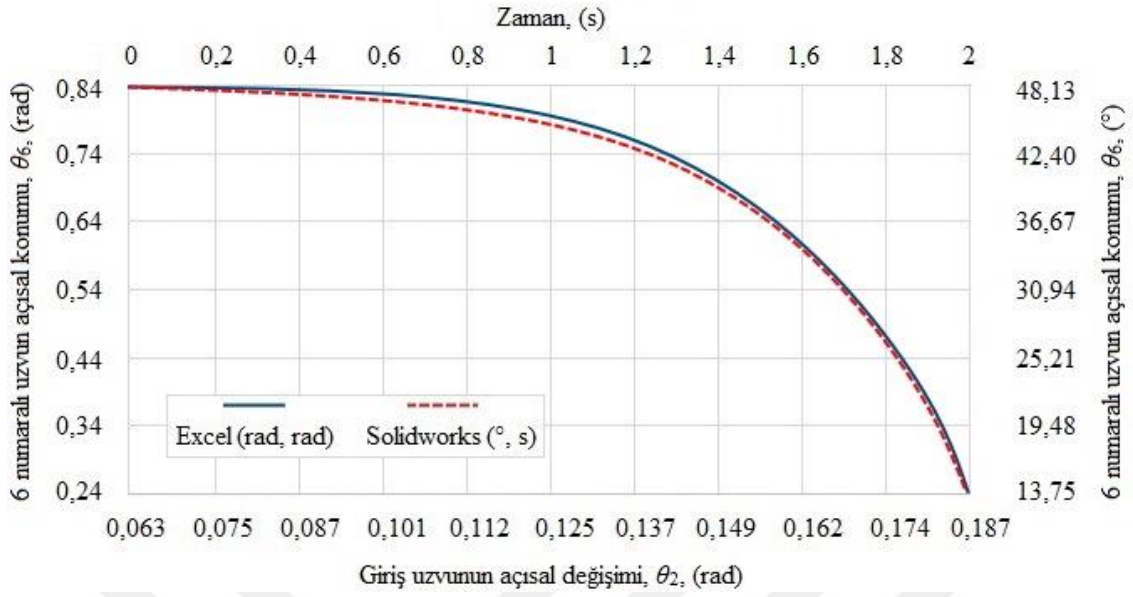
Excel'den elde edilen grafiğe göre kapının açıldığı ilk anda 4 numaralı uzvun X eksenini ile yaptığı  $\theta_4$  açısı 1,81 radyan olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise  $\theta_4$  açısı 2,39 radyan olarak tespit edilmiştir. SolidWorks ortamında elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk

anda 4 numaralı uzvun X eksenine ile yaptığı açı  $103,71^\circ$  olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise 4 numaralı uzvun X eksenine ile yaptığı açı  $136,94^\circ$  olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.2).



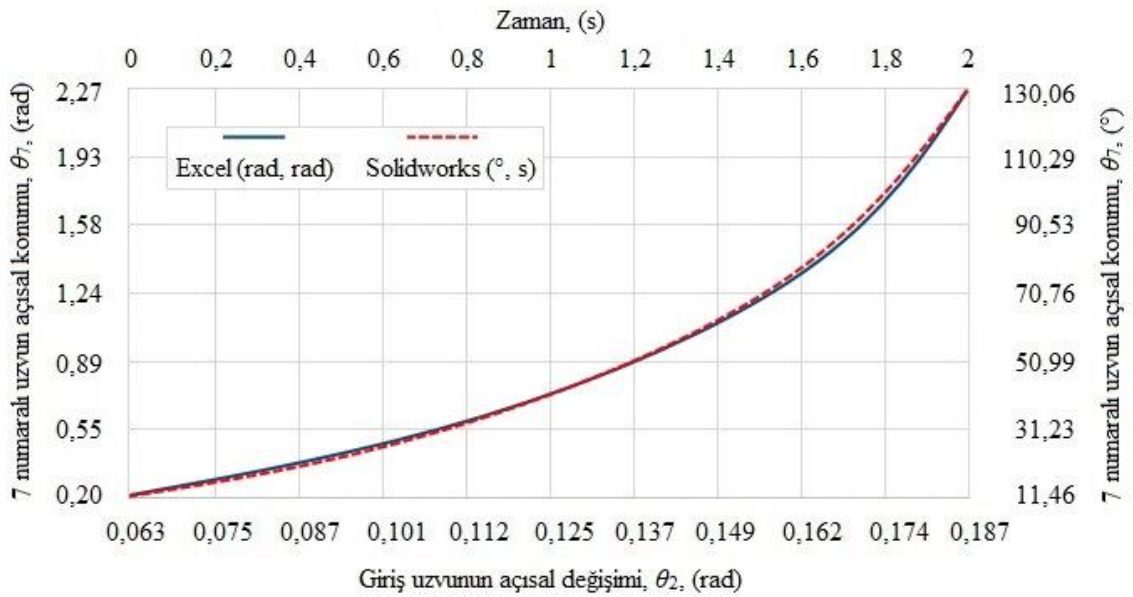
Şekil 5.37. 4 numaralı uzvun açısal konum grafiği ( $\theta_4$ )

Excel'den elde edilen grafiğe göre kapının açıldığı ilk anda 6 numaralı uzvun X eksenine ile yaptığı  $\theta_6$  açısı 0,84 radyan olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise  $\theta_6$  açısı 0,24 radyan olarak bulunmuştur. SolidWorks ortamında elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 6 numaralı uzvun X eksenine ile yaptığı açı  $48,13^\circ$  olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise 6 numaralı uzvun X eksenine ile yaptığı açı  $13,75^\circ$  olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.3).



Şekil 5.38. 6 numaralı uzvun açısal konum grafiği ( $\theta_6$ )

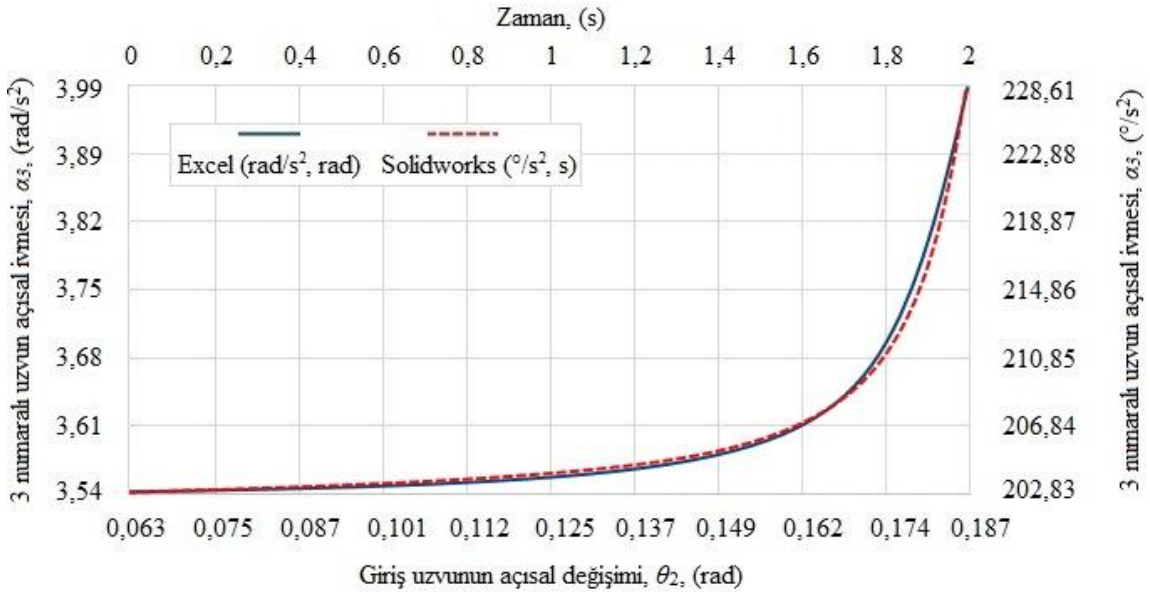
Excel'den elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 7 numaralı uzvun X eksenine ile yaptığı  $\theta_7$  açısı 0,2 radyan olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise  $\theta_7$  açısı 2,27 radyan olarak tespit edilmiştir. SolidWorks ortamında elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 7 numaralı uzvun X eksenine ile yaptığı açı  $11,46^\circ$  olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise 7 numaralı uzvun X eksenine ile yaptığı açı  $130,06^\circ$  olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.4).



Şekil 5.39. 7 numaralı uzvun açısal konum grafiği ( $\theta_7$ )

### 5.3. İvme Analizi

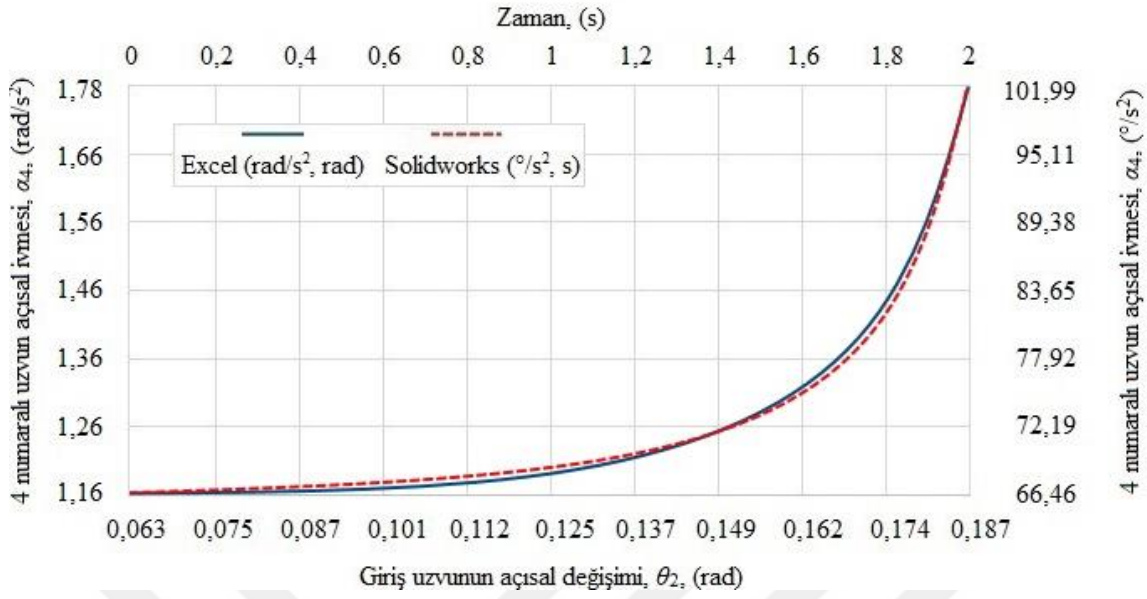
Excel'den elde edilen açısal ivme değişimi grafiğine göre 3 numaralı uzvun açısal ivmesi kapının açıldığı ilk anda  $3,54 \text{ rad/s}^2$  değerinden başlayarak kapının tamamen kapanması ile  $3,99 \text{ rad/s}^2$  değerine ulaşmaktadır. SolidWorks ortamında elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 3 numaralı uzvun açısal ivmesi  $202,83^\circ/\text{s}^2$ , kapı tamamen açıldığında ise 3 numaralı uzvun açısal ivmesi  $228,61^\circ/\text{s}^2$  olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.5).



Şekil 5.40. 3 numaralı uzvun açısal ivme grafiği ( $\alpha_3$ )

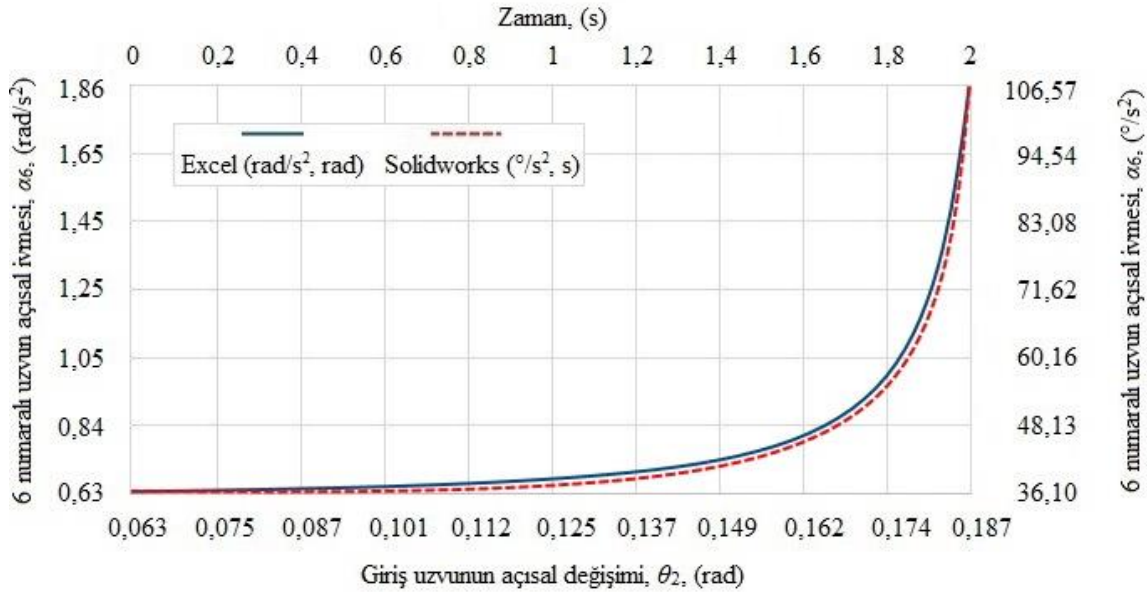
Excel'den elde edilen grafiğe göre kapının açıldığı ilk anda 4 numaralı uzvun açısal hızı  $1,16 \text{ rad/s}^2$  olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise açısal hız  $1,78 \text{ rad/s}^2$  olarak tespit edilmiştir. SolidWorks ortamında elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 4 numaralı uzvun açısal ivmesi  $66,46^\circ/\text{s}^2$ , kapı tamamen açıldığında ise 4 numaralı uzvun açısal ivmesi  $101,99^\circ/\text{s}^2$  olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.6).





Şekil 5.41. 4 numaralı uzvun açısal ivme grafiği ( $\alpha_4$ )

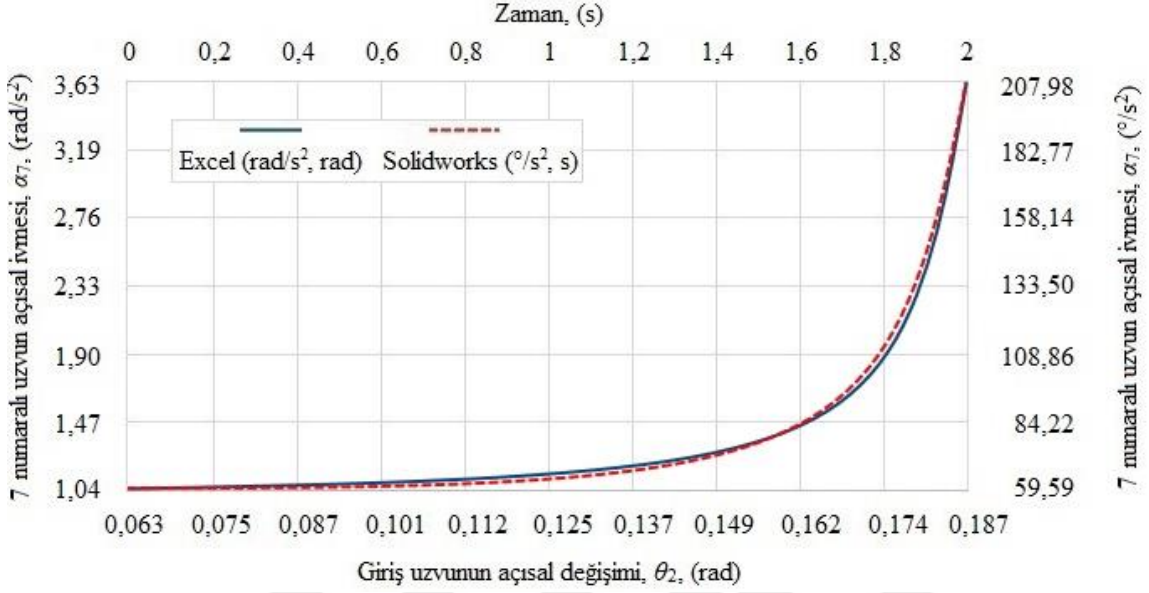
Excel'den elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 6 numaralı uzvun açısal hızı 0,63 rad/s<sup>2</sup> olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise açısal hız 1,86 rad/s<sup>2</sup> olarak tespit edilmiştir. Kapının açıldığı ilk anda 6 numaralı uzvun açısal ivmesi 36,09°/s<sup>2</sup>, kapı tamamen açıldığında ise 6 numaralı uzvun açısal ivmesi 106,57°/s<sup>2</sup> olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.7).



Şekil 5.42. 6 numaralı uzvun açısal ivme grafiği ( $\alpha_6$ )

Excel'den elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 7 numaralı uzvun açısal hızı 1,04 rad/s<sup>2</sup> olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise açısal hız 3,63 rad/s<sup>2</sup> olarak tespit

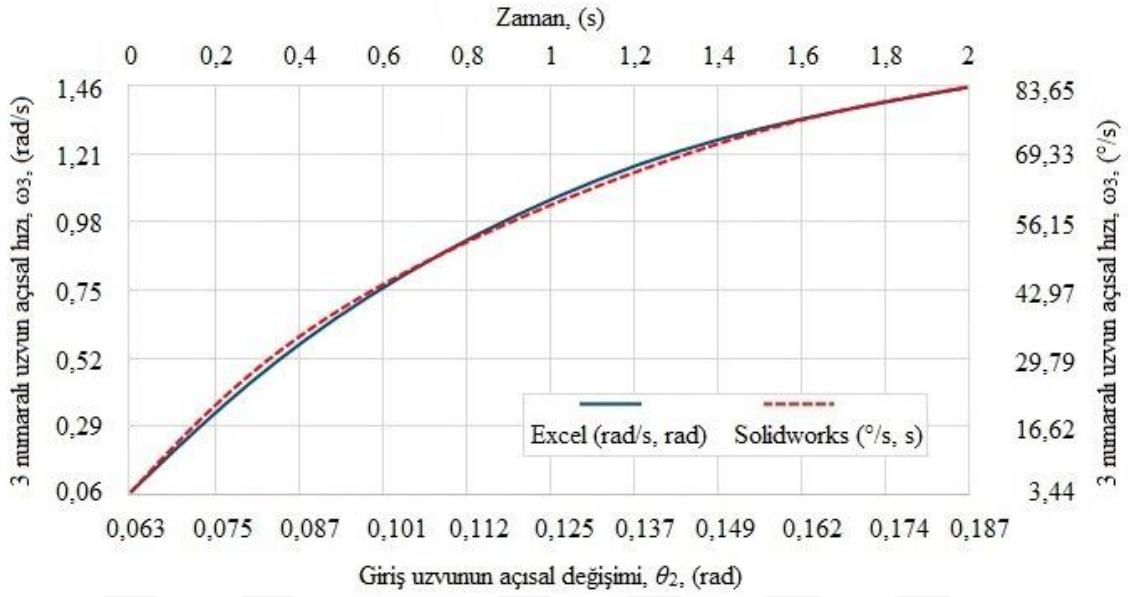
edilmiştir. SolidWorks ortamında elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 7 numaralı uzvun açısal hızı  $59,59^\circ/s$  olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise 7 numaralı uzvun açısal hızı  $207,98^\circ/s$  olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.8).



Şekil 5.43. 7 numaralı uzvun açısal ivme grafiği ( $\alpha_7$ )

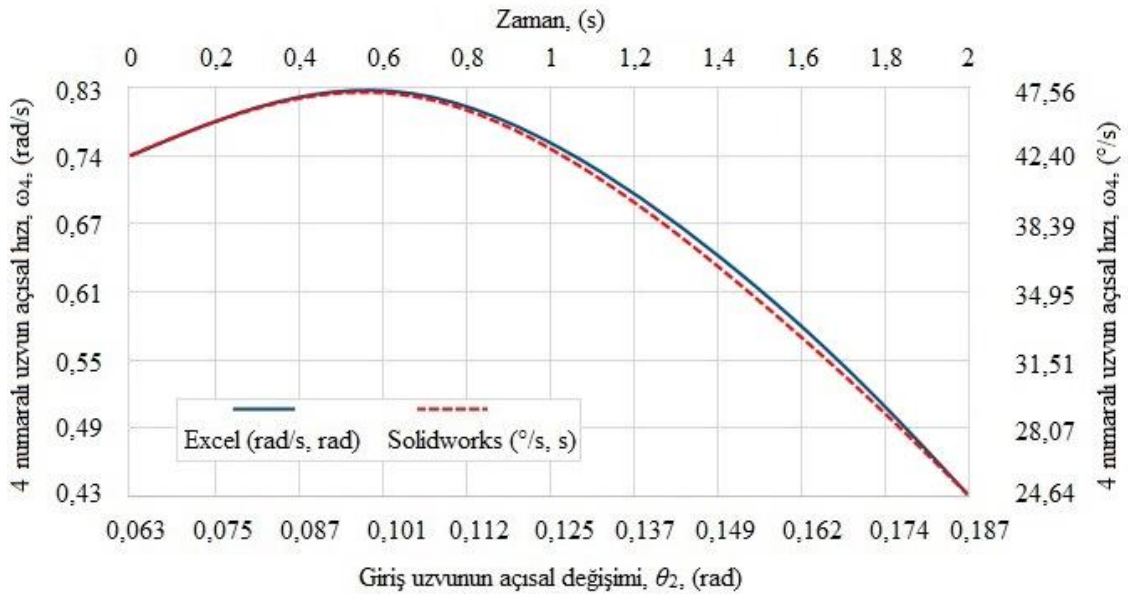
## 5.2. Hız Analizi

Excel ortamında elde edilen açısal hız değişimi grafiğine göre 3 numaralı uzvun açısal hızı kapının açıldığı ilk anda  $0,06 \text{ rad/s}$  değerinden başlayarak kapının tamamen kapanması ile  $1,46 \text{ rad/s}$  değerine ulaşmaktadır. SolidWorks ortamında elde edilen verilere göre 3 numaralı uzvun açısal hızı kapının açıldığı ilk anda  $3,44^\circ/s$ , kapı tamamen açıldığında ise  $83,65^\circ/s$  olarak bulunmuştur (Şekil 5.9).



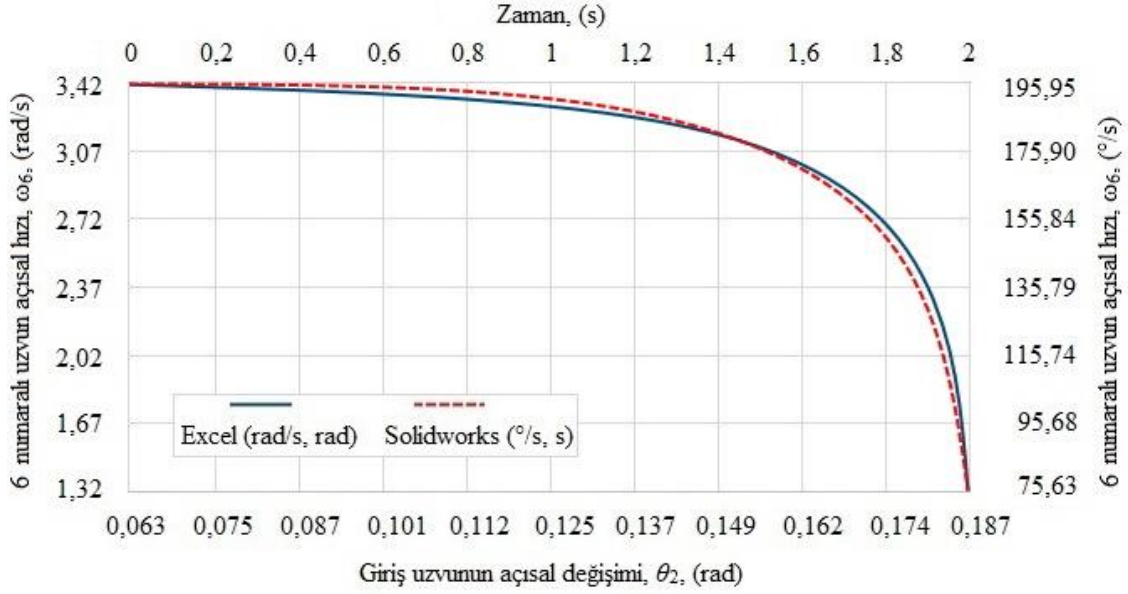
Şekil 5.44. 3 numaralı uzvun açısal hız grafiği ( $\omega_3$ )

Excel'den elde edilen grafiğe göre kapının açıldığı ilk anda 4 numaralı uzvun açısal hızı 0,74 rad/s olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise açısal hız 0,43 rad/s olarak tespit edilmiştir. SolidWorks ortamında elde edilen açısal hız değışimi grafiğine göre 4 numaralı uzvun açısal hızı kapının açıldığı ilk anda 42,4°/s değerinden başlayarak kapının tamamen kapanması ile 24,64°/s değerine ulaşmaktadır (Şekil 5.10).



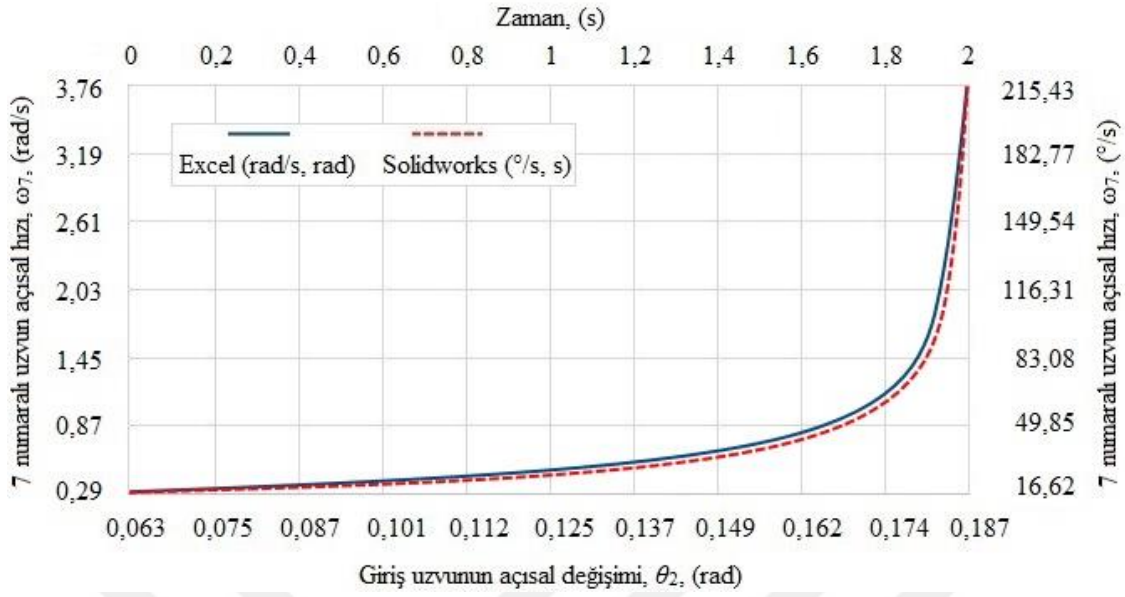
Şekil 5.45. 4 numaralı uzvun açısal hız grafiği ( $\omega_4$ )

Excel'den elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 6 numaralı uzvun açısal hızı 3,42 rad/s olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise açısal hız 1,32 rad/s olarak tespit edilmiştir. SolidWorks ortamından elde edilen verilere göre kapının açıldığı ilk anda 6 numaralı uzvun açısal hızı 195,95°/s olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise 6 numaralı uzvun açısal hızı 75,63°/s olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.11).



Şekil 5.46. 6 numaralı uzvun açısal hız grafiği (ω₆)

Excel'den elde edilen grafiğe göre kapının açıldığı ilk anda 7 numaralı uzvun açısal hızı 0,29 rad/s olmaktadır. Kapı tamamen açıldığında ise açısal hız 3,76 rad/s değerine ulaşmaktadır. Kapının açıldığı ilk anda 7 numaralı uzvun açısal hızı 16,62°/s iken kapı tamamen açıldığında ise 7 numaralı uzvun açısal hızı 215,43°/s olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.12).

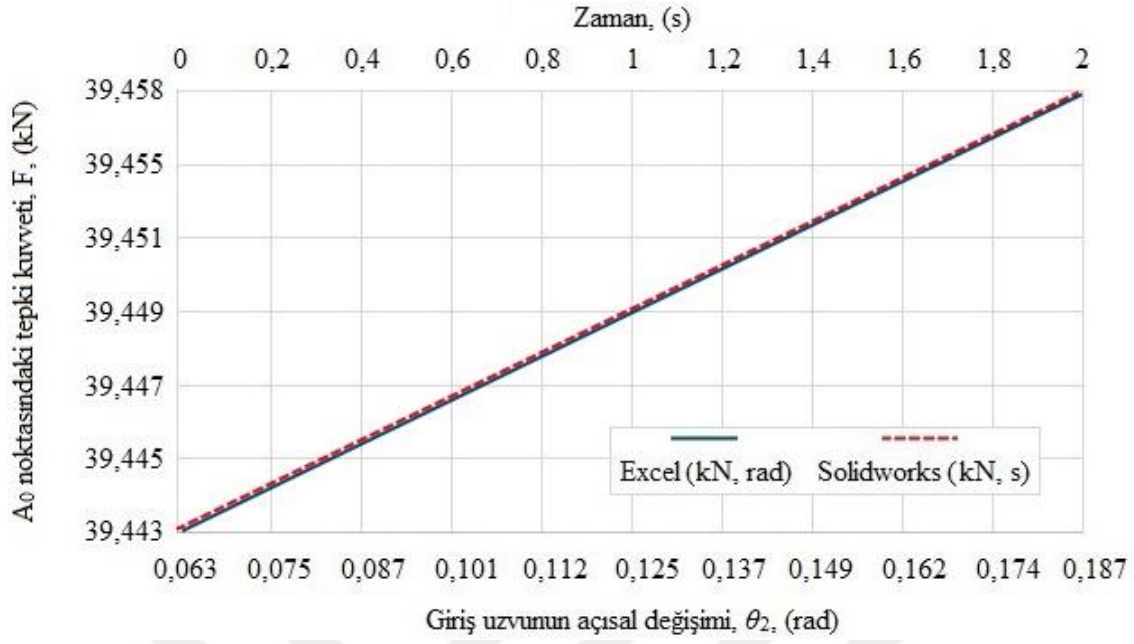


Şekil 5.47. 7 numaralı uzvun açısal hız grafiği ( $\omega_7$ )

#### 5.4. Kuvvet Analizi

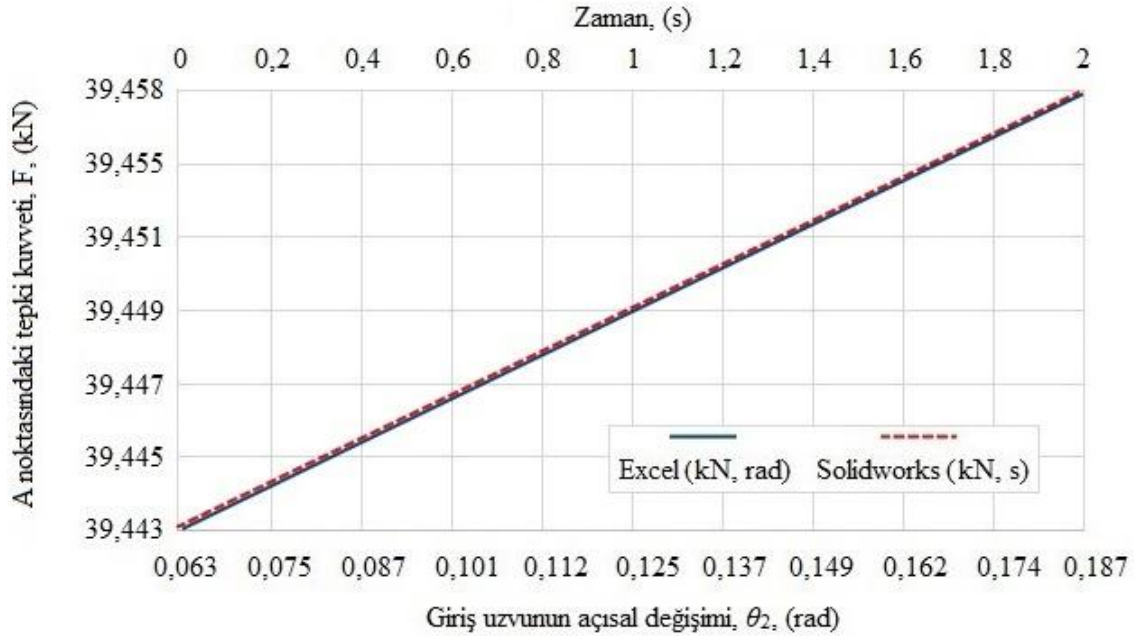
Menteşe mekanizmasında mafsalları yüklerinin en büyük olduğu konuma göre analiz yapılmıştır (Şekil 30). Diğer analizlerde de olduğu gibi Excel ve SolidWorks ortamlarında elde edilen kuvvet analizi grafiklerinde mafsalları noktaları için ortak notasyon kullanılmıştır (Şekil 28). Elde edilen grafikler mafsalları yüklerinin en büyük olduğu konumda menteşe mekanizmasına 0,01 saniyelik hareket kazandırılarak elde edilmiştir. Bu nedenle bulunan değerler ilgili mafsalları noktalarındaki en yüksek tepki kuvveti olarak kabul edilmiştir.

Mafsalları yüklerinin en büyük olduğu konumda  $A_0$  noktasına etki eden en yüksek tepki kuvveti 39,458 kN olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.13).



Şekil 5.48.  $A_0$  noktasındaki tepki kuvveti ( $F_{A0}$ )

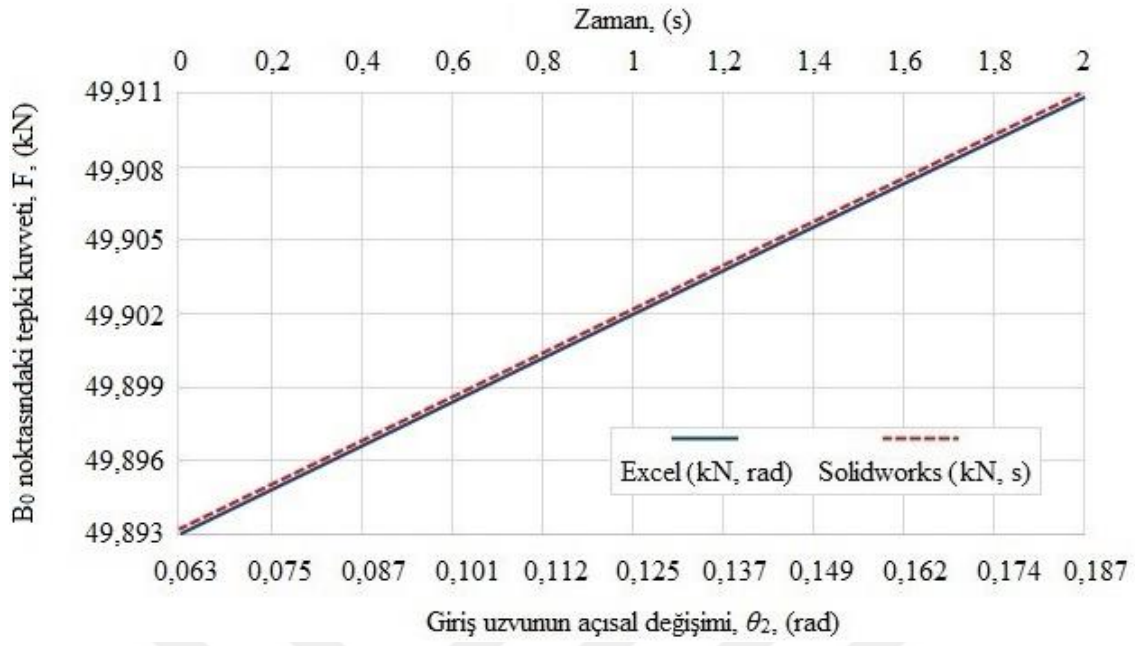
A noktasına etki eden en yüksek tepki kuvveti 39,458 kN olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.14).



Şekil 5.49. A noktasındaki tepki kuvveti ( $F_A$ )

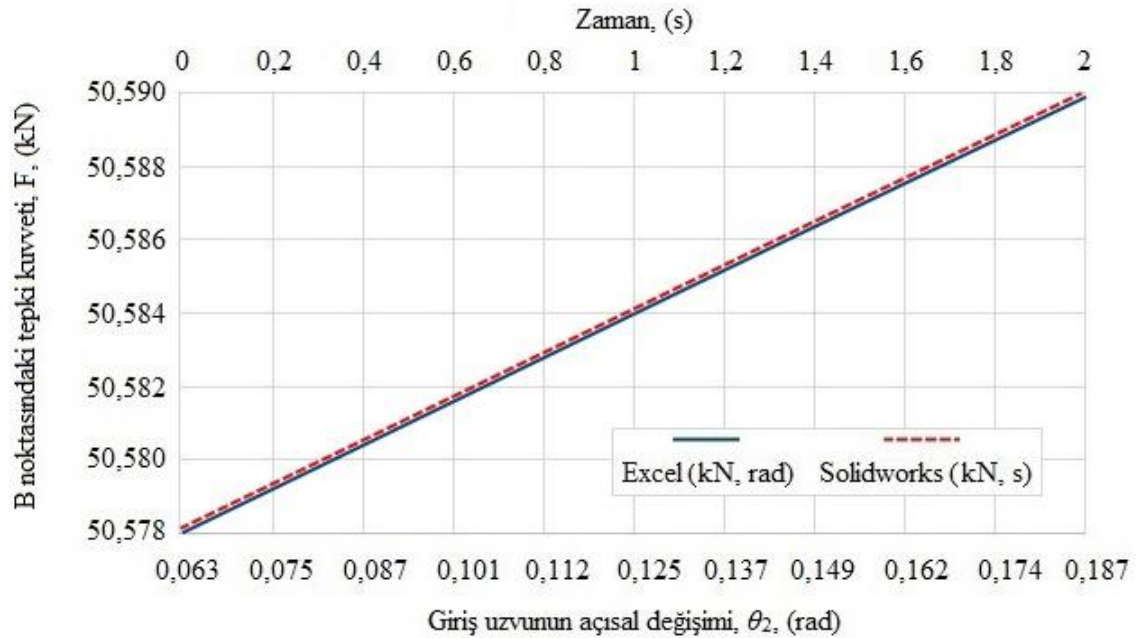
$B_0$  noktasına etki eden en yüksek tepki kuvveti 49,911 kN olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.15).





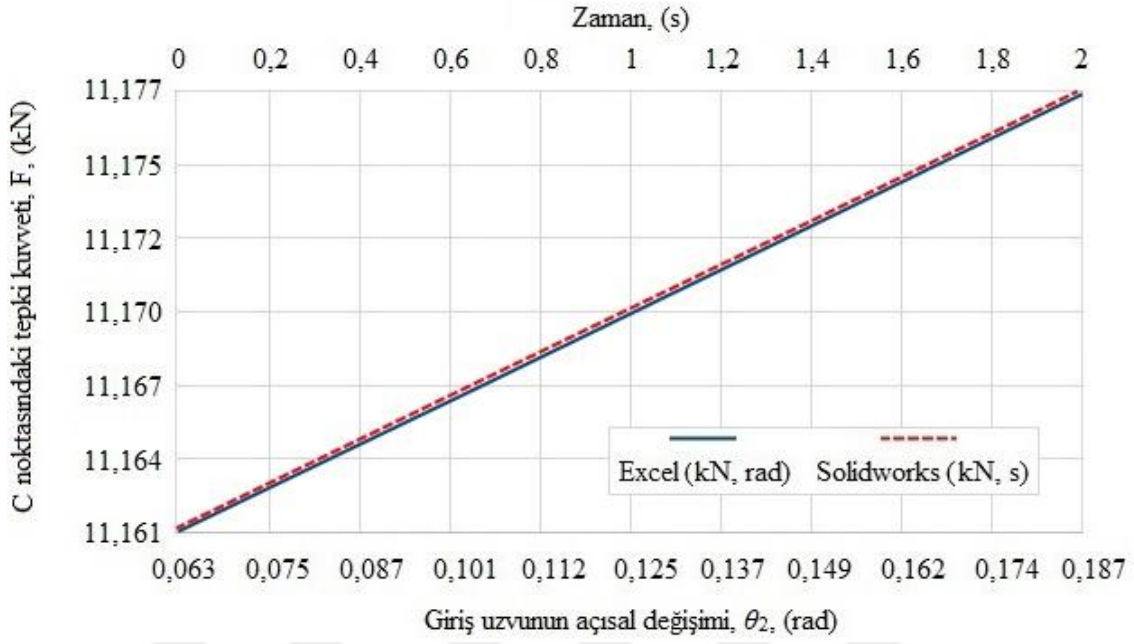
Şekil 5.50. B0 noktasındaki tepki kuvveti ( $F_{B0}$ )

B noktasına etki eden en yüksek tepki kuvveti 50,590 kN olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.16).



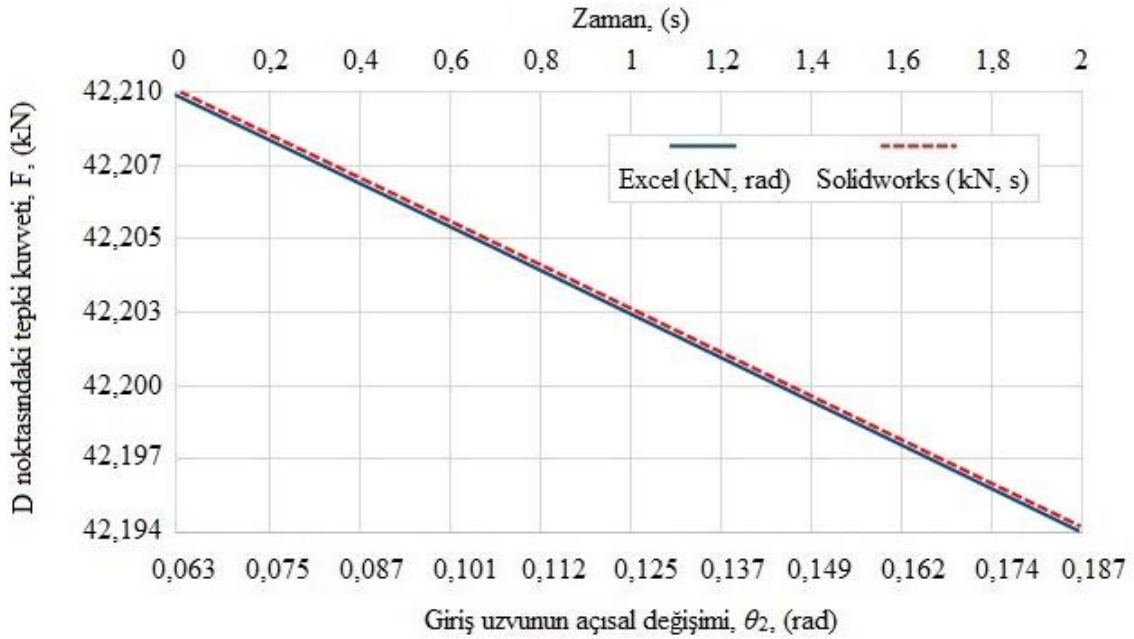
Şekil 5.51. B noktasındaki tepki kuvveti ( $F_B$ )

C noktasına etki eden en yüksek tepki kuvveti 11,177 kN olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.17).



Şekil 5.52. C noktasındaki tepki kuvveti ( $F_C$ )

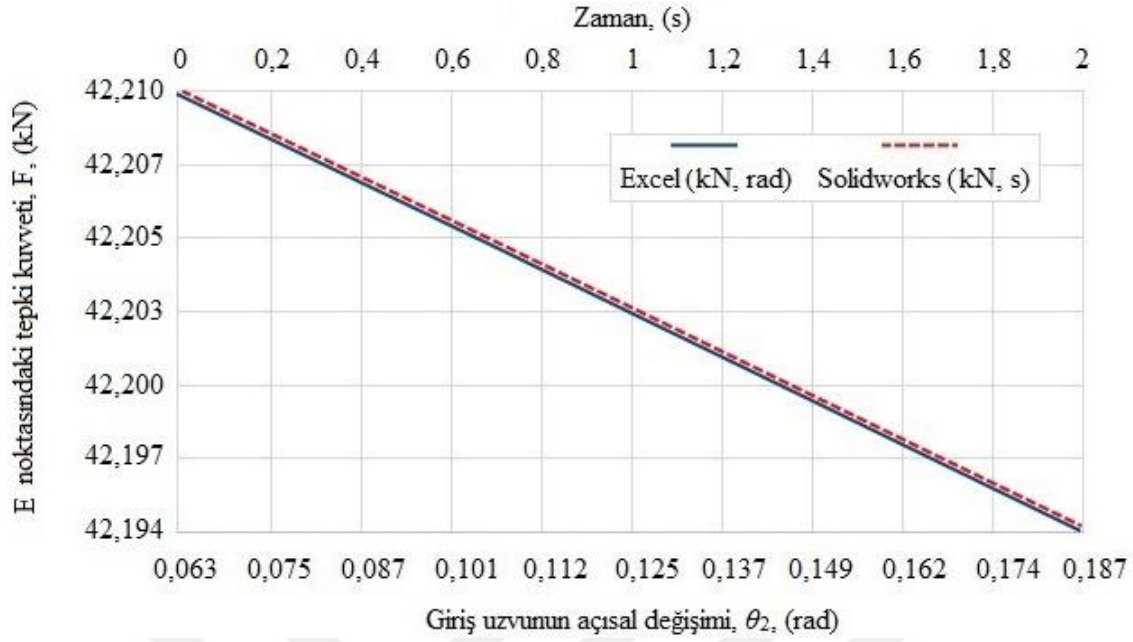
D noktasına etki eden en yüksek tepki kuvveti 42,210 kN olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.18).



Şekil 5.53. D noktasındaki tepki kuvveti ( $F_D$ )

E noktasına etki eden en yüksek tepki kuvveti 42,210 kN olarak tespit edilmiştir (Şekil 5.19).





Şekil 5.54. E noktasındaki tepki kuvveti ( $F_E$ )

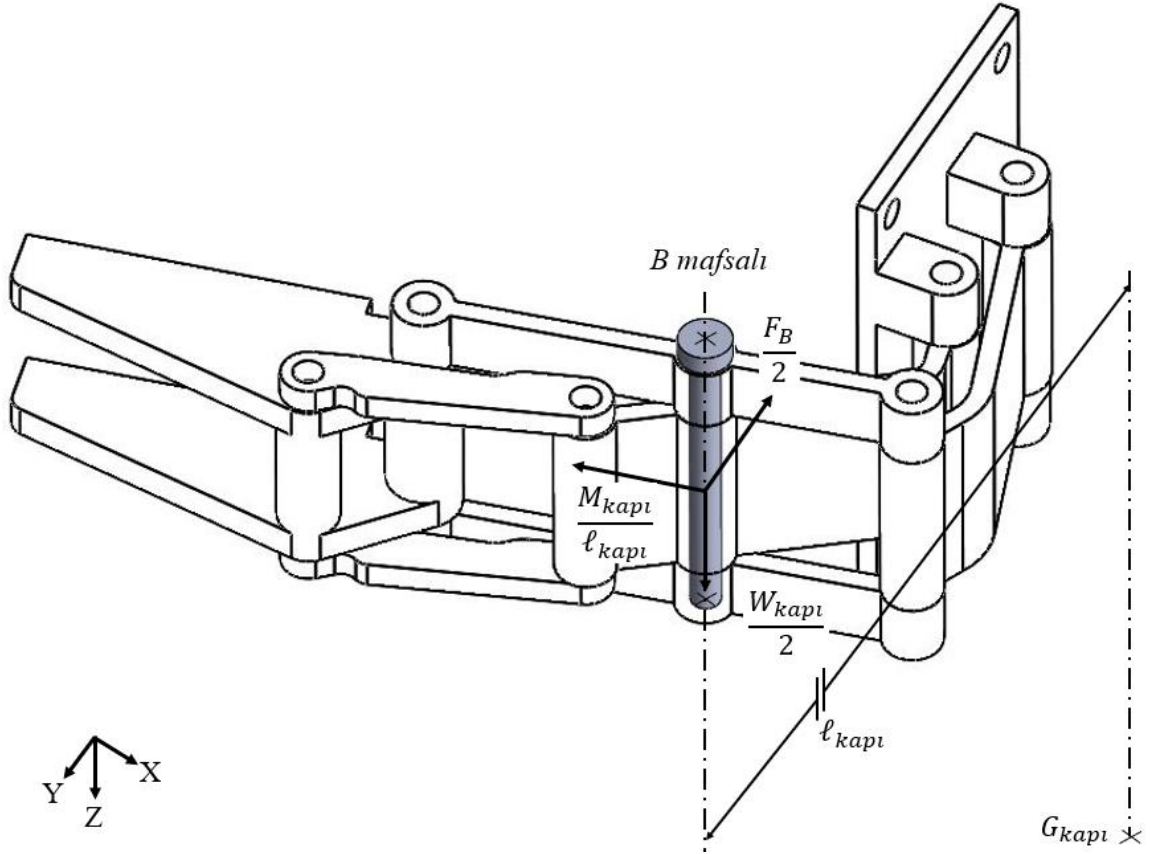
Analitik analizde grafiklerin X eksenleri zaman (s) ve Y eksenleri sırasıyla  $\theta$ ,  $\theta/s$ ,  $\theta/s^2$  ve kN şeklinde ve bilgisayar destekli analizden elde edilen grafiklerin X eksenleri zaman (s) ve Y eksenleri sırasıyla  $\theta$ ,  $\theta/s$ ,  $\theta/s^2$  ve N şeklinde verilmiştir. En yüksek açısıl hız ve açısıl ivmeler kapının kapanma anı olan 2. saniyede oluşacaktır. Analitik analizden elde edilen sonuçlarla, bilgisayar destekli analizden elde edilen sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Verilen grafiklerdeki küçük sapmaların SolidWorks ortamındaki zaman aralığından ve eğri benzeşmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Mafsallara etki eden en büyük tepki kuvvetinin B noktasında olduğu yani araç şasesine bağlı kapı taşıyıcı uzvun (4 numaralı uzvun) en büyük dik kuvvete maruz kaldığı görülecektir.

### 5.5. En Kritik Konum İçin B Mafsahının Kesilme Kontrolü

B mafsalında bulunan menteşe pimi,  $\frac{M_{kapı}}{\ell_{kapı}}$  (kapı ağırlığından kaynaklanan eğilme momenti) ve  $\frac{F_B}{2}$  (menteşe başına B noktasına etki eden tepki kuvveti) tarafından gerilmeye maruz bırakılmaktadır.  $\frac{W_{kapı}}{2}$  (menteşe başına düşen kapı ağırlığı) ise menteşenin B mafsalına düşey yönde etki etmektedir (Şekil 5.20). Hesaplamalar mekanizmanın iki saniye içinde, düzenekte

sınırlama ve/veya sönüm elemanı olmadan serbestçe açıldığı kabul edilerek yapıldığından, mafsala etki eden bileşke gerilme değeri 344,342 MPa ( $\sigma_B$ ), AISI304 malzemesinin akma gerilme 215 MPa ( $\sigma_{AK}$ ) değerinden büyük olduğu ve pimin kesilmeye maruz kalacağı tespit edilmiştir. Bagaj kapısı üzerindeki gerçek menteşe mekanizması uygulamasında gerekli olan ve sınırlama görevi de bulunan bir sönüm elemanı kullanılarak kesilmenin önüne geçilmiştir.



Şekil 5.55. En kritik konum için B mafsalına etki eden moment ve yükler

Mekanizmaların kinematik analizi alanında daha önce yapılmış çalışmalarda genelde analitik analiz yönteminin kullanılmadığı, daha çok bilgisayar destekli analiz programlarından yararlandığı görülmüştür. Bu çalışmada hem analitik hem de bilgisayar destekli analizler eş zamanlı olarak verilmiş ve birbirleri içerisinde uyum halinde oldukları ispat edilmiştir.

## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir otobüs bagaj kapağı menteşe mekanizması için yeni bir tasarım önerilmiştir. Önerilen menteşe mekanizması, otobüs bagaj kapısında istenilen araç ömrü boyunca kilitlenebilmeye, mekanizma parçalarının dayanımı, işlevselliği, maliyeti bakımından üzerinde çalışılan otobüste bulunan mevcut menteşe sistemine göre, tasarım, dayanım ve kullanım üstünlükleri barındırmaktadır.

Önerilen menteşe mekanizması tasarımı üzerinde, mekanizma uzuvlarının zamana göre konum, hız ve ivme değişimlerinin analitik ve bilgisayar destekli analizleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen analitik ve bilgisayar destekli konum, hız ve ivme analizleri ile elde edilen grafiklerin birbirleriyle örtüşmekte olduğu gözlemlenmiştir.

Önerilen menteşe mekanizmasının prototip imalatı yapılmış, MAN Türkiye A.Ş.'de bulunan kapı çerçevesi üzerine montajı gerçekleştirilmiş ve MAN kapı açma kapama test işlemine tabi tutulmuştur. Ayrıca kullanıcılardan alınan geri bildirimlerin ışığında sorun başlıkları oluşturulmuş ve kapı mekanizmasının belirlenen açma kapama döngüsü sonucunda elde edilen gözlemlerden, mevcut mekanizma ile önerilen mekanizmaların aynı test koşullarında test parametreleri uygulandığında önerilen mekanizmanın mevcut mekanizmaya üstünlükleri saptanmıştır.

Analizler sonucunda elde edilen bulgular menteşe mekanizmasının uygulanabilir olduğu, eski mekanizmadan hafif olması sebebiyle, trafikteki araçların egzoz gaz salınımlarını azaltma noktasında etkisi olan toplam araç ağırlığı hafifletme çalışmasına da katkıda bulunacağı da gözlemlenmiştir. Çok sayıda açma ve kapama döngüsü ile çalışacak olan bu mekanizmanın sınır koşulları itibariyle otobüs bagaj kapısı için uygun bir örnek teşkil edeceği kanıtlanmıştır.

Kapıların ağırlığına ve boyutuna bağlı olarak farklı ölçülere geçişte bilgisayar destekli tasarım ortamının sunduğu ölçeklendirme ve yeniden analiz imkanları tasarımcılara son derece değerli fırsatlar sunmaktadır.

Üretilen prototip, otomotiv sektöründe araç bagaj kapı ve kapakları gibi bölgelerde kullanılabilir türde bir örnek oluşturmuştur.

Tez kapsamında kullanılan mekanizmada iyileştirme ve geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Mekanizmanın farklı malzemelerden üretilmesinin kuvvet analizine olan etkileri araştırılmalıdır. Ülkemizde mekanizmaların ürünlere uygulanabilirliği ile ilgili yapılan çalışmalar kısıtlı sayıda olduğundan bu alanda farklı parametrelere bağlı analizlerin gerçekleştirilmesi, literatürde sonraki çalışmalara ışık tutabilmesi açısından önem arz edecektir.



## KAYNAKLAR

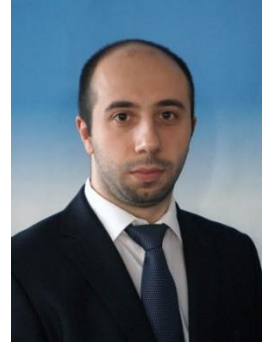
1. Söylemez, E. (2017). *Makine Teorisi – I Mekanizma Tekniği*, Ankara: Birsen Yayınevi.
2. Şeker, U. (1992). *Mekanizma Tekniği*, Yayınlanmamış Ders Notları, Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, Ankara.
3. Martin, G.H. (1982). *Kinematics and Dynamics of Machines*, (Second Edition), USA, New York: Waveland Press Incorporated.
4. Freudenstein, F. (1954). An analytical approach to the design of four-link mechanism. *Transactions of the ASME*, 76, 483-492.
5. Dicker, Jr. J.J., Pennock, G.R. and Shigley, J.E. (2003). *Theory of Machines and Mechanisms* (Third Edition) USA, New York: Oxford University Press Incorporated.
6. Özdemir, A. (2018). *Endüstriyel Mekanizma Tasarımı*, Yayınlanmamış Yüksek Lisans Ders Notları, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
7. İnternet: Coach Door Systems, Shanghai TRION Industrial Limited Company, URL: <http://www.trion-industry.com>, Son Erişim Tarihi: 15.06.2018.
8. Baykus, B., Anli E. and Ozkol, I. (2011). Design and kinematics analysis of a parallel mechanism to be utilized as a luggage door by an analogy to a four – bar mechanism. *Engineering*, 3(4), 411-421.
9. Baykuş, B. (2010). *Paralel Menteşe Sistemi Mekanizmasının Dört-Çubuk Mekanizma Sistemi Yaklaşımı İle Tasarımı Ve Kinematik Analizi*, Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
10. Yıldız, A., Kopmaz, O. ve Gökyer, Y. (2015). Binek araçlarda kullanılan gazlı pistonlu bagaj kapağı açma kapama mekanizmalarının incelenmesi. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*. 20(2), 1-10.
11. Patel, N.H. (2015). Kinematic synthesis of four bar mechanism using function generator. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 5(8), 54-56.
12. Li., X., Wei, S., Liao, Q. and Zhang, Y. (2016). A novel analytical method for function generation synthesis of planar four-bar linkages. *Mechanism and Machine Theory*, 101, 222-235.
13. Duran, Y. (2009). *Design Of A Mechanism For Opening Hatchback Car Baggage Door*, Unpublished Master of Science Thesis, Middle East Technical University Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara.
14. Karkoub, M. and Yiğit, A.S. (1999). Vibration control of a four-bar mechanism with a flexible coupler link. *Journal Of Sound And Vibration*, 222(2), 171-189.
15. Tekeş, A. (2006). *Esnek Paralel Kol Mekanizmasının Kontrolü*, Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

16. Euler, L. (1993). *Methodus Inveniendi Lineas Curvas - Appendix I, De Curvis Elasticis*. (English translation by W. A. Oldfather, C.A. Ellis and D. M. Brown). Lausanne and Geneva: Isis. (The original book was published in 1744). 20, 72-160.
17. Cencioni, L. (1970). *Hinge for internal surface mounting for doors*, USA Patent no. US3673635.
18. Oke, D.B., Sobamowo, G.M. and Okunlola, G.S. (2016). Computer aided analysis of four bar mechanism. *American Journal of Engineering Research*, 5(10), 83-89.
19. Yong, L. (2013). Optimization design of the structure of the manual swing-out luggage compartment door of passenger cars. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 6(7), 1267-1271.
20. Nathan, R.H. (1985). A constant force generation mechanism. *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 107(4), 508-512.
21. Zhang, S. and Chen, G. (2011). Design of compliant bistable mechanism for rear trunk lid of cars. *International Conference on Intelligent Robotics and Applications, ICIRA 2011: Intelligent Robotics and Applications*, 291-299.
22. Howell, L.L., *Compliant Mechanisms*, New York; Wiley, 2001.
23. Göloğlu, A.R. and Özdemir, A. (2017). Analytical and computer aided positioning, velocity and acceleration analyses of hinge mechanism of large vehicle tailgates. *Third Conference on Advances in Mechanical Engineering*, Istanbul, 376-382.
24. Göloğlu, A.R., Ünal, O. (2017). 2017/23136 numaralı Türk Standartları Enstitüsü Patent Başvurusu, Ankara: Türk Standartları Enstitüsü.
25. Göloğlu, A.R. and Özdemir, A. (2018). Analytical and computer aided positioning, velocity and acceleration analyses of hinge mechanism of large vehicle tailgates. *International Journal of Advances on Automotive and Technology*, 2(1), 7-13.
26. SolidWorks (2016). *Motion Analysis*, MAN Türkiye A.Ş. Ar-Ge Merkezi, Ankara.
27. İnternet: MAN Türkiye A.Ş., URL: <https://www.bus.man.eu/tr/tr/index.html>, Son Erişim Tarihi: 15.06.2018.
28. MAN Türkiye A.Ş. (2017). *MAN bagaj kapısı test regülasyonu*, Ankara: MAN Türkiye A.Ş..

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : GÖLOĞLU, Abdullah Revaha  
 Uyuğu : T.C.  
 Doğum tarihi ve yeri : 18.09.1991, Seyhan  
 Medeni hali : Evli  
 E-mail : argologlu@gmail.com



### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / İmalat Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Süleyman Demirel Üniversitesi / İmalat Mühendisliği	2015
Lise	Zübeyde Hanım Anadolu Lisesi	2009

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2016-Halen	MAN Türkiye A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi

### Yabancı Dil

İngilizce, Almanca

### Yayınlar

- Göloğlu, A.R. and Özdemir, A. (2017). Analytical and computer aided positioning, velocity and acceleration analyses of hinge mechanism of large vehicle tailgates. *Third Conference on Advances in Mechanical Engineering*, Istanbul, 376-382.
- Göloğlu, A.R., Ünal, O. (2017). 2017/23136 numaralı Türk Standartları Enstitüsü Patent Başvurusu, Ankara: Türk Standartları Enstitüsü.
- Göloğlu, A.R. and Özdemir, A. (2018). Analytical and computer aided positioning, velocity and acceleration analyses of hinge mechanism of large vehicle tailgates. *International Journal of Advances on Automotive and Technology*, 2(1), 7-13.



*GAZİ GELECEKTİR..*