



**MEKANİZMALARIN KİNEMATİK
PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİNDE
FARKLI YÖNTEMLERİN UYGULANMASI**

**2023
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Barış ÖZKAN

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Fatih PEHLİVAN**

**MEKANİZMALARIN KİNEMATİK PARAMETRELERİNİN
BELİRLENMESİNDE FARKLI YÖNTEMLERİN UYGULANMASI**

Barış ÖZKAN

Tez Danışmanı

Dr. Öğr. Üyesi Fatih PEHLİVAN

T.C.

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Yüksek Lisans Tezi

Olarak Hazırlanmıştır

KARABÜK

Nisan 2023

Barış ÖZKAN tarafından hazırlanan “MEKANİZMALARIN KİNEMATİK PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİNDE FARKLI YÖNTEMLERİN UYGULANMASI” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Fatih PEHLİVAN

.....

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 25/04/2023

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Kerim Gökhan AKTAŞ (KBÜ)

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Fatih PEHLİVAN (KBÜ)

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Ali GÜVENÇ (İSTE)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Müslüm KUZU

.....

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Barış ÖZKAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MEKANİZMALARIN KİNEMATİK PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİNDE FARKLI YÖNTEMLERİN UYGULANMASI

Barış ÖZKAN

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Dr. Öğr. Üyesi Fatih PEHLİVAN

Nisan 2023, 62 sayfa

Makine ve mekanizmaların ilk olarak kullanılmaya başlanması, insanlık tarihinde çok eski zamanlara dayanmaktadır. İnsanlar, geçmişten günümüze kadar yaşamları boyunca çeşitli sorunlarla karşılaşmış ve bu sorunları daha kolay aşmak için araç ve ekipman üretimine yönelmişlerdir. Zaman geçtikçe bu araçların daha kompleks yapıya sahip olması kaçınılmaz olmuştur ve makinelerin yapım süreçleri çok daha karmaşık haller almaya başlamıştır.

Dolayısıyla günümüzde makineler imal edilmeden önce, düzgün ve verimli bir şekilde çalışıp çalışmadığını görebilmek amacıyla makine tasarımı çok önemli bir hale gelmiş, bu sebeple kinematik parametrelerin doğru belirlenmesi hayati öneme sahip olmuştur.

Bu çalışmada mekanizmaların ve mekanik sistemlerin kinematik parametrelerinin belirlenmesi için gerekli teorik bilgiler verilmiştir. Sonraki bölümde ise teorik bilgiler

kullanılarak problem çözümü yapılmıştır. Son olarak da bilgisayar ortamında Matlab-Simulink programı ile analiz yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

Anahtar Sözcükler : Mekanizma, kinematik, Matlab-Simulink, mekanik sistemler.

Bilim Kodu : 91420

ABSTRACT

Master Thesis

APPLICATION OF DIFFERENT METHODS IN DETERMINING THE KINEMATIC PARAMETERS OF MECHANISMS

Barış ÖZKAN

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Metallurgy Education**

Thesis Advisor:

Dr. Öğr. Üyesi Fatih PEHLİVAN

April 2023, 62 pages

The first use of machines and mechanisms dates back to ancient times in human history. People have faced various problems throughout their lives from the past to the present and have turned to the production of tools and equipment to overcome these problems more easily. As time passed, it was inevitable that these tools became more complex and the construction processes of the machines started to become much more complex.

Therefore, nowadays, machine design has become very important in order to see whether the machines work properly and efficiently before they are manufactured and for this reason, accurate determination of kinematic parameters has become vital.

In this study, the theoretical knowledge required for the determination of kinematic parameters of mechanisms and mechanical systems is given. In the next section, the problem is solved using the theoretical knowledge. Finally, the analysis is performed with Matlab-Simulink program in computer environment and the results obtained are evaluated.

Key Word : Mechanism, kinematics, Matlab-Simulink, mechanical systems.

Science Code : 91420

TEŞEKKÜR

Bu tez alıŐması lisans ve yüksek lisans yıllarımdaki bilgi ve emeklerimin bir ürünü olup, süreklilik ve disiplin ile çalıŐarak tez çalıŐmasını tamamladım. Tez çalıŐmasını planlama, araştırma ve yürütme aŐamalarında ilgi ve desteğini esirgemeyen, bilimsel tavsiyelerinden yararlandığım danıŐman hocam Dr. Öğr. Üyesi Fatih PEHLİVAN'a ve tez konusunun belirlenmesinde beni yönlendiren, sonuçların gerçekleŐmesi için materyallerini paylaŐan ve konu hakkında bilgilerini esirgemeyen Prof. Dr. Etimad EYVAZOV'a içtenlikle teşekkür ederim.

Sevgili aileme manevi destekleri ile yanımda olmaları sebebiyle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	2
MEKANİZMALAR.....	2
2.1 MEKANİZMA TANIMI.....	2
2.2. MEKANİZMALARI OLUŞTURAN TEMEL ELEMANLAR.....	2
2.2.1. Uzun.....	2
2.2.2. Mafsal	3
2.2.3. Miller	5
2.2.4. Kayış	6
2.2.5. Kasnak	7
2.3. HAREKET VE GÜÇ İLETİMİ.....	9
2.3.1. İş	9
2.3.2. Güç.....	9
2.3.3. Kuvvet.....	9
2.3.4. Kuvvetler Sistemi	10
2.3.5. Eşdeğer Kuvvetler Sistemi	11
2.3.6. Bileşke Kuvvet.....	12

	<u>Sayfa</u>
2.3.7. Kuvvetlerin Bağılılığı	12
2.4. MEKANİZMA ÇEŞİTLERİ	13
2.4.1. Krank Biyel Mekanizması	13
2.4.2. Sürtünmeli Çark Mekanizması	13
2.4.3. Dört Kol Mekanizması	14
2.4.4. Dişli Mekanizmaları	14
2.4.5. Zincir Mekanizmaları	14
2.4.6. Kayış-Kasnak Mekanizmaları	15
2.5. SERBESTLİK DERECEŚİ HESABI.....	15
 BÖLÜM 3	 17
LİTERATÜR ÇALIŞMASI	17
 BÖLÜM 4	 30
KULLANILAN YÖNTEMLER	30
4.1. İŞ-ENERJİ YÖNTEMİ	30
4.2. AÇISAL MOMENTUM-TORK YÖNTEMİ.....	32
4.3. VİRTÜEL İŞ YÖNTEMİ.....	34
4.4. LAGRANGE YÖNTEMİ.....	36
4.5. NEWTON'UN İKİNCİ HAREKET YASASI.....	37
 BÖLÜM 5	 39
ELE ALINAN TEK SERBESTLİK DERECELİ SİSTEMİN KULLANILAN YÖNTEMLER İLE İVME ANALİZLERİ.....	39
5.1. TEK SERBESTLİK DERECELİ SİSTEMİN TEORİK YÖNTEMLER İLE İVME ANALİZLERİ.....	39
5.1.1. Tek Serbestlik Dereceli Mekanik Sistem	39
5.1.2. İş-Enerji Yöntemi Uygulaması	40
5.1.3. Açısal Momentum-Tork Yöntemi Uygulaması	43
5.1.4. Vırtüel İşler Yöntemi Uygulaması.....	44
5.1.5. Lagrange Yöntemi Uygulaması.....	46
5.1.6. Newton'un İkinci Hareket Yasası Uygulaması	50

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 6	54
SİSTEMİN MATEMATİKSEL MODELİ VE SİMÜLASYONU	54
BÖLÜM 7	57
SONUÇ VE ÖNERİLER	57
KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ	62

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. İki elemanlı uzuv.....	3
Şekil 2.2. Üç elemanlı uzuv	3
Şekil 2.3. Dört elemanlı uzuv.....	3
Şekil 2.4. Mafsal	4
Şekil 2.5. Bir dereceli mafsal	4
Şekil 2.6. İki dereceli mafsal.....	4
Şekil 2.7. Üç dereceli mafsal.....	4
Şekil 2.8. Prizmatik(kayar) mafsal.....	5
Şekil 2.9. Döner mafsal.....	5
Şekil 2.10. Silindirik mafsal.....	5
Şekil 2.11. Düz mil	6
Şekil 2.12. Görsel olarak kayışlar	6
Şekil 2.13. V kayışı.....	6
Şekil 2.14. Triger kayışı.....	7
Şekil 2.15. Kasnak	7
Şekil 2.16. Kayış kasnak mekanizması birinci görsel.....	8
Şekil 2.17. Düz dişli çarklar.....	8
Şekil 2.18. Helis dişli çarklar	8
Şekil 2.19. Serbest genel kuvvetler sistemi.....	10
Şekil 2.20. Paralel kuvvetler sistemi.....	11
Şekil 2.21. Bir noktada kesişen kuvvetler sistemi.....	11
Şekil 2.22. Eşdeğer kuvvetler sistemi	12
Şekil 2.23. Bileşke kuvvet.....	12
Şekil 2.24. Krank biyel mekanizması	13
Şekil 2.25. Sürtülmeli çark mekanizması.....	13
Şekil 2.26. Dört çubuk mekanizması	14
Şekil 2.27. Dişli mekanizması.....	14
Şekil 2.28. Zincir mekanizması.....	15
Şekil 2.29. Kayış-kasnak mekanizması.....	15

Sayfa

Şekil 3.1. Araç ve köprü 3 serbestlik dereceli modeli	18
Şekil 3.2. Tek serbestlik derecesine sahip ve tek boyutlu raylı aracın modeli.	19
Şekil 3.3. İki serbestlik derecesine sahip çeyrek aracın Adams modeli	19
Şekil 3.4. Yük-yapı sisteminin modeli	20
Şekil 3.5. Rijit cisimler sistemi.....	21
Şekil 3.6. Çeyrek araç süspansiyon sisteminin şematik diyagramı ve matlab/simulink modeli.....	22
Şekil 3.7. Süspansiyon sisteminin adams modeli	22
Şekil 3.8. Adams çeyrek araba modeli	23
Şekil 3.9. Adams yarım araba modeli	24
Şekil 3.10. Puma 560 robot kolu eklem eksenleri	24
Şekil 3.11. Dönen bir timoshenko kirişi	25
Şekil 3.12. Örümcek robotun genel görünümü	27
Şekil 3.13. Örümcek robot bacağı	27
Şekil 4.1. Açısal momentum	33
Şekil 5.1. İvme analizinde kullanılan sistem ve parametreler	39
Şekil 5.2. Bir serbestlik dereceli mekanik sistem.....	41
Şekil 5.3. Mekanik sistemin farklı yöntem ile ivme analizi	45
Şekil 5.4. Mekanik sistemin kısmı analizi.....	48
Şekil 5.5. Mekanik sistemin dönme hareketinin incelenmesi	50
Şekil 5.6. Mekanik sistemin ilerleme hareketinin incelenmesi	52
Şekil 6.1. Sabit uygulanan moment ile elde edilen simulink modeli	55
Şekil 6.2. Sinüs fonksiyonu şeklinde uygulanan moment ile elde edilen simulink modeli.....	55
Şekil 6.3. Sabit uygulanan moment sonucu 1 numaralı cismin ivme sonuçları	56
Şekil 6.4. Sinüs fonksiyonu şeklinde uygulanan moment sonucu 1 numaralı cismin ivme sonuçları.....	56

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 5.1. Kullanılan parametreler ve kullanılan değerler	40

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- α : Açısal ivme
 a_1 : Birinci cismin ivmesi
 a_3 : Üçüncü cismin ivmesi
 a_t : Teğetsel ivme
 a_i : İ. maddesel nokta için ivme değeri
 β : Üçüncü cismin düzlem ile yaptığı açı
 E_k : Kinetik enerji
 E_p : Potansiyel enerji
 F_{yay} : Yay kuvveti
 f_i : Mafsalın serbestlik derecesi
 F_i^{at} : Atalet kuvveti bileşeni
 F_i^{dk} : İ. maddesel noktanın dış kuvvet bileşeni
 I_{Az_2} : Z eksenine göre atalet kuvveti
 F : Kuvvet
 $F_{gç}$: Geri çağırıcı kuvvet
 F_i : İ. maddesel noktanın bileşke kuvveti
 F_k^{at} : Atalet kuvveti bileşeni
 $F_k^{dış}$: Dış kuvvet bileşeni
 F_r : Merkezci kuvvet
 F_s : Sürtünme kuvveti
 F_{sd} : Mekanizmanın serbestlik derecesi
 F_t : Teğetsel kuvvet
 G : Ağırlık kuvveti
 G_1 : Birinci cismin ağırlığı
 G_3 : Üçüncü cismin ağırlığı

- g : Yer çekimi
 I : Atalet momenti
 j : Mafsal sayısı
 k : Yay sabiti
 l : UzuV sayısı
 L : Lagrange fonksiyonu
 L_{Oz_1} : Birinci cismin açısal momentumu
 L_{Oz_2} : İkinci cismin açısal momentumu
 L_{Oz_3} : Üçüncü cismin açısal momentumu
 L_1 : Açısal momentum
 L_{Oz} : Z eksenine göre açısal momentum
 M : Moment
 m : Kütle
 m_1 : Birinci cismin kütle değeri
 m_2 : İkinci cismin kütle değeri
 m_3 : Üçüncü cismin değeri
 m_i : İ. maddesel nokta için kütle değeri
 $M_{Oz_k}^e$: Z eksenine göre moment/tork
 N : Sürtünme kuvvetinde hesabında kullanılan normal kuvveti
 P : Güç
 P_{ks} : Korunumsuz kuvvetlerin yapmış olduğu güç değeri
 P_m : Momentum
 P_{net} : Net güç
 ρ_2 : Eğrilik yarıçapı
 Q : Genelleşmiş kuvvet
 R_2 : İkinci cisimdeki büyük çemberin yarıçapı
 r : Yarıçap
 R : Bileşke kuvvet
 R_{Ax} : Mesnetteki x eksenli tepki kuvveti
 R_{Ay} : Mesnetteki y eksenli tepki kuvveti
 r_2 : İkinci cisimdeki küçük çemberin yarıçapı
 s : Yer değiştirme

\dot{s}	: Yer değiştirmenin birinci dereceden türevi
s_1	: Birinci cismin yer değiştirilmesi
s_3	: Üçüncü cismin yer değiştirilmesi
δ_w	: Sanal (virtüel) iş statik denge koşulu
δr_i	: Sanal yer değiştirme
δw_i	: Sanal iş
δW_{at}	: Atalet kuvvetlerinin yaptığı sanal iş
$\delta W_{diş}$: Dış kuvvetlerin yaptığı sanal iş
T	: Tork
t	: Zaman
T_1	: Birinci ipin gerilme kuvveti
T'_1	: Birinci ipin gerilme kuvvet eşdeğeri
T_3	: Üçüncü ipin gerilme kuvveti
T'_3	: Üçüncü ipin gerilme kuvvet eşdeğeri
v_1	: Birinci cismin çizgisel hızı
v_3	: Üçüncü cismin çizgisel hızı
v	: Hız
w	: Açısal hız
W_k	: Korunumlu kuvvetlerin yaptığı iş
W_{ks}	: Korunumsuz kuvvetlerin yaptığı iş
W_{net}	: Net iş
W_{top}	: Potansiyel ve kinetik enerjilerin toplam değeri
W	: İş
x	: Uzama miktarı
θ	: Problem çözümünde açısal yer değiştirme
θ_1	: Açısal yer değiştirme
λ	: Düzlemdeki veya uzaydaki mekanizmalar için değişken değer
μ	: Kinetik sürtünme katsayısı
M_{at}	: Atalet momenti

KISALTMALAR

ERA : Avrupa Robotik Kolu

PID : Proportional Integral Derivative

vd. : Ve diğerleri

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Çağdaş makina ve mekanizmaların kullanım alanları günümüzde oldukça yaygındır. Günlük yaşantımızdan, iş yaşamımıza uzanan çok geniş bir alanda makine ve mekanizma kullanımı, yapılan işteki verimi kayda değer şekilde arttırması nedeni ile artık bir tercih olmaktan çıkıp zorunluluk haline gelmiştir.

Yaşamımızın neredeyse her alanına yayılan makineleri daha yakından incelediğimizde çok sayıda mekanizmadan oluştuğunu görmekteyiz. Bir makinenin içerisinde bulunan mekanik sistemleri oluşturan uzuvlar ve bu uzuvların birbiriyle bağlantısını sağlayan mafsalların beraber çalışmasıyla makine hareketi meydana gelmektedir.

Makine hareketlerinin olabildiğince sorunsuz ve düzgün olabilmesi için makine üretilmeden önce, makine tasarımı işleminin doğru bir şekilde yapılması gerekir. Makine tasarım aşamasında mekanizmaların üstüne etki eden kuvvetlere dikkat edilmektedir. Yani düzgün bir Makine Tasarımı işlemi yapılabilmesi için öncelikli olarak dinamik bilgisinin edinilmesi gerekmektedir. Tasarım safhasında elemanlar üstüne etkileyen kuvvet değerleri hesaplanmaktadır. Bu hesaplamalarda öncelikle kuvvet ve moment değerlerine ulaşılması hedeflenmektedir. Hesaplamalar sonucunda elde edilen, kuvvet ve moment değerleri elemanların üstüne etkileyen ivme ve hız değerlerinin bulunmasında kullanılmaktadır. Mekanizma üstüne etki eden kuvvetler, atalet kuvveti, sürtünme kuvveti ve yer çekimi kuvveti gibi kuvvetler ele alınmaktadır.

Ayrıca mekanik sistemlerin genel işleyişini anlayabilmek için, hareketi tanımlayan konum, konumun türevi alınarak hesaplanan hız ve hızın türevi alınarak hesaplanan ivmeyi bulabilmek, hareketten kaynaklanan uzuvlar ve mafsallar üzerinde oluşan tepki kuvvetlerini bulabilmek, hareket sırasında uzaydaki konumlarını bulabilmek ve sistemi oluşturan her elemanın birbirleriyle olan ilişkisini öğrenmek gerekmektedir.

Ancak bu hesaplamaları yapabilmek için kullanılacak olan denklemler, makine sistemi karmaşıklıkça çözümleri daha da zor bir hâl almaktadır. Ayrıca denklem sayısı da uzuv ve mafsal sayısı ile doğru orantılı olarak artış göstermektedir.

Bu çalışmada öncelikle mekanizmaların tanımı yapılmış, mekanizmaları oluşturan temel elemanlar ile mekanizmalarda hareket ve güç iletimini anlamak için gerekli terimler tanımlanmış ve mekanizma çeşitleri açıklanmıştır. Ayrıca literatürde yapılmış olan çalışmalar incelenmiştir. Kullanılan yöntemler bölümünde makine dinamiğinin konularından biri olan kinematik hesaplamalar yapılırken kullanılan farklı yöntemler irdelenmiştir. Sonraki bölümde de bu yöntemler tek serbestlik derecesine sahip mekanik bir sisteme uyarlanmıştır. Son olarak da Matlab-Simulink programı ile ele alınan mekanik sistemin simülasyonu gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak benzer değerlerin çıktığı görülmüştür.

BÖLÜM 2

MEKANİZMALAR

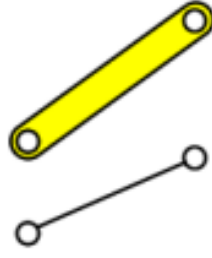
2.1 MEKANİZMA TANIMI

Günlük hayatta yapacağımız işleri daha kolay yapmak ve bir sonuç almak için komplike bir halde tanzim edilmiş elemanlar sentezinden oluşan sistemler mekanizma olarak tanımlanmaktadır. Bu elemanlar birbirlerine uzuvlar ile bağlanmıştır. Mekanizma, gelen hareketi çıkış uzvuna ileten, birbiri arasında mafsallanmış uzuvların topluluğu olarak tanımlanmaktadır. Mekanizmalar Statik ve Dinamik olarak iki şekilde incelenmektedir [1]. Statik, durağan sistem ve cisimlerin denge durumlarını incelemektedir. Mekanizmadaki kuvvet, moment değerlerini öncelik alarak etkilerini hesaba katmaktadır. Dinamik ivmeli hareket yapmakta olan sistemleri ele alırken Newton hareket kanunlarından yararlanarak etki eden kuvvet değerlerini hesaba katmaktadır. Mekanizmalarda hareket analizi yapmak için dinamik kendi içinde Kinematik ve Kinetik olarak iki gruba ayrılmaktadır. Kinematik, mekanik noktaların, cisimlerin ve sistemlerin, ilişkili fiziksel özelliklerini ve üstlerine etki eden kuvvetleri dikkate almadan hareketini incelemektedir. Kinetik ise dış etkilerin neden olduğu hareketi analiz etmek için uygulanması gereken kuvvet ya da moment değerlerini incelemektedir [2].

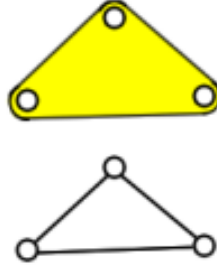
2.2. MEKANİZMALARINI OLUŞTURAN TEMEL ELEMANLAR

2.2.1. Uzuv

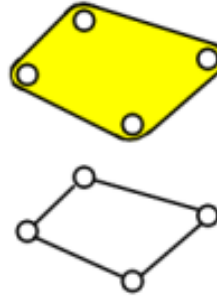
Mekanizmayı oluşturan kuvvet taşıyan rijit parçalar uzuv olarak tanımlanmaktadır [3].



Şekil 2.1. İki elemanlı uzuv [3].



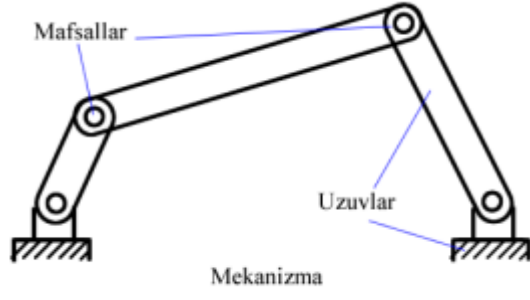
Şekil 2.2. Üç elemanlı uzuv [3].



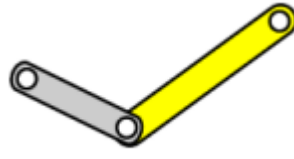
Şekil 2.3. Dört elemanlı uzuv [3].

2.2.2. Mafsall

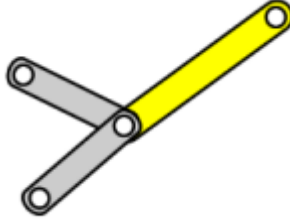
Uzuvların mekanizmada birbirine bağlandığı noktalar mafsall olarak tanımlanmaktadır. Mekanizmayı oluşturan uzuvlar, hareket etmektedirler. Uzuvları birbiri arasında bağıl hareket yapabilecek şekilde bağlamak için kullanılmaktadır. Bir mekanizma için mafsallar, ayırt edici özellik olarak rijit uzuvlardan çok daha önemli durumdadır. Mafsal noktalarında hareket serbestlik durumları, bu noktalarda cisimlerin birbiri arasında bağıl hareketleri, mekanizmalar için ayırt edici özellikleri oluşturmaktadır [3].



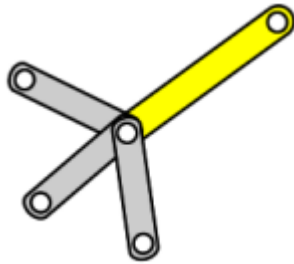
Şekil 2.4. Mafsal [3].



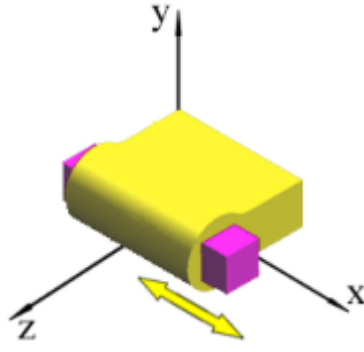
Şekil 2.5. Bir dereceli mafsal [3].



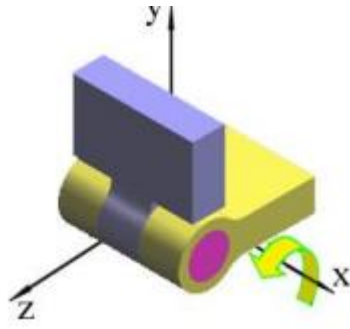
Şekil 2.6. İki dereceli mafsal [3].



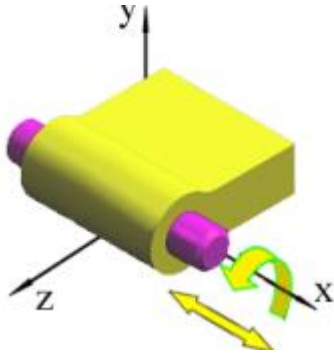
Şekil 2.7. Üç dereceli mafsal [3].



Şekil 2.8. Prizmatik(kayar) mafsals [3].



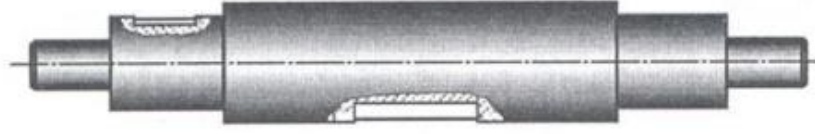
Şekil 2.9. Döner mafsals [3].



Şekil 2.10. Silindirik mafsals [3].

2.2.3. Miller

Dönme hareketi yapmak suretiyle üstündeki eleman çifti veya elemana hareket veren veya hareketi alan makine elemanları olarak tanımlanmaktadır. [4].



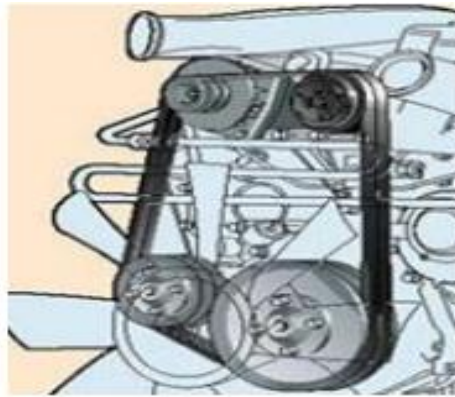
Şekil 2.11. Düz mil [4].

2.2.4. Kayış

Mile bağlı olan kasnaktan almış olduğu güç ve hareketi, paralel konumda bulunan başka bir mil üzerindeki kasnağa iletme ile görevli araç kayış olarak tanımlanmaktadır [5].



Şekil 2.12. Görsel olarak kayışlar [5].



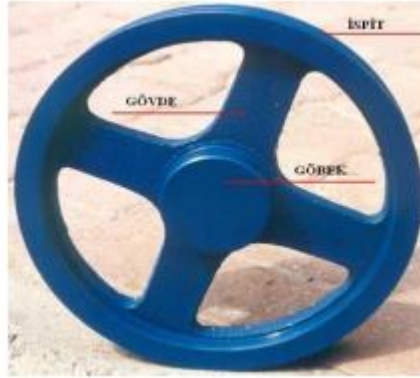
Şekil 2.13. V kayışı [5].



Şekil 2.14. Triger kayışı [5].

2.2.5. Kasnak

Miller arası mesafe uzun olduğu hallerde döndüren mil üstündeki güç ve hareketi bir veya birkaç kayış yardımı ile döndürülen mile aktarma görevini yapan makine elemanları kasnak olarak tanımlanmaktadır [5].



Şekil 2.15. Kasnak [5].

Kayış ve kasnak elemanları ile mekanizmalarda güç veya hız artırmak amaçlanmaktadır. Bu iki elemanın birleşimine kayış kasnak mekanizması denilmektedir.



Şekil 2.16. Kayış kasnak mekanizması birinci görsel [5].

2.2.6. Dişli Çarklar

Güç ve hareket iletiminde kullanılan üzerinde eşit aralıklı ve özel profile sahip girinti ve çıkıntı bulunan konik veya silindirik yüzeye sahip elemanlara dişli çark ismi verilmektedir. Disk şeklinde olan makine elemanlarıdır. Dişli çarklar, mesafeleri çok yakın olan iki mil arasında hareket ulaştırma görevini yapmaktadır [5].



Şekil 2.17. Düz dişli çarklar [5].



Şekil 2.18. Helis dişli çarklar [5].

2.3. HAREKET VE GÜÇ İLETİMİ

Mekanizmalarda güç ve hareket iletmek; miller, dişli çarklar, kayış kasnak tertibatları kullanılarak yapılmaktadır [4]. İş, güç ve kuvvet tanımlarını güç hesabı yaparken bilmemiz gerekmektedir.

2.3.1. İş

Mekanizmaya veya cisme uygulanan kuvvet ile yer değişim miktarının çarpım değeri olarak bulunmaktadır [4].

2.3.2. Güç

Mekanizmanın birim zaman içerisinde yapmış olduğu iş değeri olarak tanımlanmaktadır [4].

$$P = \frac{W}{t} \quad (2.1)$$

2.3.3. Kuvvet

Kuvvet, cisimlerin ya da mekanik sistemlerin hareketlerini ve yönlerini etkileyen etki olarak bilinmektedir. Yön, büyüklük ve doğrultuya sahiptirler. Kuvvet vektörel bir nicelik olmakla beraber, korunumsuz ve korunumlu olmak üzere iki tip kuvvet varlığı kabul edilmektedir [7,8].

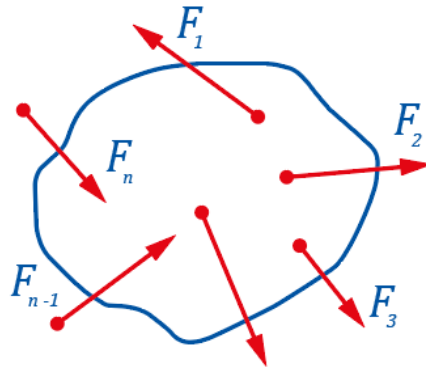
Korunumlu kuvvetler mekanik sistemlerin iç enerjilerinden kaynaklanan ve yoldan bağımsız olan kuvvetler şeklinde tanımlanmaktadır. Örnek olarak yer çekimi kuvveti, yay kuvveti, elektrostatik kuvvet şeklinde verilmektedir. İzole edilmiş durumda bir mekanik sistem için korunumlu kuvvetlerin yapmış olduğu işin net değeri potansiyel enerjinin zıt değeri olmaktadır. Mekanik enerji değişimi sıfır alınmıştır. Yer-çekimi kuvveti, Dünya'nın cisme veya sisteme uyguladığı kuvvet olarak tanımlanmaktadır [6]. Yay kuvveti bir yay veya yay sistemini kuvvet etkisinde bırakırsak, sıkışma veya

gerilme gerçekleşir. Oluşan sıkışma veya gerilme büyüklükleri yayın türüne ve kuvvetin değeri gibi değişkenlere göre değişim gösterir. Aynı büyüklükte kuvvet tesirinde yumuşak yay, sert yaya göre kıyasla fazla sıkışır [9]. Korunumsuz kuvvetler mekanik sistemlere ya da cisimlere uygulanırken yapılan net iş yola bağımlı olan kuvvetler şeklinde tanımlanır. Yola bağımlı olması nedeniyle ilk ve son koordinat önemlidir. Kapalı bir yolda net iş sıfır olmak zorunda değildir. Örnek olarak sürtünme kuvveti, hava direnci, gerilme kuvveti, herhangi bir kişinin uyguladığı kuvvet şeklinde verilmektedir. Sürtünme kuvveti, yüzeyin cisme veya sisteme gösterdiği direnç olarak tanımlanır. Pasif bir kuvvettir, hareket ettirici özelliği yoktur. Sistemin hareket yönüne zıt yöndedir. Sürtünen yüzeyin madde cinsine bağlıdır. Yüzey alanı ve yüzey büyüklüğü ile ilgisi olmamaktadır [6].

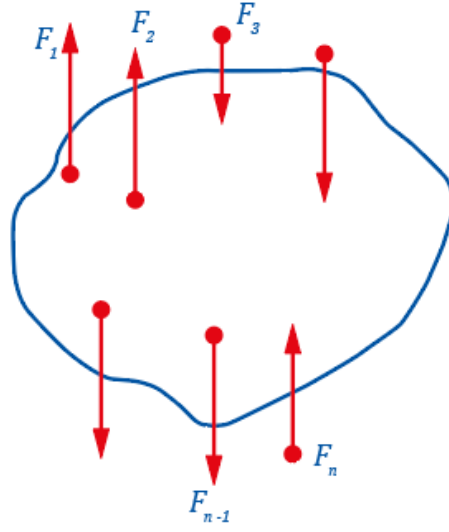
2.3.4. Kuvvetler Sistemi

Cisimlere uygulanan kuvvetler genel olarak aşağıdaki şekilde sınıflandırılmaktadır. Aynı cisme etki eden çok sayıda kuvvetin toplamına kuvvetler sistemi denilmektedir. Kuvvetler sistemi üç kısımda incelenmektedir [10].

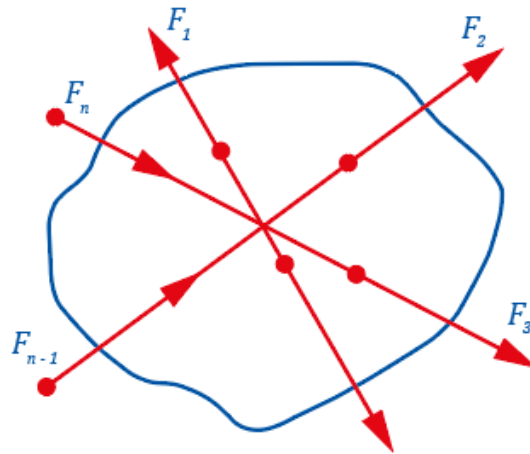
1. Serbest genel kuvvetler sistemi
2. Paralel kuvvetler sistemi
3. Bir noktada kesişen kuvvetler sistemi [10].



Şekil 2.19. Serbest genel kuvvetler sistemi [10].



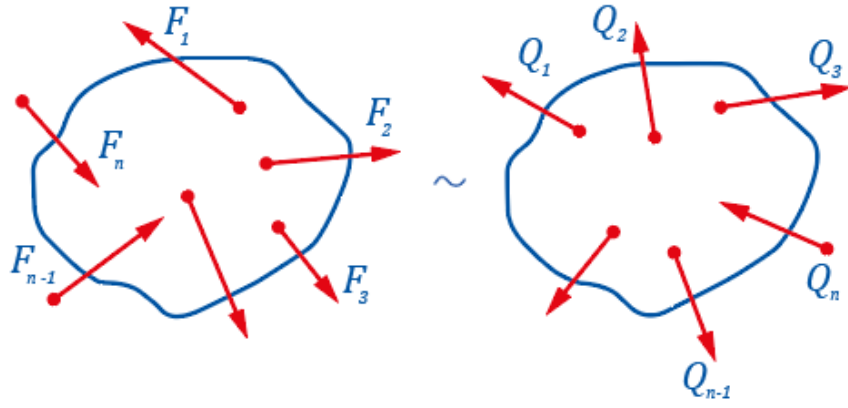
Şekil 2.20. Paralel kuvvetler sistemi [10].



Şekil 2.21. Bir noktada kesişen kuvvetler sistemi [10].

2.3.5. Eşdeğer Kuvvetler Sistemi

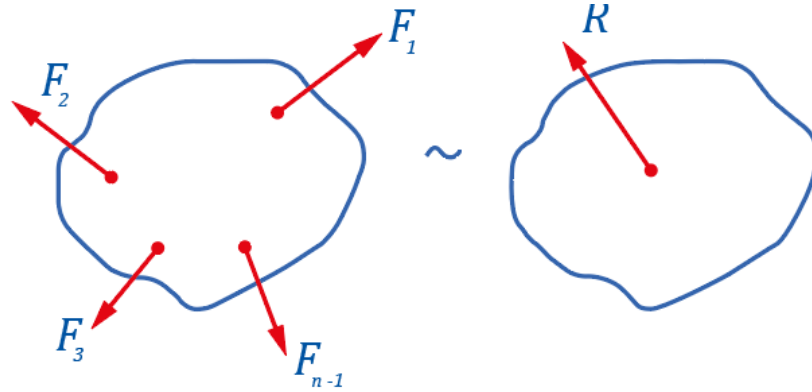
Serbest cisme etki eden herhangi bir kuvvet sistemini başka bir kuvvet sistemiyle değiştirdiğimizde cismin durumunda değişiklik olmazsa böyle kuvvet sistemlerine eşdeğer kuvvetler sistemi denilmektedir. Sembolik olarak şu şekilde gösterilir [10].



Şekil 2.22. Eşdeğer kuvvetler sistemi [10].

2.3.6. Bileşke Kuvvet

Bir cisme etki eden birden fazla kuvvete eşdeğer olan tek bir kuvvet varsa o kuvvete bileşke kuvvet denilmektedir ve R ile gösterilir [10].



Şekil 2.23. Bileşke kuvvet [10].

2.3.7. Kuvvetlerin Bağlılığı

Kuvvetler, herhangi bir değişkene bağlı olarak eşitlik 2.2'deki şekilde ifade edilmektedir [11].

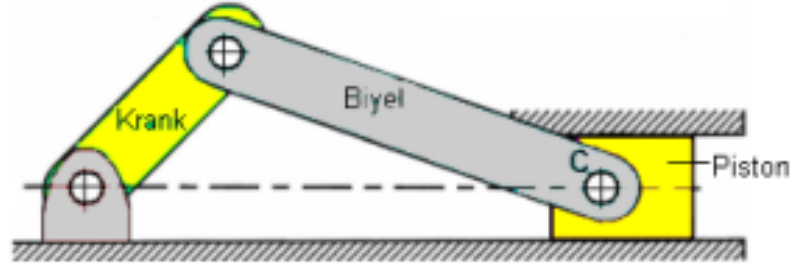
Modülce ve yönce sabit kuvvetler, örneğin cisimlerin ağırlık kuvvetleri [11],

$$G = mg \quad (2.2)$$

2.4. MEKANİZMA ÇEŞİTLERİ

2.4.1. Krank Biyel Mekanizması

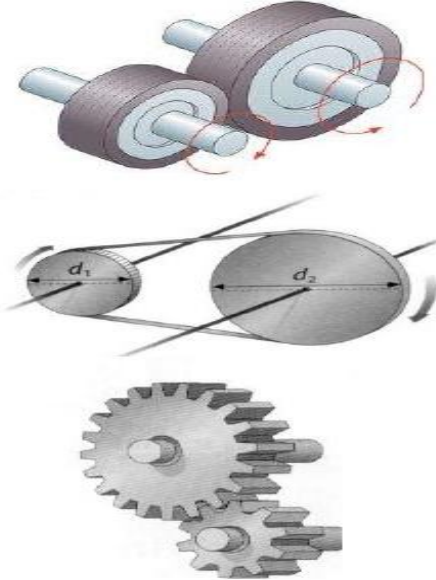
Girişteki dönme hareketini piston kısmında öteleme hareketine çevirmektedir [12].



Şekil 2.24. Krank biyel mekanizması [3].

2.4.2. Sürtünlü Çark Mekanizması

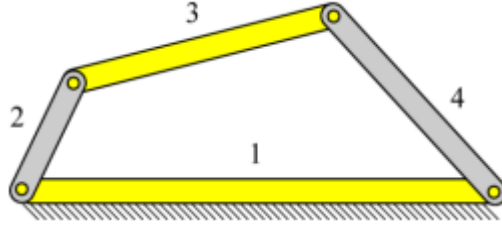
Dönme hareketini, bir milden diğer mile sürtünme kuvveti yardımı ile iletimini sağlamak görevini yapan mekanizmalar olarak tanımlanmaktadır [12].



Şekil 2.25. Sürtünlü çark mekanizması [12].

2.4.3. Dört Kol Mekanizması

Giriş uzvunun dönme hareketini, çıkış uzvunda dönme hareketine veya sarkaç hareketine çeviren mekanizmalar olarak tanımlanmaktadır. [12].



Şekil 2.26. Dört çubuk mekanizması [3].

2.4.4. Dişli Mekanizmaları

Dönme hareketini, bir milden diğer mile iletmek amaçlı kullanılan mekanizmalar olarak tanımlanmaktadır. [12].



Şekil 2.27. Dişli mekanizması [12].

2.4.5. Zincir Mekanizmaları

Dişli çark ile kayış-kasnak mekanizmaları arasında, işlev yapan mekanizmalardır. Hareket, doğrudan temas metodu ile iletilmektedir ve kayış-kasnak mekanizmalarında olduğu gibi, döndüren ve döndürülen çarklar arasında zincir isimli üçüncü eleman bulunmaktadır [12].



Şekil 2.28. Zincir mekanizması [12].

2.4.6. Kayış-Kasnak Mekanizmaları

Bir milden diğer mile dönme hareketi aktarmak amaçlı kullanılmaktadır. Hareket, döndürülen ve döndüren kasnaklara sarılmış bir kayış vasıtası ile sağlanmaktadır [12].



Şekil 2.29. Kayış-kasnak mekanizması [12].

2.5. SERBESTLİK DERECESİ HESABI

Bir mekanik sistemin konumunu tayin ederken gereken bağımsız parametre sayısı olarak tanımlanmaktadır. Mekanik sistemin hareketlerini tümüyle kontrol edebilmek için gereken parametre sayısı tanımında yapılmaktadır. Uzayda serbestlik derecesi 6, düzlemde 3 olarak belirlenmiştir [3].

$$F_{sd} = \lambda(l - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i \quad (2.3)$$

Eşitlik 2.4' de, F mekanizmanın serbestlik derecesi, λ , düzlemdeki mekanizmalar için 3, uzaydaki mekanizmalar için 6 değerini almaktadır, l sabit uzuvlar dahil olmak üzere uzuv sayısıdır, j mafsalsayısı, f_i ise mafsalsalın serbestlik derecesidir. Serbestlik derecesi eşitlik 2.4'te birçok mekanizmada geçerlidir fakat geçerli olmadığı mekanizmalarda bulunmaktadır [3].

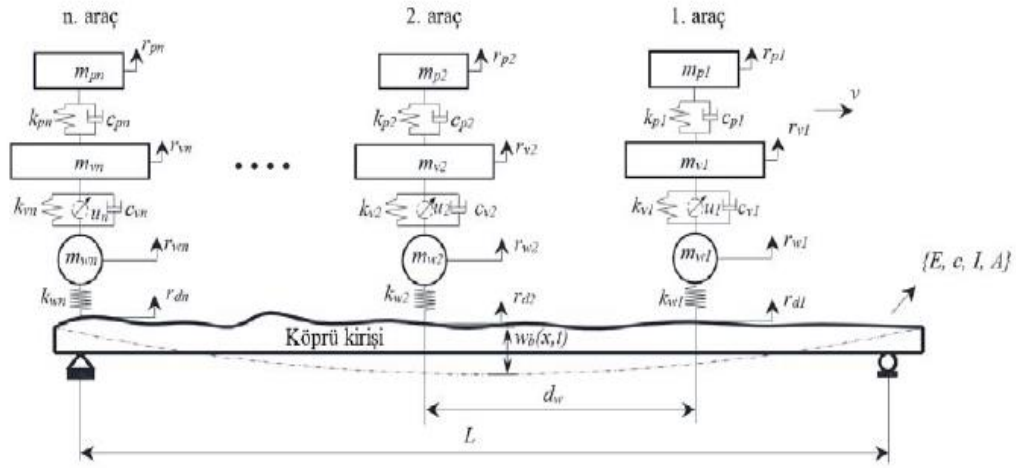
BÖLÜM 3

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Yaşamımızın neredeyse her alanına yayılan makineleri daha yakından incelediğimizde çok sayıda mekanizmadan oluştuğu görülmektedir. Makine hareketlerinin olabildiğince sorunsuz ve düzgün olabilmesi için makine üretilmeden önce, makine tasarımı işleminin doğru bir şekilde yapılması gerekmektedir. Makine tasarım aşamasında mekanizmaların üstüne etki eden kuvvetlere dikkat edilmektedir. Yani düzgün bir Makine Tasarımı işlemi yapılabilmesi için öncelikli olarak dinamik bilgisinin edinilmesi gerekmektedir. Mekanizmaların dinamik hareket hesaplamalarında İş-Enerji, Virtüel İş, Newton'un İkinci Hareket Kanunu, Açısız Momentum-Tork Yöntemi, Lagrange Yöntemi ağırlıklı olarak kullanılmaktadır. Makine dinamiği hesaplamalarında öncelikle kuvvet ve moment sonuçlarına ulaşmak hedeflenmektedir. Hesaplamalar sonucunda elde edilen, kuvvet değerleri ve moment değerleri elemanların üstüne etkileyen ivme ve hız değerlerinin sonucunu bulma amacıyla kullanılmaktadır. Literatürde yapılmış olan çalışmalara baktığımızda çeşitli serbestlik derecesi sayısına sahip sistemlere bahsi geçen bu beş farklı yöntemden herhangi biri ya da birkaçı uygulanmış ve çeşitli sonuçlar elde edilmiştir.

Aktaş K.G., 2016 yılında yapmış olduğu çalışmada çamaşır makinesi kazan grubunda titreşim değerlerini irdelerken iki ve sekiz serbestlik derecesine sahip modelin çözümünde Lagrange yönteminden faydalanmıştır. Lagrange yöntemi kullanılarak hareket denklemleri elde edilmiş ve sonuca ulaşılmıştır. Buradan ivme ve hız değerleri bulunmuştur. Sonuçta bulunmuş olduğu hız ve ivme değerleri Adams programı ile karşılaştırılıp yakın olduğu tespit edilmiştir [13]. Altın S., 2017 yılında yapmış olduğu çalışmada mekanik sistemlerin hareket denklemlerini hesaplamak için farklı kuvvet tipi etkisindeki durağan mekanik sistemlerde vektörel mekanik yöntemleri yerine virtüel iş yöntemini kullanmayı önermiştir. Farklı kuvvetler tesirinde

olan hareketli durumda mekanik sistemlerde hesaplama yaparken kinetik ve kinematik yöntemler yerine Lagrange Yöntemi'ni kullanmayı önermiştir. Sonuç olarak bilinmeyen değer sayısı ve denklem sayısını azaltmış olup karmaşıklığı minimum seviyeye indirmiştir. Zaman kaybını azaltmış ve net sonuçlar ortaya koymuştur [14]. Eroğlu vd., 2022 yılında yaptıkları çalışmada Euler-Bernoulli kirişi olarak modellenmiş köprü üzerinden geçirilen üç serbestlik derecesine sahip çeyrek araç modelinin süspansiyon kontrolü üstünde çalışmışlardır. Çalışmalarında, araç ve köprü'nün hareket denklemini oluşturmak amacı ile Lagrange metodunu kullanmışlardır. Elde etmiş oldukları hareket denklemlerini Matlab ortamında çözdürmüşlerdir. Titreşimi minimum seviyeye indirmeyi amaçlamışlardır. Önermiş oldukları yöntemi literatürde yer alan diğer çalışmalarla karşılaştırmışlardır [15].

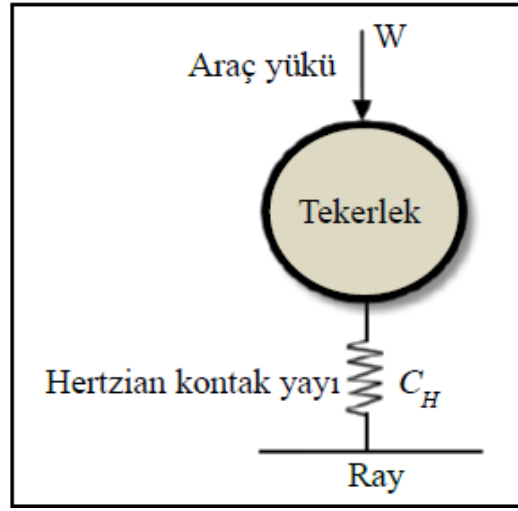


Şekil 3.1. Araç ve köprü 3 serbestlik dereceli modeli [15].

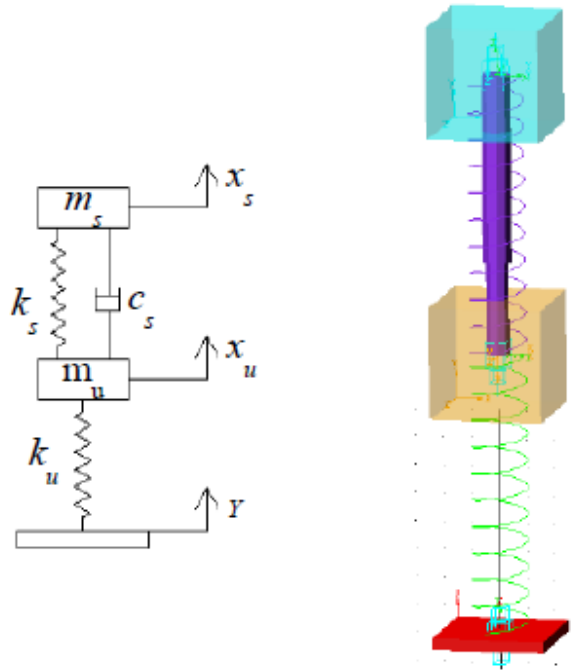
Dinamik hesaplamalar için diğer bir yöntem olan Newton'un İkinci Hareket Kanunu lineer hareket için cismin ivme değeri ile kütle değeri çarpımı, cisim üzerindeki toplam kuvvete eşittir. Cisimler ya da mekanik sistemler için ivme değeri, kütle ile ters kuvvet ile doğru bir orantıya sahiptir [8]. Virtüel(sanal) iş yöntemine göre ise sistem üzerindeki tüm kuvvetlerin ve sistemin atalet kuvvetlerinin yapmış olduğu toplam sanal iş sıfıra eşittir. Sanal işler ilkesi özünde statik ilkesi olmasına rağmen dinamik alanındaki çok önemli ilkelerin çıkış noktasını oluşturur [16].

Pehlivan F. 2020 yılında yapmış olduğu çalışmada, raylı araçlarda kullanılan test ünitelerinde dinamik davranışlarını irdelemiştir. Newton'un ikinci hareket kanunu

yöntemi kullanmak suretiyle hareket denklemlerini elde etmiştir. İki serbestlik derecesine sahip raylı taşıt modeli ve beş serbestlik derecesine sahip boji modellemesi için uygulayarak analiz yapmıştır. Sistemin hareket denklemlerine lagrange metodu kullanarak ulaşmıştır. Diğer bir yöntem olarak Virtüel iş yöntemi ile dış kuvvet ve sönüm kuvvetlerinin yapmış oldukları sanal işleri hesaba katarak hareket denklemini eldesi için kullanmıştır [17].

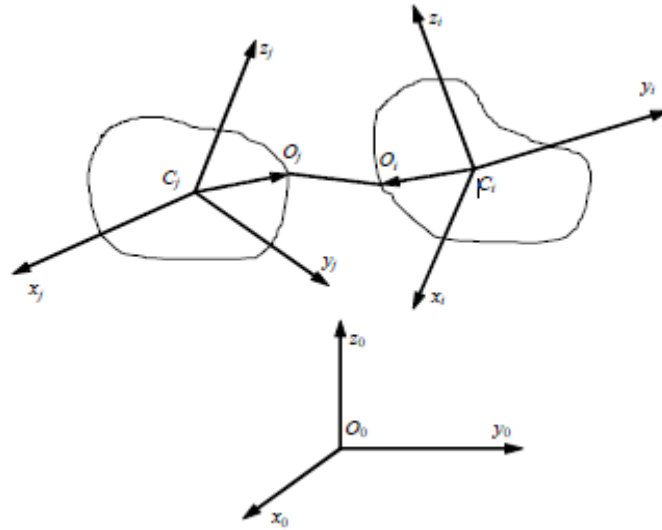


Şekil 3.2. Tek serbestlik derecesine sahip ve tek boyutlu raylı aracın modeli [17].



Şekil 3.3. İki serbestlik derecesine sahip çeyrek aracın Adams modeli [17].

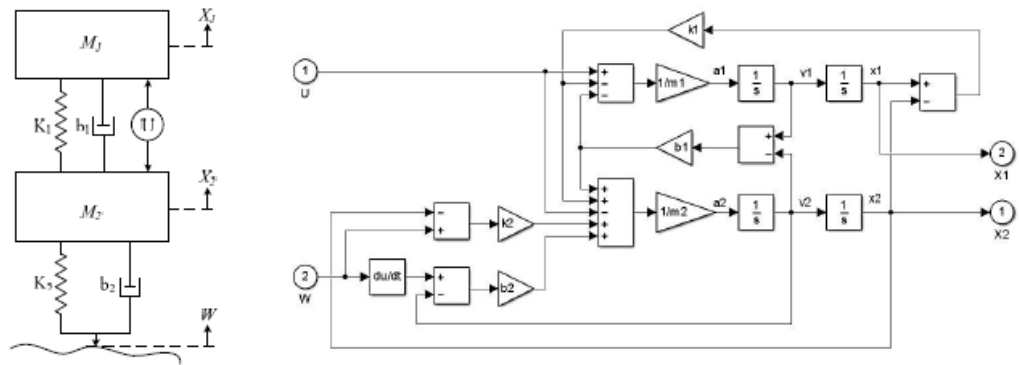
çerçevesinde ele almışlardır. Makalenin ikinci bölümünde, yöntemin uygulaması robotik kol'daki eğilme momentinin belirlenmesi ile gösterilmiştir. Bu sistemin geometrisinde Avrupa Robotik Kolu'ndan (ERA) esinlenmişlerdir. Makalenin amacı Avrupa Robotik Kolunu sunmak değil, bir hesaplama yöntemi sunmaktır. Açık döngü mekanizmasının geometrisini incelemişlerdir, ancak yöntem kapalı döngüler için de uygun görülmüştür. Robotik kolun bilinen hareketi için iç kuvvetlere ilişkin sonuçlar sayısal simülasyonlarla elde edilmiştir. Modeller ve geliştirilen yöntem sayesinde, cisim sistemlerinin dinamiği ile ilgili çok sayıda problemin çözülmesine olanak sağlanmıştır. Sonuç olarak kinematik ve dinamik problemlerde kısıtlara sahip rijit cisim sistemleri makalenin ilk bölümünü oluşturmaktadır. Son bölümde ise lagrange denklemleri kullanılarak hesaplamalar için bir yöntem sunmuşlardır [19].



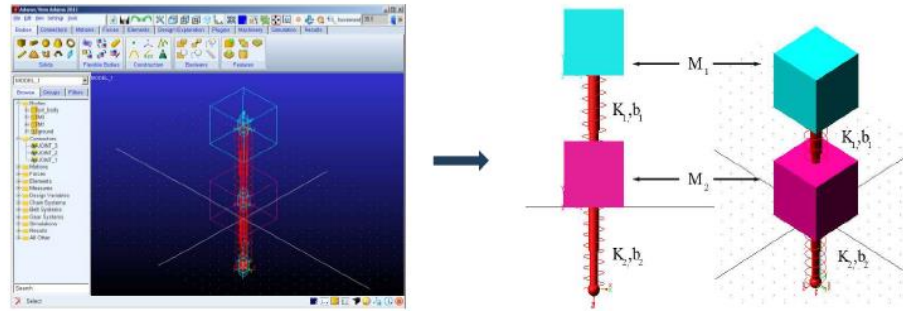
Şekil 3.5. Rijit cisimler sistemi [19].

Araç sürüşünde güvenlik ve konforun sağlanması araç dinamiği konusunda yapılan araştırmalarda önemli yer tutmaktadır. Botsalı F.M. vd., 2014 yılında yaptıkları çalışmalarında karayolu taşıtlarının sürüş konforunu ve güvenliğini artırmak amacıyla yol profilinden kaynaklanan taşıt titreşimlerinin aktif kontrolü için doğrusal aktüatör kullanan bir yöntem önermişlerdir. İki serbestlik dereceli çeyrek araç süspansiyon sistemi olarak değerlendirilen sisteme ait matematiksel model Lagrange Hareket Denklemi ve MATLAB/Simulink yazılımı kullanılarak türetilmiştir. Modelleme tekniğine ek olarak, sistemin dinamik modeli Adams yazılımında oluşturulmuş ve hem Matlab hem de Adams programlarında birlikte simüle edilmiştir. Tasarlanan

kontrolörlerin performansları incelenmiş ve iki farklı yol profili fonksiyonu kullanılması durumunda performansları karşılaştırılarak tasarlanan kontrolörlerin uygunluğu araştırılmıştır. Sonuç olarak bu çalışmada Matlab kullanarak çeyrek araç süspansiyon sisteminin modellenmesini ve aktif titreşim kontrolünü incelenmiştir. Adams programı ile iki yol profiline karşı farklı tipte kontrolörler tasarlanmıştır. Buna göre modelleme ve kontrol sonuçları, kullanılan teknikler ve uygulamalar iyi bir şekilde elde edilmiştir ve önemli bilgiler sonraki deneysel çalışmalar için başarılı bir şekilde elde edilmiştir [20].



Şekil 3.6. Çeyrek araç süspansiyon sisteminin şematik diyagramı ve matlab/simulink modeli [20].



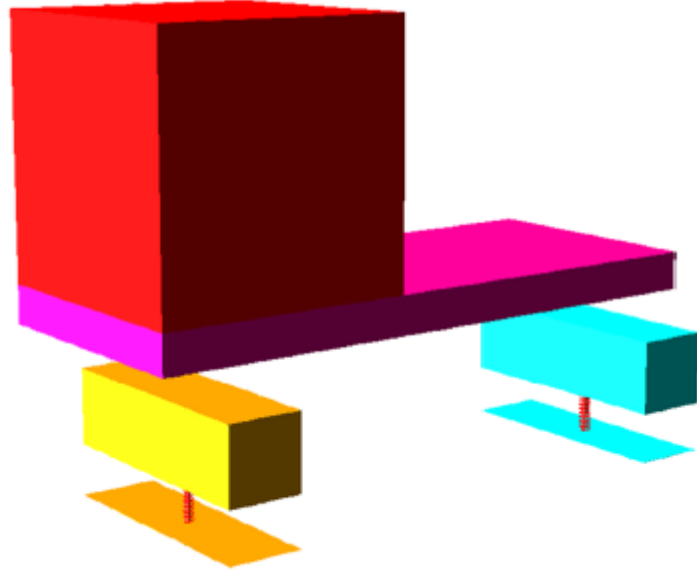
Şekil 3.7. Süspansiyon sisteminin adams modeli [20].

Araç sürüşünde güvenlik ve konforun sağlanması araç dinamiği konusunda yapılan araştırmalarda önemli yer tutmaktadır. Yüksel Ş. ve Aksoy T.M. 2009 yılında yapmış oldukları çalışmada sonunda ağırlık bağlı olan dönen cisimlerin eğme-eğilme titreşimlerini araştırmışlardır. Çalışmalarında balans etkisi altındaki cisimlerin titreşimli eğilme etkilerini incelemişlerdir. Döner atalet momenti ve eksenel kuvvet

denklemlerine ek olarak hareket denklemleri türetmişler ve Euler-Bernoulli kiriş denklemlerini Lagrange yaklaşımıyla çözümlenmişlerdir. Analitik çözüm bulmadaki zorluklar nedeniyle, yaklaşık çözümler elde etmek için varsayılan modlar yöntemi kullanmışlardır. Diferansiyel denklemlerin sayısal çözümlerini farklı temel uyarımlar için sunmuşlardır [21] Lundberg T. tarafından 2013 yılında yapılan çalışmada kamyonlarda sürüş konforu, farklı araç bileşenlerinin yol girdisine verilen tepkiyi nasıl etkilediğini araştırmak için ayrıntılı testler gerektiren önemli bir özellik olarak ele alınmıştır. Üç farklı model geliştirilmiştir. Çeyrek kamyon modeli, yarım kamyon modeli ve tam kamyon modeli, modeller Lagrange yöntemi kullanılarak türetilmiş ve belirli bir yol girdisinden kaynaklanan dinamik tepki Matlab'da sayısal olarak hesaplanmıştır. Diferansiyel denklem sistemlerini çözenin farklı yöntemleri tartışılmıştır. Kamyon modellerini ve çözücüyü doğrulamak için modeller Adams ortamında ele alınmıştır. Adams ve Matlab modellerinin tekerlekler üzerindeki bir uyarıma verdiği tepki, denklemlerin ve çözücünün doğru bir şekilde türetildiğini ve uygulandığını belirlemek için karşılaştırılmıştır. Modellerin gerçek bir kamyondaki tepkiyi tahmin etme yeteneklerini test etmek için bir yol simülatöründe testler yapılmıştır. Aynı testler Matlab'da simüle edilmiş ve modellerin gerçek kamyonlarda görülen ivmeleri ne kadar iyi tahmin ettiğini görmek için ivme tepkileri karşılaştırılmıştır. Matlab ve Adams'taki modeller aynı sonuçları vermektedir ve bu nedenle matematiksel olarak doğru oldukları düşünülmüştür. Sonuç olarak, aynı simülasyonları gerçekleştirmek için piyasada bulunan yazılımları kullanmanın, kullanıcıya modeli gözden geçirme ve değişiklik yapma konusunda daha fazla özgürlük veren daha iyi bir alternatif olabileceği de tartışılmıştır [22].

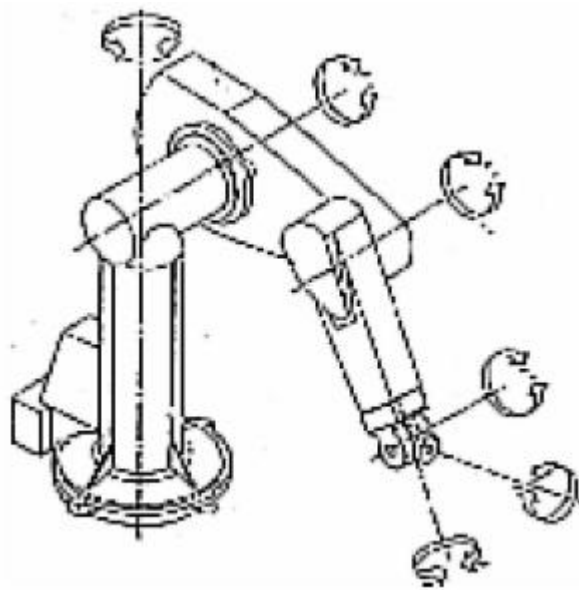


Şekil 3.8. Adams çeyrek araba modeli [22].



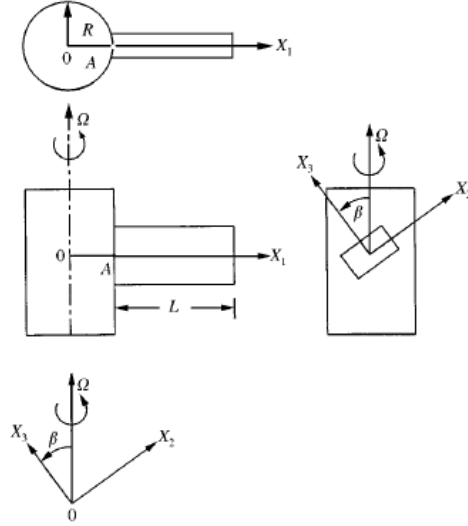
Şekil 3.9. Adams yarım araba modeli [22].

Durmus B. vd., 2006 yılında yaptıkları çalışmalarında bir robot kolunun dinamik açıdan incelenmesinde Lagrange-Euler metodu kullanmışlardır. Robot kolun imalatı ve test aşamaları uzun süreceği için çalışmalarını simülasyon programları kullanarak farklı yörünge takip sistemleri belirleyip hesaplamışlardır. Hesaplamaları yaparken Borland Delphi paket programını kullanmışlardır. Dinamik hesaplarda sürtünme kuvvetini dahil etmişlerdir [23].



Şekil 3.10. Puma 560 robot kolu eklem eksenleri [23].

Lin S.C. ve Hsiao K.M. 2001 yılında yaptıkları çalışmada döner Timoshenko kirişinin doğal frekansına etki eden Coriolis kuvvetleri temel alınarak Timoshenko kirişinin doğrusal vibrasyonları için gerekli formüller, D’Alambert ve sanal işler prensipleri ile türetilmiştir. Türettikleri formülleri farklı açısal hız ve yarıçaplar için incelemişlerdir [24].



Şekil 3.11. Döner bir timoshenko kirişi [24].

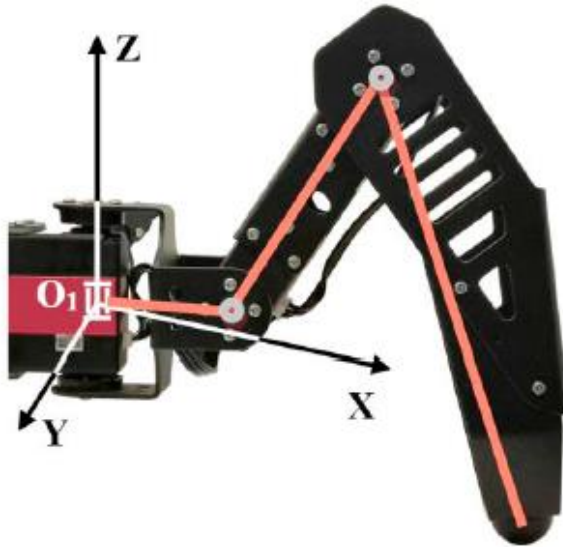
Doroshin A.V. 2013 yılında yaptığı çalışmasında Gyrostat uydularının ve çift spinli uzay araçlarının torksuz açısal hareketinin dinamikleri incelenmiştir. Açısal moment bileşenleri için Jacobi eliptik fonksiyonları cinsinden yeni analitik çözümler elde edilmiştir. Ayrıca Euler açıları için analitik çözümler bulunmuştur. Bu çözümler çift dönüşlü uzay aracı ve jirostat uyduların tutum dinamiği analizi ve sentezi için kullanılabileceği söylenmiştir. Serbest eş eksenli cisimler sistemi, jirostat ve çift spinli uzay aracının genel dinamiği incelenmiştir. Jacobi eliptik fonksiyonlarında açısal moment bileşenleri için yeni analitik çözümler elde edilmiştir. Euler açıları için analitik çözümler bulunmuştur. Çözümler çift spinli uzay aracı, jirostat, uydu hareket analizi için kullanılmıştır. Torksuz eş eksenli cisim sisteminin dinamiği, açısal hız ve açısal moment bileşenleri uzayında incelenmiştir. Tüm açısal moment bileşenleri için yeni analitik çözümleri Jacobi eliptik fonksiyonları cinsinden elde edilmiştir. Ayrıca Euler açıları için de analitik çözümler bulunmuştur. Bu çözümlerin, çift spinli uzay aracı ve jirostat uyduların durum hareket analizi ve sentezi için kullanılabileceği belirtilmiştir [25]. Li Y. vd., 2022 yılında yaptıkları çalışmalarında sınırsız

sıkıştırılabilir viskoz bir akışkan içine daldırılmış hiperelastik bir katının doğrusal olmayan yapısal akustik etkileşimlerini tahmin etmek için sayısal bir yöntem geliştirmişlerdir. Benimsenen mükemmel uyumlu katmanlara sahip doğrusal olmayan akustik dalga modeli, kesilmiş akışkan sınırlarında akustik dalgaları absorbe etmek için keyfi bir Lagrange-Euler çerçevesinde önerilirken, hiperelastik katının geometrik ve malzeme doğrusal olmayan durumu için Lagrange formunda karakterize etmişlerdir. Hem akışkan hem de katı sonlu elemanlar yöntemiyle ayırıklaştırmış ve her iki model de ortak arayüzde momentum dengesi ve kinematik uyumluluk ile birbirine bağlamışlardır. Önerilen yöntemin yakınsaması ve doğruluğu, hesaplanan sonuçları mevcut yöntemlerle karşılaştırma yaparak değerlendirmişlerdir [26]. Aktaş K.G., 2021 yılında yaptığı çalışmada ankastre kirişin kütle ve direngenlik denklemlerini elde etmek için Lagrange yöntemi kullanmıştır. İki piezoelektrik sensör arasına sandviç edilmiş ankastre bir kirişin hareket denklemlerini çıkarmış ve piezoelektrik elemanların sistemin dinamik davranışına etkisi incelemiştir [27]. Blejwas T.E. 1981 yılında yaptığı çalışmasında, bağlantıların elastik davranışının simülasyonu için yeni bir yöntem sunmuştur. Yöntem, bir cihazın elemanları arasındaki gerilme koşullarını sağlayan Lagrange çarpanlarının kullanımına dayanmaktadır. Çözüm yöntemi, açıklayıcı bir örnek olan kayar bağlantı mekanizmasına uygulanmıştır. Modelleme hususları ve uygun kinematik kısıtlamaları tartışılmıştır. Lagrange çarpanı yönteminde, her bir elemanın hareketi kendi rijit gövde ve esnek gövde genelleştirilmiş koordinatları cinsinden temsil edilmiştir. Elemanlar, elemanlar arasındaki kısıtlama koşullarını zorlayan etkileşim kuvvetlerinin, Lagrange çarpanları uygulanması dışında birbirlerinden ayrılmamış olarak ele alınmıştır. Çarpanları ortadan kaldırmak ve birleşik sistem koordinatlarını elde etmek yerine, Lagrange çarpanlarının değerleri sayısal bir tekniğin parçası olarak zaman içinde çözülmüştür. Çarpanlar sırayla münferit elemanlara uygulanmış ve simülasyon sayısal entegrasyon kullanılarak zaman içinde bir sonraki noktaya ilerletilmiştir. Çözüm yöntemi, açıklayıcı bir örnek olan bir sürgü-krank mekanizmasına uygulanmıştır. Modelleme hususları ve uygun kinematik kısıtlamalar tartışılmıştır [28]. Misyurin S.Y. vd., 2021 yılında yapmış oldukları çalışmalarında altı bacaklı yürüyen bir örümcek robotun çeşitli hareketleri uygulama olasılığı ile hareketleri ele almışlardır. Üç serbestlik derecesine sahip ayrı bir robot bacağına kinematik ve dinamik denklemleri yazılmış ve dinamik denklemlerin incelenmesine dayalı olarak robot

hareketinin optimize edilmesi sorununu ele almışlardır. Bu problemin çözümü için ilk aşamada, bir bacağı açık kinematikli ve üç serbestlik dereceli bir kinematik sistem olarak ayrı ayrı ele almışlardır. Kinematik denklemleri, koordinat sisteminin dönme prensibi kullanılarak matris formunda sunmuşlardır. Dinamik denklemleri elde ederken Lagrange yöntemi kullanılmıştır. Bacakların kütlesi, ağırlık merkezine indirgenmiş, atalet momentlerini, motorlar tarafından geliştirilen momentleri ve yer çekimini dikkate almışlardır. Robot bacağının kinetik enerji denklemine dayalı olarak bacağın optimal hareketi hakkında sonuçlar çıkarmışlardır [29].



Şekil 3.12. Örümcek robotun genel görünümü [29].



Şekil 3.13. Örümcek robot bacağı [29].

Diğer bir çalışmada Zhengxue Z. vd., 2022 yılında yaptıkları çalışmada yeni bir dinamik model sunmuşlardır. Fiziksel insan-robot iş birliği senaryolarına uygulanan işbirlikçi mobil manipülatör, dinamik kuplajı hesaba katmışlardır. Tam bir Jacobian matrisi dinamik bağlantıyı ortaya koymuş ve mobil platformun hızı üzerindeki holonomik olmayan kısıtlamaları çözmek için türetmişlerdir. Ayrıca, bu bağımsız genelleştirilmiş koordinatlara dayalı dinamik modelin formülasyonunda Lagrange yöntemini kullanmışlardır. ADAMS ile yapılan kapsamlı simülasyonları, birleşik dinamik modeli doğrulamak için önceden belirlenmiş bir yörünge boyunca gerçekleştirmişlerdir. Dinamik modellemeyi ayrıca insan-robot etkileşim deneyi ile doğrulamışlardır. Simülasyon ve test sonuçları ile işbirlikçi mobil manipülatörün birleşik dinamik modelinin doğruluğunu göstermişlerdir [30]. Sunar vd., 2016 yılında yaptıkları çalışmalarında mevcut bir robotik kolun Euler-Lagrange yöntemi ile dinamik modellemesini gerçekleştirmişlerdir. Modellemeden sonra, kolun eklem açılarının kontrolü konum analizi için PID kontrol yaklaşımı uygulamışlardır. Ayrıca, PID pozisyon kontrol performansı üzerindeki etkisini araştırmak için robotik kolun bağlantı kütlelerini artırmışlardır. Sonuçları raporlamış ve tartışmışlardır [31]. Adar N.G. vd., 2013 yılında yapmış oldukları çalışmada 5 serbestlik derecesine sahip robot kolunun dinamik olarak modellenmesini ele almışlardır. Robot kolu 3 uzuvlu her biri dönel 5 eklemlili toplam 5 serbestlik derecesine sahip bir kol olarak ele alınmıştır. Çalışmalarında, robot kolunun hareket denklemlerini elde etmek amacıyla Lagrange-Euler denklemlerinden faydalanmışlardır. Hareket denklemlerinin doğruluk kontrolü için uzuvların serbest düşme hareketi yapmasını sağlamışlar ve her bir eklemin konum grafiklerine ulaşmışlardır. Gerçekleştirilmesi istenen senaryoya karşılık gelen eklem konumlarının elde edilebilmesi için bir kontrol algoritması tasarlamışlardır. Çalışmalarında PID kontrol algoritması kullanmışlardır. Simülasyon çalışmaları yaparak sonuç olarak verilen eklem konum yörüngelerinin gayet başarılı bir şekilde takibinin yapıldığını görmüşlerdir [32]. Zhang X. vd., 2022 yılında yaptıkları çalışmada iki segmentli konuşlandırılabilir giriş sisteminin yapısal modellemesi ve dinamik analizini; taban esnekliği, tam uzama, bükülme ve 2 boyutlu öteleme deformasyonları gibi karmaşık etkili faktörlerin yanı sıra farklı yapısal ve kinematik bağlantılar dikkate alarak gerçekleştirmişlerdir. Bu model, çoğunlukla uzama ve 1 boyutlu enine deformasyonları dikkate alan geleneksel modele göre geliştirilmiş bir model olarak kabul edilmektedir. Lagrange yöntemini, sonlu elemanlar yöntemi ve

özel bir zamanla değişen deformasyon uyumluluk koşulu sayesinde dinamik denklemi türetmek için önermişlerdir ve dinamik analizler için frekans ve zaman alanı çözümleri iterasyon yöntemi ve Newmark-beta yöntemi ile geliştirmişlerdir. Mevcut yöntemin etkinliğini geleneksel Euler yöntemi ile karşılaştırılarak doğrulamışlar ve bu sayede sistemin model ve dinamik özelliklerini incelemişlerdir. Hareket hızı ve ivmesinin yapısal deformasyonlar arasındaki bağlantı mekanizmaları üzerindeki etkisini araştırmak için iki tipik hareket modu oluşturmuşlardır. Buna dayanarak, segmentler arasındaki sürtünmenin etkilerini de değerlendirmişlerdir [33].

Şimdiye kadar yapılmış olan çalışmalarda dinamik sistemlerin davranışlarının belirlenmesi için bu çalışmada kullanılan beş yöntemden sadece bir tanesi ya da herhangi iki tanesi kullanılmış ve mekanik sistemin serbestlik derecesi değiştirilip uygulanmıştır. Bu çalışmada farklı olarak beş yöntemin hepsi tek bir mekanik sisteme uygulanmıştır. Bir serbestlik dereceli mekanik sistem olarak günlük hayata da uygulanabilecek ve pratik bir probleme de entegre edilebilecek bir sistem seçilmiştir. Mekanik sistemde serbestlik derecesi bir olmasına rağmen ilerleme ve dönme hareketi yapan kütlelere yer verilmiştir. Beş farklı yöntemin her biri ile elde edilen ivme değerlerinin hemen hemen aynı olduğu gözlemlenmiştir.

Problem çözümünde beş yöntem uygulanarak elde edilen sonuçlar ile oluşturulan sistemin Matlab-Simulink modeli ile elde edilen ivme sonuçlarının birbirleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Sistemin simulink modeli sayesinde tek bir girdi yerine farklı girdilerle herhangi bir hesaplama yapılma gereksinimi olmadan sistem simüle edilmiştir.

BÖLÜM 4

KULLANILAN YÖNTEMLER

4.1. İŞ-ENERJİ YÖNTEMİ

Mekanik sistemin kinetik enerjisinin zamana göre değişimi sistem üzerindeki tüm kuvvetlerin yaptığı güçlerin toplamına eşittir [6].

$$W = Fs \quad (4.1)$$

Eşitlik 4.1’de W iş, F kuvvet, s yer değiştirmedir.

Yer değiştirme, bir cismin ya da mekanik sistemin ilk ve son konumu arasındaki değişim miktarıdır. Yer değiştirme vektörelidir yani yönü ve büyüklüğü vardır. İş, kuvvet uyguladığımızda cismin veya nesnenin ilerlemesi amacı ile sarf edilen çabadır. Sisteme uygulanan kuvvetin yer değiştirme doğrultusu üzerindeki bileşeni ile yer değişim miktarının çarpımı bize işi vermektedir. İş bir tür enerji aktarımıdır. Kuvvet, cisimlerin ya da sistemlerin hareketlerini ve yönlerini etkileyen etki olarak tanımlanır. Yönü, büyüklüğü ve doğrultusu vardır. Kuvvet vektörelidir, korunumsuz ve korunumlu olmak üzere iki tip kuvvet vardır [7,8]. Korunumlu kuvvetler, mekanik sistemlerin iç enerjilerinden kaynaklanan ve yoldan bağımsız olan kuvvetlerdir. Yoldan bağımsız olması nedeniyle ilk ve son koordinata bağlıdır. Kapalı bir yolda net iş sıfır olur. Örnek olarak yer çekimi kuvveti, yay kuvveti, elektrostatik kuvvet vs. izole edilmiş durumda bir mekanik sistem için korunumlu kuvvetlerin yapmış olduğu işin net değeri potansiyel enerjinin zıt değeri olur. Mekanik enerji değişimi sıfır alınır. Yer-çekimi kuvveti, Dünya’nın cisme veya sisteme uyguladığı kuvvet olarak tanımlanır [6]. Yay kuvveti bir yay veya yay sistemini kuvvet etkisinde bırakırsak, sıkışma veya gerilme gerçekleşir. Oluşan sıkışma veya gerilme büyüklükleri yayın türüne ve kuvvetin değeri gibi değişkenlere göre değişim gösterir. Aynı büyüklükte kuvvet tesirinde yumuşak

yay, sert yaya göre kıyasla fazla sıkışır. Bir yayı ilk uzunluğundan x kadar sıkışık tutmak için:

$$F_{yay} = kx \quad (4.2)$$

Büyükliğünde kuvvet uygularız. Bu denklemde k yay sabiti, x uzama miktarıdır.

$$F_{gç} = -kx \quad (4.3)$$

Bu kuvvete geri çağırıcı kuvvet adı verilir, diğer ismi Hooke Kanunu'dur [9].

Korunumsuz kuvvetler: Mekanik sistemlere ya da cisimlere uygulanırken yapılan net iş yola bağımlı olan kuvvetlerdir. Yola bağımlı olması nedeniyle ilk ve son koordinat önemlidir. Kapalı bir yolda net iş sıfır olmak zorunda değildir. Örnek olarak Sürtünme kuvveti, hava direnci, gerilme kuvveti, herhangi bir kişinin uyguladığı kuvvet şeklindedir. Sürtünme kuvveti, yüzeyin cisme veya sisteme gösterdiği direnç olarak tanımlanır. Pasif bir kuvvettir hareket ettirici özelliği yoktur. Sistemin hareket yönüne zıt yöndedir. Sürtünen yüzeyin madde cinsine bağlıdır. Yüzey alanı ve yüzey büyüklüğü ile ilgisi yoktur [6].

Güç, sistemdeki kuvvetin birim zamandaki yaptığı net iş olarak tanımlanır [34]

$$\frac{dW_{top}}{dt} = P_{net} \quad (4.4)$$

W_{top} , sistemdeki potansiyel ve kinetik enerjilerin toplam değeridir. Buradan enerjinin zamana göre birinci dereceden türevi güce eşit olur.

Ani güç, güç formülünde bir kez türev alındığında yer değiştirme hıza dönüşür ve aşağıdaki son şeklini almaktadır [8].

$$\frac{dW_{top}}{dt} = Fv \quad (4.5)$$

4.2. AÇISAL MOMENTUM-TORK YÖNTEMİ

Newton'un ikinci yasası lineer hareket için cismin ivme değeri ile kütle değeri çarpımı cisim üzerindeki toplam kuvvete eşittir. Cisimler ya da mekanik sistemler için ivme değeri, kütle ile ters kuvvet ile doğru bir orantıya sahiptir, örnek olarak bir sisteme uygulanan net kuvvet iki katına çıkar ise ivme iki katına çıkar, sistemin kütlesi iki kat büyük değerde olursa ivme değeri yarıya inmektedir [8].

$$F = ma \quad (4.6)$$

Burada F kuvvet, m kütle ve a ivmedir. Kütle bir cismin oluştuğu maddeye özgü olan, madde miktarına bağlı skaler bir büyüklüktür. Kuvvet ve ivme değerleri değişken, kütle her zaman sabittir. İvme, hızdaki artış miktarının zamana göre birinci türevidir [6].

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (4.7)$$

Burada a ivme, v hız olarak isimlendirilir. v hız, yer değiştirmenin zamana göre türevidir. İvme ise hızın zamana göre türevidir [6].

Açısal yer değiştirme θ açısal hareket yapan cisim ya da mekanik sistemler için dairesel yolun (s_1), yarıçapa(r) oranıdır. Açısal hız ω ise açısal hareket yapan sistemde yer değiştirmenin türevi olduğu için aşağıdaki şekilde formülü vardır. Açısal hızın zamana birinci dereceden türevi alınırsa açısal ivme değerine ulaşılmaktadır [8].

$$\theta_1 = \frac{s_1}{r} \quad (4.8)$$

$$w = \frac{v}{r} \quad (4.9)$$

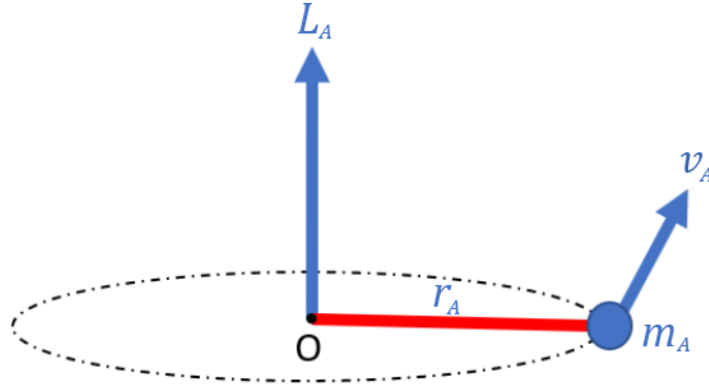
Momentum bir cismin kütle değeri ile hız değerinin çarpımı olarak tanımlanmaktadır. Vektörel bir niceliktir. Büyüklüğü ve yönü vardır, momentumun yönü hızın yönü ile

aynıdır. Hızı aynı olan iki cisim ya da mekanik sistem için kütlesi büyük olan sistemin momentumu daha büyüktür. [8,35].

$$P_m = mv \quad (4.10)$$

Açısal momentum açısal hareket yapan cisim için konum vektörünün çizgisel momentum ile çarpımına eşittir. Vektörel bir nicelik olduğu için yönü ve büyüklüğü vardır.

$$L_A = m_A v_A r_A \quad (4.11)$$



Şekil 4.1. Açısal momentum

Mekanik sistemlerde incelediğimiz diğer bir değer olan tork bir cismi eksen etrafında döndüren kuvvet var ise bu etkiye denmektedir. Atalet (eylemsizlik) mekanik sisteme etki eden net kuvvet sıfır ise sistem durumunu korumaya çalışır, duruyorsa durgun, hareket ediyor ise hareketine devam etmesi anlamına gelmektedir. Dönme hareketi için teğetsel kuvvet ve ivme değerleri tork ve atalet momenti hesabında dikkate alınmaktadır. Atalet momenti eşitlik 4.12 ile bulunur [8,34].

$$I = mr^2 \quad (4.12)$$

Tork ile atalet momenti birlikte çözersek, r yarıçaplı bir dairesel hareket yapan cisim için F_r merkezci(normal) ve F_t ,teğetsel kuvvetleri vardır. F_r , merkezci kuvvetinin döndürme etkisi yoktur. Tork F_t teğetsel kuvveti ile r yarıçapının çarpımı olduğundan:

$$T = F_t r \quad (4.13)$$

$$F_t = m a_t \quad (4.14)$$

$$a_t = r \alpha_1 \quad (4.15)$$

$$I = m r^2 \quad (4.16)$$

$$T = m r^2 \alpha_1 \quad (4.17)$$

$$T = I \alpha_1 \quad (4.18)$$

Şeklinde bulunmaktadır.

$$\frac{dL_{Oz}}{dt} = \sum M_{Oz_k}^e \quad (4.19)$$

Newton'un ikinci yasasının açısal hareket için olan formunu ele alırsak mekanik sistemin açısal momentum değerinin zamana göre değişimi sistem üzerindeki toplam dış torka eşit olması kullanılmaktadır [34].

4.3. VİRTÜEL İŞ YÖNTEMİ

Bu yöntemde sanal işler kullanılmaktadır. Bu yönleme göre, sistem üzerindeki tüm kuvvetlerin ve sistemin atalet kuvvetlerinin yapmış olduğu toplam sanal iş sıfıra eşittir. Sanal işler ilkesi özünde statik ilkesi olmasına rağmen dinamik alanındaki çok önemli ilkelerin çıkış noktasını oluşturur. Mekanik bir sistemin dengede olması için sisteme etki eden kuvvetlerin yaptığı sanal işler toplamı, olası bütün sanal yer değiştirme değerleri de sıfır olmalıdır. Mekanik sistem maddesel noktalardan oluşan bir bütündür. F_i sistemdeki i . maddesel noktanın bileşke kuvvetidir. Bu maddesel nokta için sanal yer değişim değeri ise δr_i olur ve denge koşulundan [16],

$$\delta W = \sum_i \delta w_i = \sum_i F_i \delta r_i = 0 \quad (4.20)$$

olarak gösterilebilir. Mekanik sistem ideal kısıtlara sahip ise F_i kuvvetini bileşenlerine ayırarak F_i^{dk} dış kuvvet bileşeni ve F_i^{at} atalet kuvveti bileşeni bulunur.

$$F_i = F_i^{dk} + F_i^{at} \quad (4.21)$$

Şeklinde olur ilk denge denkleminde yerine koyduğumuzda

$$\delta W = \sum_i F_i^{dk} \delta r_i + \sum_i F_i^{at} \delta r_i = 0 \quad (4.22)$$

Sistem ideal kısıtlı olduğu için yer değişimi değerlerinde atalet kuvvetlerinin sanal işleri toplamı sıfır olduğundan,

$$\sum_i F_i^{at} \delta r_i = 0 \quad (4.23)$$

İdeal kısıtlı mekanik sistemler için denge koşulu sisteme etkileyen dış kuvvetlerin sanal işleri toplamının olabilecek tüm sanal yer değiştirmelerde sıfır olarak bulunmuştur [16].

$$\sum_i F_i^{dk} \delta r_i = 0 \quad (4.24)$$

D'Alembert prensibi dinamik problemleri statik problemi gibi çözmemizi sağlar. Dinamik problemleri durağan kabul ederiz.

$$F - ma = 0 \quad (4.25)$$

Sonra D'Alembert yöntemine virtüel(sanal) işler prensibi uygulanarak son durum bulunmuştur [16].

$$\sum_i (F_i^{dk} + F_i^{at}) \delta r_i = 0 \quad (4.26)$$

$$\sum_i (F_i^{dk} - m_i a_i) \delta r_i = 0 \quad (4.27)$$

D'Alembert yöntemi ideal kısıtlı mekanik sistemler için kısıt kuvvetleri ve atalet kuvvetlerinin sanal işler toplamı hareketin her t anında ve olası bütün sanal yer değişimlerinde sıfır olur şeklinde ifade edilmiştir [16].

4.4. LAGRANGE YÖNTEMİ

Karmaşık mekanik sistemlerin çözümünde Lagrange prensibi büyük kolaylık sağlar [37]. Lagrange yönteminde mekanik sistemin potansiyel ve kinetik enerji değerleri hesaba katılır [13,35]. Ayrıca sanal işler yöntemi ile sönüm etkisine sahip olan kuvvetler ve dış kuvvetlerin sistemin genel koordinatlarında yapmış oldukları sanal işler dikkate alınarak türetilmiş olduğumuz genel kuvvetler hareket denkleminin elde edilmesi için kullanılmaktadır [38].

$$L = E_k - E_p \quad (4.28)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial L}{\partial s} = Q \quad (4.29)$$

Lagrange denklemini açarsak,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial (E_k - E_p)}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial (E_k - E_p)}{\partial s} = Q \quad (4.30)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_p}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial s} + \frac{\partial E_p}{\partial s} = Q \quad (4.31)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{s}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial s} = Q \quad (4.32)$$

Lagrange fonksiyonu (L), mekanik sistem için konum ve hız değerlerinin bir fonksiyonu olarak ele alınır. Kinetik ve potansiyel enerji değerleri arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır.

Kinetik enerji yer değişimine, potansiyel enerji de hıza bağlı olmadığından türevi sıfır olmaktadır [13,17].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{s}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial s} = Q \quad (4.33)$$

Bu sebeple denklemin son hali bu şekilde olur.

4.5. NEWTON'UN İKİNCİ HAREKET YASASI

Bu yasaya göre cisme etkiyen kuvvetlerin toplamı cismin kütlesi ile ivmesinin çarpımına eşittir.

$$F = ma \quad (4.34)$$

Newton'un ikinci yasası lineer hareket için cismin ivme değeri ile kütle değeri çarpımı cisim üzerindeki toplam kuvvete eşittir. Cisimler ya da mekanik sistemler için ivme değeri, kütle ile ters kuvvet ile doğru bir orantıya sahiptir, örnek olarak bir sisteme uygulanan net kuvvet iki katına çıkar ise ivme iki katına çıkar, sistemin kütlesi iki kat büyük değerde olursa ivme değeri yarıya iner. Burada F kuvvet, m kütle ve a ivmedir. Kütle bir cismin oluştuğu maddeye özgü olan, madde miktarına bağlı skaler bir büyüklüktür. Kuvvet ve ivme değerleri değişken, kütle her zaman sabittir. İvme, hızdaki artış miktarının zamana göre birinci türevi olarak tanımlanmaktadır [8].

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (4.35)$$

Burada a ivme, v hız olarak isimlendirilir. v hız, yer değiştirmenin zamana göre turevidir. İvme ise hızın zamana göre turevidir

İvmenin vektör şeklindeki bağıntısı eşitlik 4.37'de mevcut olduğundan [11],

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \quad (4.36)$$

Bu ifadeyi eşitlik 4.35' de yerine koyalım [11],

$$m \frac{d^2s}{dt^2} = F \quad (4.37)$$

Elde edilen eşitlik 4.37 maddesel noktanın vektör olarak diferansiyel denklemdir [11].

BÖLÜM 5

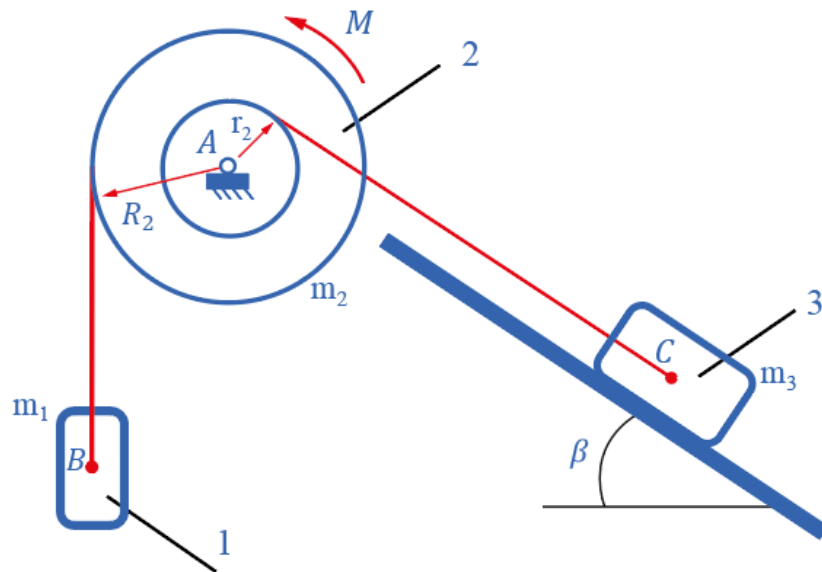
ELE ALINAN TEK SERBESTLİK DERECELİ SİSTEMİN KULLANILAN YÖNTEMLER İLE İVME ANALİZLERİ

5.1. TEK SERBESTLİK DERECELİ SİSTEMİN TEORİK YÖNTEMLER İLE İVME ANALİZLERİ

Bu bölümde bir önceki bölümde açıklanan yöntemlerin, problem üzerinde uygulamaya nasıl geçirildiğine açıklık getirmek amaçlanmıştır.

5.1.1. Tek Serbestlik Dereceli Mekanik Sistem

Mekanik sistemin serbest cisim diyagramı gösterilmiştir. İkinci cisim ilerleme ve dönme hareketi yapmaktadır. İkinci cisme moment uygulanmaktadır. Birinci ve ikinci cisim ilerleme hareketi yapmaktadır. Birinci cismin ivme değeri beş teorik yöntemle hesaplanacaktır.



Şekil 5.1. İvme analizinde kullanılan sistem ve parametreler [11].

Verilmiş olan mekanizmayı oluşturan 1,2 ve 3 sayılı cisimler birbiriyle ağırlığı olmayan, uzamayan kablolarla birbirine bağlanmıştır [11].

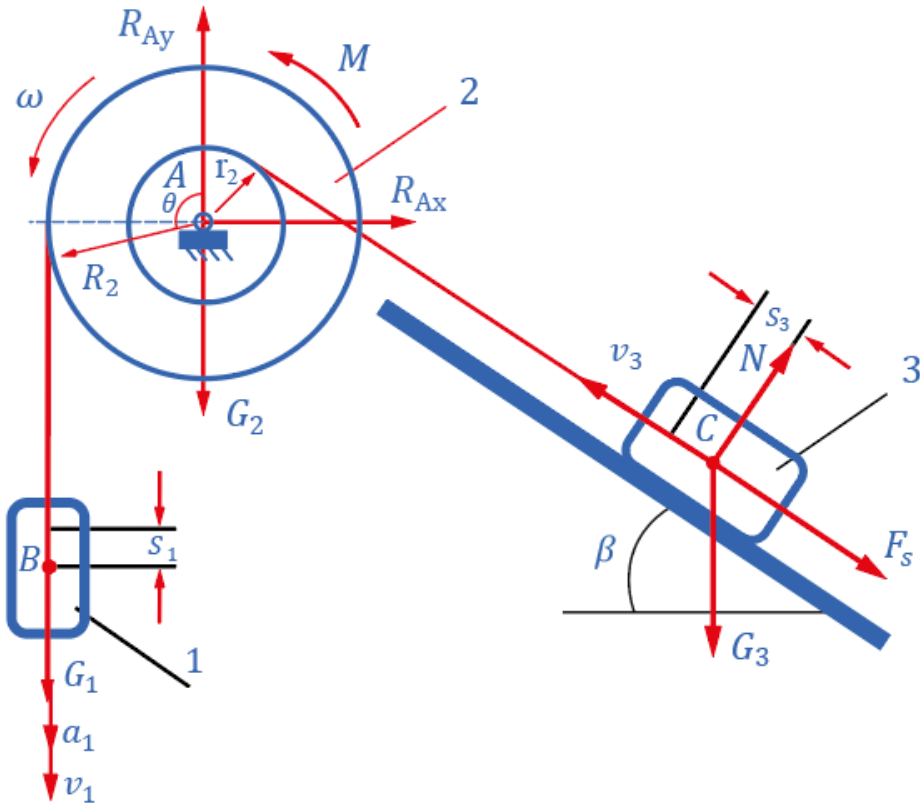
Şekilde görülmekte olan mekanik sistemin bir numaralı cisminin ivmesini farklı yöntemlerle çizelge 5.1'e göre bulalım.

Çizelge 5.1. Kullanılan parametreler ve kullanılan değerler

Kullanılan parametreler	Kullanılan değerler
1 numaralı cismin kütlesi, m_1 (kg)	2
2 numaralı cismin kütlesi, m_2 (kg)	6
3 numaralı cismin kütlesi, m_3 (kg)	4
Dıştaki kasnağın yarıçapı, R_2 (m)	0,8
İçteki kasnağın yarıçapı, r_2 (m)	0,2
Eğrilik yarıçapı, ρ_2 (m)	0,6
3 numaralı cisim ile yüzey arası açı, β (°)	30
Kinetik sürtünme katsayısı, μ	0,1
Moment, M (Nm)	5

5.1.2. İş-Enerji Yöntemi Uygulaması

Mekanik sistemin kinetik enerjisinin zamana göre değişimi sistem üzerindeki tüm kuvvetlerin yaptığı güçlerin toplamına eşittir.



Şekil 5.2. Bir serbestlik dereceli mekanik sistem [11].

$$W = Fs \quad (5.1)$$

$$\sum W_k = m_1 g s_1 - m_3 g \sin \beta s_3 \quad (5.2)$$

Burada $\theta = \frac{s_1}{R_2}$ ve $N = m_3 g \cos \beta$ 'dir.

$$\sum W_{ks} = M\theta - \mu N s_3 = M \frac{s_1}{R_2} - \mu m_3 g \cos \beta s_3 \quad (5.3)$$

$$\begin{aligned} \sum W_{net} &= \sum W_k + \sum W_{ks} \\ &= m_1 g s_1 - m_3 g \sin \beta s_3 + M \frac{s_1}{R_2} - \mu m_3 g \cos \beta s_3 \end{aligned} \quad (5.4)$$

$$P_{net} = \frac{d(W_{net})}{dt} = m_1 g \frac{ds_1}{dt} - m_3 g \sin \beta \frac{ds_3}{dt} + \frac{M}{R_2} \frac{ds_1}{dt} - \mu m_3 g \cos \beta \frac{ds_3}{dt} \quad (5.5)$$

$$P_{net} = m_1 g v_1 - m_3 g \sin \beta v_3 + \frac{M}{R_2} v_1 - \mu m_3 g \cos \beta v_3 \quad (5.6)$$

Burada $v_3 = \frac{r_2}{R_2} v_1$ 'dir

$$P_{net} = m_1 g v_1 - m_3 g \sin \beta \frac{r_2}{R_2} v_1 + \frac{M}{R_2} v_1 - \mu m_3 g \cos \beta \frac{r_2}{R_2} v_1 \quad (5.7)$$

$$P_{net} = \left[m_1 g - m_3 g \sin \beta \frac{r_2}{R_2} + \frac{M}{R_2} - \mu m_3 g \cos \beta \frac{r_2}{R_2} \right] v_1 \quad (5.8)$$

$$\sum W_{net} = \Delta E_k \quad (5.9)$$

$$P_{net} = \frac{d(W_{net})}{dt} = \frac{dE_k}{dt} \quad (5.10)$$

$$\Delta E_k = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{I_{Az_2} \omega^2}{2} + \frac{m_3 v_3^2}{2} \quad (5.11)$$

Burada $\omega = \frac{v_1}{R_2}$ 'dir.

$$\Delta E_k = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{I_{Az_2} \left(\frac{v_1}{R_2} \right)^2}{2} + \frac{m_3 \left(\frac{r_2}{R_2} v_1 \right)^2}{2} \quad (5.12)$$

$$\Delta E_k = \left[\frac{m_1}{2} + \frac{I_{Az_2}}{2R_2^2} + \frac{m_3 r_2^2}{2R_2^2} \right] v_1^2 \quad (5.13)$$

$$\frac{dE_k}{dt} = 2 \left[\frac{m_1}{2} + \frac{I_{Az_2}}{2R_2^2} + \frac{m_3 r_2^2}{2R_2^2} \right] v_1 \frac{dv_1}{dt} \quad (5.14)$$

$$\frac{dE_k}{dt} = \left[m_1 + \frac{I_{Az_2}}{R_2^2} + m_3 \left(\frac{r_2}{R_2} \right)^2 \right] v_1 a_1 \quad (5.15)$$

$$P_{net} = \frac{dE_k}{dt} \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned} & \left[m_1 g - m_3 g \sin \beta \frac{r_2}{R_2} + \frac{M}{R_2} - \mu m_3 g \cos \beta \frac{r_2}{R_2} \right] v_1 \\ & = \left[m_1 + \frac{I_{Az_2}}{R_2^2} + m_3 \left(\frac{r_2}{R_2} \right)^2 \right] v_1 a_1 \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned} & \left[(2 \text{ kg}) (9,81 \text{ m/s}^2) - (4 \text{ kg}) (9,81 \text{ m/s}^2) (\sin 30^\circ) \left(\frac{0,2 \text{ m}}{0,8 \text{ m}} \right)^2 \frac{5 \text{ Nm}}{0,8 \text{ m}} \right. \\ & \quad \left. - (0,1) (4 \text{ kg}) (9,81 \text{ m/s}^2) (\cos 30^\circ) \left(\frac{0,2 \text{ m}}{0,8 \text{ m}} \right) \right] \\ & = \left[(2 \text{ kg}) + \left(\frac{(6 \text{ kg})(0,6 \text{ m})^2}{(0,8 \text{ m})^2} \right) + (4 \text{ kg}) \left(\frac{0,2 \text{ m}}{0,8 \text{ m}} \right)^2 \right] a_1 \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$(19,62 - 4,905 + 6,25 - 0,8496) \text{ kgm/s}^2 = (5,625 \text{ kg}) a_1 \quad (5.19)$$

$$a_1 = 3,576 \text{ m/s}^2$$

5.1.3. Açısal Momentum-Tork Yöntemi Uygulaması

Bu yöntemde mekanik sistemin açısal momentumunun zamana göre değişiminin sistem üzerindeki toplam dış torka eşit olması kullanılmıştır [25].

$$\frac{dL_{Oz}}{dt} = \sum M_{Oz_k}^e \quad (5.20)$$

$$L_{Oz} = L_{Oz_1} + L_{Oz_2} + L_{Oz_3} = m_1 v_1 R_2 + I_{Az_2} \omega + m_3 v_3 r_2 \quad (5.21)$$

Burada $I_{Az_2} = m_2 \rho_2^2$, dir.

$$\begin{aligned}
& \left(m_1 R_2 + m_2 \rho_2^2 \frac{1}{R_2} + m_3 r_2 \frac{r_2}{R_2} \right) v_1 \\
& = \left((2\text{kg})(0,8\text{m}) + (6\text{kg}) \frac{(0,6\text{m})^2}{0,8\text{m}} + (4\text{m}) \frac{(0,2\text{m})^2}{0,8\text{m}} \right) v_1 \quad (5.22) \\
& = 4,5v_1
\end{aligned}$$

Burada $F_s = \mu m_3 g \cos \beta$ 'dır.

$$\begin{aligned}
\sum M_{Oz_k}^e &= G_1 R_2 + M - F_s r_2 - G_3 r_2 \sin \beta \\
&= m_1 g R_2 + M - \mu m_3 g r_2 \cos \beta - m_3 g r_2 \sin \beta \\
&= (2 \text{ kg}) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (0,8\text{m}) + (5\text{Nm}) \\
&\quad - 0,1(4\text{kg}) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (0,2\text{m}) (0,866) \\
&\quad - (4\text{kg}) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (0,2\text{m}) (0,5) = 16,1 \text{ Nm} \quad (5.23)
\end{aligned}$$

Bu değerleri yerine yazalım,

$$4,5 \frac{dv_1}{dt} = 4,5a_1 = 16,1 \quad (5.24)$$

Buradan, $a_1 = 3,577 \text{ m/s}^2$ elde edilmiştir.

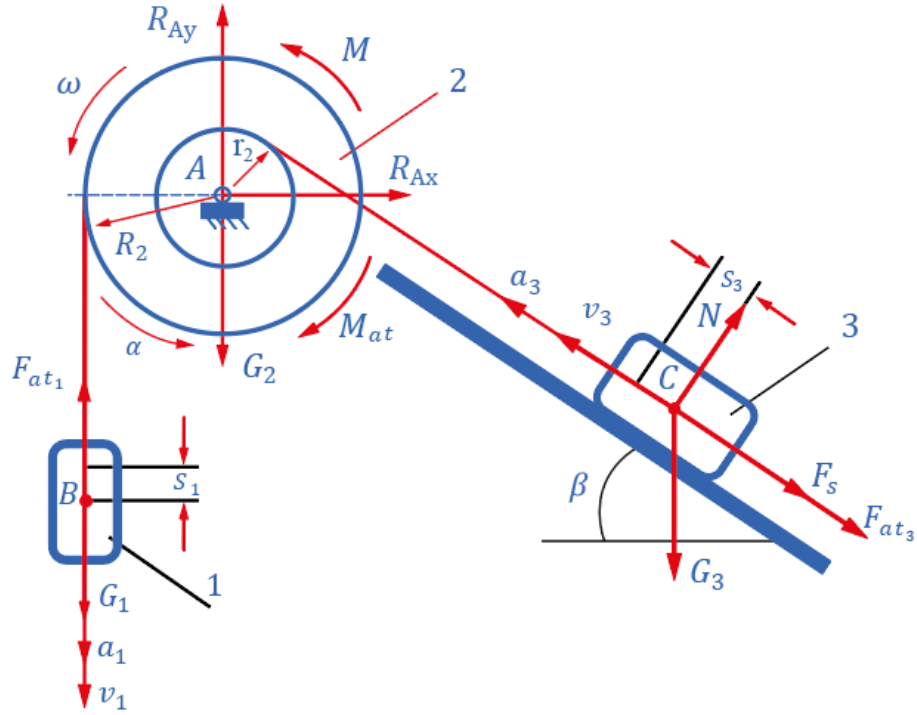
5.1.4. Virtüel İşler Yöntemi Uygulaması

Bu yöntemde sanal işler kullanılmıştır. Bu yönetime göre, sistem üzerindeki tüm kuvvetlerin ve sistemin atalet kuvvetlerinin yapmış olduğu toplam sanal iş sıfıra eşittir [22].

$$\delta W_{dış} + \delta W_{at} = 0 \quad (5.25)$$

$$\sum (F_k^{dış} + F_k^{at}) v_k = 0 \quad (5.26)$$

Bu denklemi açık şekilde mekanik sisteme uygulayarak eşitlik 5.27'de yazalım,



Şekil 5.3. Mekanik sistemin farklı yöntem ile ivme analizi

$$\begin{aligned}
 m_1 g v_1 - m_1 a_1 v_1 + M \omega - M_{at} \omega - m_3 g \sin \beta v_3 - F_s v_3 - m_3 a_3 v_3 = \\
 m_1 g v_1 - m_1 a_1 v_1 + M \frac{v_1}{R_2} - m_2 \rho_2^2 \frac{a_1}{R_2} \frac{v_1}{R_2} - m_3 g \sin \beta \frac{r_2}{R_2} v_1 - \\
 \mu m_3 g \cos \beta \frac{r_2}{R_2} v_1 - m_3 \frac{r_2}{R_2} a_1 \frac{r_2}{R_2} v_1 = 0
 \end{aligned} \tag{5.27}$$

Burada $M_{at} = m_2 \rho_2^2 \frac{a_1}{R_2}$ ve $a_3 = \frac{r_2}{R_2} a_1$ olarak alınmıştır.

$$\begin{aligned}
 [m_1 g - m_1 a_1 + M \frac{1}{R_2} - m_2 \rho_2^2 \frac{a_1}{R_2^2} - m_3 g \sin \beta \frac{r_2}{R_2} - \mu m_3 g \cos \beta \frac{r_2}{R_2} \\
 - m_3 \frac{r_2}{R_2} a_1 \frac{r_2}{R_2}] v_1 = 0
 \end{aligned} \tag{5.28}$$

Eşitlik 5.28'de $v_1 \neq 0$ bu sebeple;

$$m_1g - m_1a_1 + M \frac{1}{R_2} - m_2\rho_2^2 \frac{a_1}{R_2^2} - m_3g\sin\beta \frac{r_2}{R_2} - \mu m_3g\cos\beta \frac{r_2}{R_2} - m_3 \frac{r_2}{R_2} a_1 \frac{r_2}{R_2} = 0 \quad (5.29)$$

$$-a_1 \left[m_1 + m_2 \frac{\rho_2^2}{R_2^2} + m_3 \frac{r_2^2}{R_2^2} \right] + m_1g + \frac{M}{R_2} - m_3g\sin\beta \frac{r_2}{R_2} - \mu m_3g\cos\beta \frac{r_2}{R_2} = 0 \quad (5.30)$$

$$a_1 \left(m_1 + m_2 \frac{\rho_2^2}{R_2^2} + m_3 \frac{r_2^2}{R_2^2} \right) = m_1g + \frac{M}{R_2} - m_3g\sin\beta \frac{r_2}{R_2} - \mu m_3g\cos\beta \frac{r_2}{R_2} \quad (5.31)$$

Sayısal olarak hesaplayalım,

$$\begin{aligned} & \left((2\text{kg}) + (6\text{kg}) \frac{(0,6\text{ m})^2}{(0,8\text{m})^2} + (4\text{kg}) \frac{(0,2\text{m})^2}{(0,8\text{m})^2} \right) a_1 \\ &= (2\text{kg})(9,81\text{m/s}^2) + \frac{(5\text{Nm})}{(0,8\text{m})} \\ &- (4\text{kg})(9,81\text{m/s}^2)0,5 \frac{(0,2\text{m})}{(0,8\text{m})} \\ &- (0,1)(4\text{kg})(9,81\text{m/s}^2)0,866 \frac{(0,2\text{m})}{(0,8\text{m})} \\ &5,625a_1 = 20,115 \end{aligned} \quad (5.32)$$

$$a_1 = 3,576 \text{ m/s}^2$$

5.1.5. Lagrange Yöntemi Uygulaması

Genelleşmiş koordinat olarak 1 numaralı cismin s yer değişimi ele alınır. Bu yer değişme koordinatına esasen Lagrange denklemi eşitlik 5.35 şeklindedir. Bu cismin hızıysa $\dot{s} = v_1'$ dir

$$L = E_k - E_p \quad (5.33)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial L}{\partial s} = Q \quad (5.34)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial (E_k - E_p)}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial (E_k - E_p)}{\partial s} = Q \quad (5.35)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_p}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial s} + \frac{\partial E_p}{\partial s} = Q \quad (5.36)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{s}} \right) + \frac{\partial E_p}{\partial s} = Q \quad (5.37)$$

Mekanik sistemin kinetik enerjisi;

$$E_k = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{I_{Az_2} \omega^2}{2} + \frac{m_3 v_3^2}{2} \quad (5.38)$$

$$E_k = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{I_{Az_2} \left(\frac{v_1}{R_2} \right)^2}{2} + \frac{m_3 \left(\frac{r_2}{R_2} v_1 \right)^2}{2} \quad (5.39)$$

$$E_k = \left[\frac{m_1}{2} + \frac{I_{Az_2}}{2R_2^2} + \frac{m_3 r_2^2}{2R_2^2} \right] v_1^2 \quad (5.40)$$

$$\overline{E_k} = 2,8125 v_1^2 = 2,8125 \dot{s}^2 \quad (5.41)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{s}} = 5,625 \dot{s} \quad (5.42)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{s}} \right) = 5,625 \ddot{s} = 5,625 a_1 \quad (5.43)$$

Mekanik sistemin potansiyel enerjisi ise;

$$E_p = -m_1 g s_1 + m_3 g \sin \beta s_3 \quad (5.44)$$

Burada $s_3 = \frac{r_2}{R_2} s_1$ 'dir.

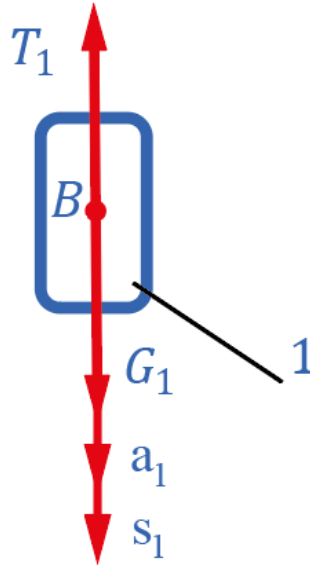
$$E_p = -m_1 g s_1 + m_3 g \sin \beta \frac{r_2}{R_2} s_1 \quad (5.45)$$

$$E_p = \left(-m_1 g + m_3 g \sin \beta \frac{r_2}{R_2} \right) s_1 \quad (5.46)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial s} = \left(-m_1 g + m_3 g \sin \beta \frac{r_2}{R_2} \right) \quad (5.47)$$

$$(-2\text{kg})(9,81\text{m/s}^2) + (4\text{kg})(9,81\text{m/s}^2)(\sin 30^\circ) \frac{(0,2\text{m})}{(0,8\text{m})} = -14,715 \quad (5.48)$$

Bu değerler ile Lagrange denkleminin sağ tarafında bulunan Q genelleşmiş kuvveti bulunur.



Şekil 5.4. Mekanik sistemin kısmı analizi

Mekanik sisteme etkiyen kuvvetlerin sanal hız yer değişiminde toplam gücü aşağıdaki gibi elde edildiği hesaplanmıştır.

$$\sum W_{ks} = M\theta - \mu N s_3 \quad (5.49)$$

Burada $N = m_3 g \cos \beta$ 'dır.

$$\sum W_{ks} = M \frac{s_1}{R_2} - \mu m_3 g \cos \beta s_3 \quad (5.50)$$

$$\sum P_{ks} = \frac{d(W_{ks})}{dt} = \frac{M}{R_2} \frac{ds_1}{dt} - \mu m_3 g \cos \beta \frac{ds_3}{dt} \quad (5.51)$$

$$\sum P_{ks} = \frac{M}{R_2} v_1 - \mu m_3 g \cos \beta v_3 \quad (5.52)$$

$$\sum P_{ks} = \left[\frac{M}{R_2} - \mu m_3 g \cos \beta \frac{r_2}{R_2} \right] v_1 \quad (5.53)$$

$$\sum P_{ks} = \left[\frac{(5\text{Nm})}{(0,8\text{m})} - (0,1)(4\text{kg})(9,81\text{m/s}^2)(\cos 30^\circ) \frac{(0,2\text{m})}{(0,8\text{m})} \right] v_1 \quad (5.54)$$

$$\sum P_{ks} = 5,400 v_1 \quad (5.55)$$

Buradan genelleşmiş kuvvet;

$$Q = \frac{\sum P_{ks}}{v_1} = \frac{5,400 v_1}{v_1} \quad (5.56)$$

$$Q = 5,400\text{N} \quad (5.57)$$

Tüm bu bulduklarımızı Lagrange denkleminde yerine koyduğumuzda,

$$5,625 a_1 - 14,715 = 5,400 \quad (5.58)$$

Buradan $a_1 = 3,576 \text{ m/s}^2$ elde edilmiştir.

5.1.6. Newton'un İkinci Hareket Yasası Uygulaması

Mekanik sisteme Newton'un ikinci hareket yasaı uygulanmıştır.

Görüldüğü gibi mekanik sistemin hareketi ilerleme ve dönme hareketinden ibarettir. Burada 1 sayılı cismin hareket şeması verilmiştir. 1 sayılı cismin hareketini ele alalım. Cisme etkiyen kuvvetleri G_1 ağırlık ve ipin T_1 gerilme kuvvetleri gösterilmiştir [24].

3 sayılı cisim için Newton Hareket Kanunu yazılmıştır.

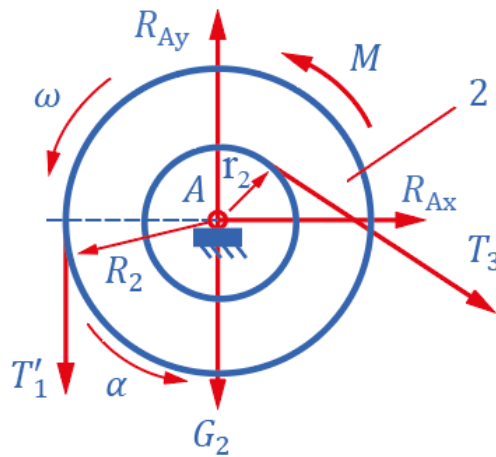
$$m_1 \frac{d^2s}{dt^2} = m_1 a_1 \quad (5.59)$$

$$G_1 - T_1 = m_1 g - T_1 \quad (5.60)$$

Veya;

$$2a_1 = 2(9,81m/s^2) - T_1 = 19,62 - T_1 \quad (5.61)$$

$$2a_1 = 19,62 - T_1 \quad (5.62)$$



Şekil 5.5. Mekanik sistemin dönme hareketinin incelenmesi

Mekanik sistemin 2 nolu dönme hareketinde bulunan cismi ele alınmıştır. Bu cisme etkiyen tüm kuvvetler ağırlık G_1 , A mesnedindeki R_{Ax} , R_{Ay} tepki, 1 sayılı ve 2 sayılı cisimleri bileştiren uzamayan ipteki T_1' gerilme, 2 sayılı ve 3 sayılı cisimleri birleştiren uzamayan ipteki gerilme T_3 kuvvetlerini gösteriyoruz. Burada Newton'un 3.kanununa göre, $T_1 = -T_1'$ ve $T_1 = T_1'$ ele alınmıştır. Görüldüğü gibi 2 sayılı cisim sabitlenmiş eksen etrafında dönme hareketi yapmaktadır. Sabitlenmiş eksen etrafında dönen cismin hareketinin diferansiyel denklemi yazılmıştır.

$$I_{Az}\alpha = \sum M_z(F_i^e) \quad (5.63)$$

$$I_{Az}\alpha = M + T_1'R_2 - T_3r_2 \quad (5.64)$$

veya

$$m_2\rho_2^2\alpha = (5Nm) + 0,8T_1 - 0,2T_3 \quad (5.65)$$

Bilindiği üzere, çemberin ivmesi,

$$a_2 = a_1 = aR_2 \quad (5.66)$$

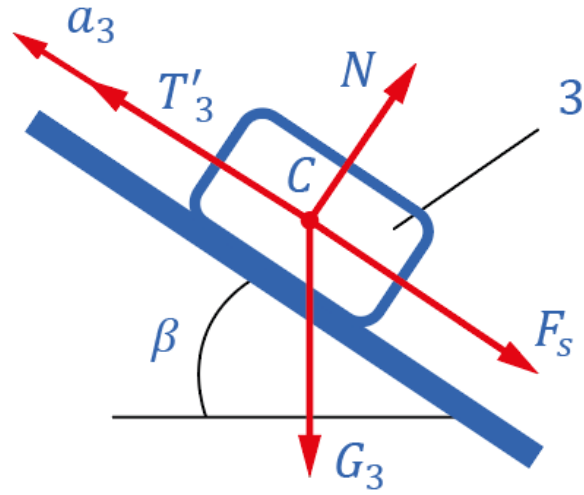
$$\alpha = a_1/R_2 \quad (5.67)$$

Buna göre,

$$(6\text{kg})(0,6\text{m})^2(a_1/0,8) = (5Nm) + 0,8T_1 - 0,2T_3 \quad (5.68)$$

veya

$$2,7a_1 = (5Nm) + 0,8T_1 - 0,2T_3 \quad (5.69)$$



Şekil 5.6. Mekanik sistemin ilerleme hareketinin incelenmesi

Üçüncü cismin hareketini göz önüne alalım. Burada 3 sayılı cisme etkiyen ağırlık G_3 , sürtünme F_s , normal N ve uzamayan ipteki T'_3 gerilme kuvvetleri gösterilmiştir. Sonra ilerleme hareketinde bulunan üçüncü cismin hareketinin denklemini yazılmıştır.

$$m_3 \frac{d^2 s}{dt^2} = m_3 a_3 = T'_3 - G_3 \sin \beta - F_s \quad (5.70)$$

Burada:

$$T'_3 = T_3; \quad (5.71)$$

$$F_s = \mu N = \mu G_3 \cos \beta \quad (5.72)$$

$$a_3 = a_1 \frac{r_2}{R_2} \quad (5.73)$$

Bu değerleri yerine yazalım,

$$m_3 a_1 \frac{r_2}{R_2} = T_3 - m_3 g \sin \beta - \mu m_3 g \cos \beta \quad (5.74)$$

veya

$$4 \frac{0,2}{0,8} a_1 = T_3 - (4\text{kg})\left(\frac{9,81\text{m}}{\text{s}^2}\right)(0,5) - (0,1)(4\text{kg})\left(\frac{9,81\text{m}}{\text{s}^2}\right)(0,866) \quad (5.75)$$

$$a_1 = T_3 - 23,02 \quad (5.76)$$

Denklemleri beraber çözersek 1 sayılı cismin a_1 ivmesini bulunmuştur.

$$22,5a_1 = 80,46 \quad (5.77)$$

$$a_1 = 3,576 \text{ m/s}^2$$

Görüldüğü gibi verilen mekanizmayı beş farklı yöntemle ivme analizi yaptığımızda 1 sayılı cismin ivmesi yaklaşık sonuç $a_1 = 3,6 \text{ m/s}^2$ elde edilmiştir.

Cevap: $a_1 = 3,6 \text{ m/s}^2$

BÖLÜM 6

SİSTEMİN MATEMATİKSEL MODELİ VE SİMÜLASYONU

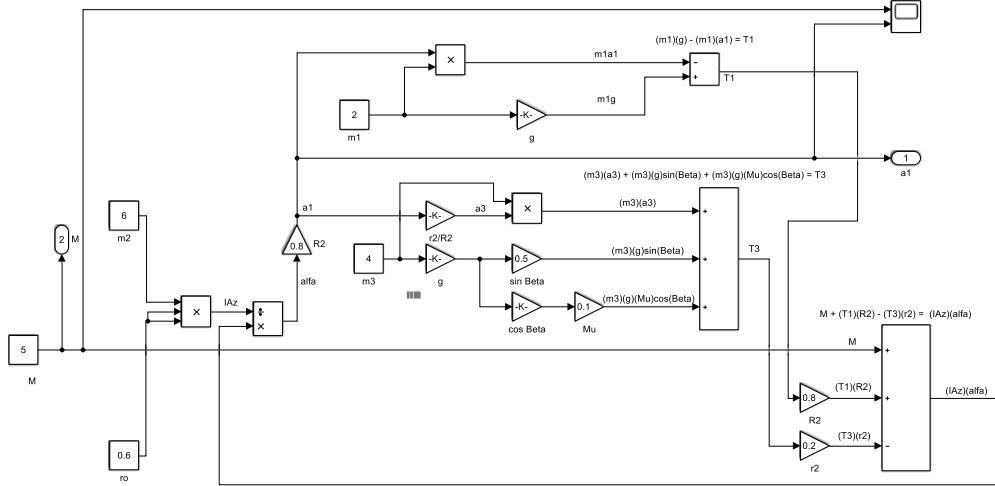
Ele alınan tek serbestlik dereceli sistemin denklemleri her bir cismin serbest cisim diyagramlarından faydalanılarak ve Newton'un İkinci Hareket Yasası kullanılarak aşağıdaki gibi oluşturulmuştur.

$$m_1g - m_1a_1 = T_1 \quad (6.1)$$

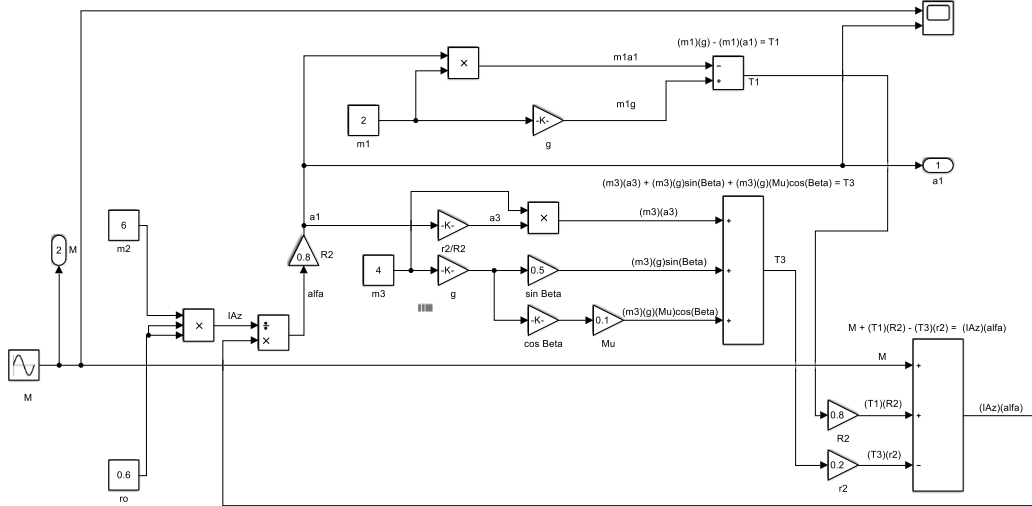
$$m_3g\sin\beta + m_3g\mu\cos\beta + m_3a_3 = T_3 \quad (6.2)$$

$$M + T_1R_2 - T_3r_2 - m_3a_3 = I_{Az}\alpha \quad (6.3)$$

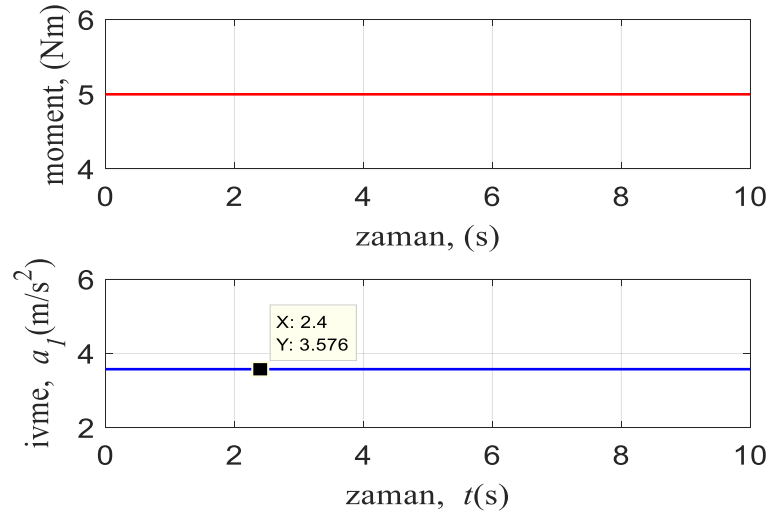
Yukarıda oluşturulan eşitlikler sistemin simülasyonunu elde etmek amacı ile Matlab-Simulink yazılımına aktarılmıştır. Oluşturulan Simulink modelinde girdi olarak hem sabit hem de sinüs fonksiyonu şeklinde iki ayrı moment değeri sistem üzerindeki iki numaralı cisme sırasıyla Şekil 6.1 ve Şekil 6.2'deki gibi uygulanmıştır. Sonuç olarak sistemdeki 1 numaralı cismin ivmesi her iki girdiye göre elde edilmiş ve Matlab ortamında oluşturulan grafikler Şekil 6.3 ve Şekil 6.4'te gösterilmiştir.



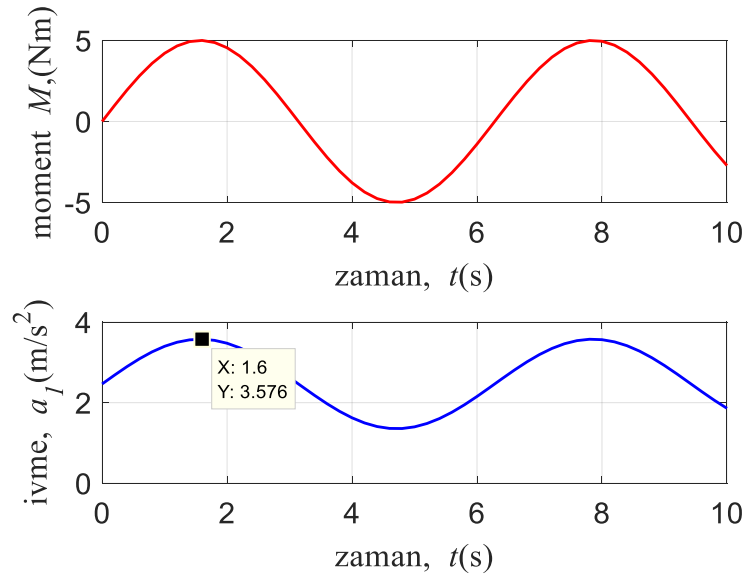
Şekil 6.1. Sabit uygulanan moment ile elde edilen simulink modeli



Şekil 6.2. Sinüs fonksiyonu şeklinde uygulanan moment ile elde edilen simulink modeli



Şekil 6.3. Sabit uygulanan moment sonucu 1 numaralı cismin ivme sonuçları.



Şekil 6.4. Sinüs fonksiyonu şeklinde uygulanan moment sonucu 1 numaralı cismin ivme sonuçları

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

Mekanizma bilimi türetilmiş bir bilimdir ve temellerini uygulamalı mekanik ve matematikten almıştır. Her türden cismin sahip olduğu hareketin geometrik temsilinin incelenmesi ve ölçülmesi mekanik sistemlerin anlaşılması açısından önem taşımaktadır. Kinematik, mekanik noktaların, cisimlerin ve sistemlerin, ilişkili fiziksel özellikleri ve üzerlerine etki eden kuvvetleri dikkate almadan hareketinin incelenmesidir. Kinematik, genellikle hareketin geometrisi olarak adlandırılır ve bu hareketleri cebir kullanarak matematiksel olarak modellemektedir.

Kinematik, hareketi tanımlamak için noktaların, çizgilerin ve diğer geometrik nesnelerin yörüngelerini ve bunların diferansiyel özellikleri hız ve ivme inceler. Bir kinematik problem, sistem içindeki noktaların bilinen herhangi bir konum, hız veya ivme değerlerinin başlangıç koşullarını bildirerek başlamaktadır. Ardından, geometriden gelen argümanlar kullanılarak sistemin herhangi bir parçasının konumu, hızı ve ivmesi belirlenmektedir. Mekanizma veya bağlı mekanik sistem, birbirine bağlı birkaç katı cisimden oluşmaktadır. Bağlı bir mekanik sistemin hareketi, tüm bileşenlerinin konumu, hızı ve ivmesi ile tanımlanır.

Mekanizma alanındaki herhangi bir araştırmanın nihai amacı tasarım aşamasında mekanizma optimizasyonunu hesaplamaktır. Özellikle karmaşık mekanizmaların, mekanik bileşenlerin ve sistemlerin tasarım analizini ve optimizasyonunu kolaylaştırmak için kinematik parametrelerin doğru belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışma, mekanizma sentez sürecindeki kinematik tasarım ve analiz yöntemlerine odaklanmaktadır. Kinematik tasarımın ana görevi, istenen hareket gereksinimlerini yerine getirmek için tüm olası çözümleri yapısal parametreler biçiminde bulmaktır.

Hareket denklemlerinin nasıl ve nerede uygulayacağını bilmesi ve bunların sınırlamalarının uygun işaret kurallarıyla kullanılması, mühendislere makinenin nasıl çalıştığı ve gerekli bir hareketi elde etmek için hangi tasarım yönlerinin değiştirilebileceği hakkında fikir vermektedir. Makine kinematığının incelenmesinin arkasında pek çok amaç yatmaktadır. Hangi yönde hareketin mümkün olduğunu ve hangi yönde hareketin kısıtlandığını hesaplayabilmek için serbestlik derecesini bilmemiz gerekmektedir. Kısacası, uygun kinematik parametrelerin belirlenmesi mekanizmaların sentezi için de temel teşkil etmektedir.

Çalışmada, literatür araştırması yoluyla ve teorik bilgiler kullanılarak hesaplamalı kinematik araştırma alanından yararlanılmış ve sayısal çözüm yöntemleri yardımıyla problem çözümü gösterilmiştir. Tek serbestlik dereceli mekanizmanın beş farklı yöntem ile ivme analizi yapılmıştır.

Ele alınan beş farklı yöntem ve oluşturulan sistemin simulink modeli ile elde edilen ivme sonuçlarının birbirleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca elde edilen simulink modeli sayesinde tek bir girdi yerine farklı girdilerle herhangi bir hesaplama yapılmaksızın sistem üzerinden istenilen parametre sonuçlarının elde edilebileceği de gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

1. Öztürk, R., “Mekanizmalar 1. Hafta”, *Ankara Üniversitesi Tarım Makineleri Ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü*, Ankara (2020)
2. Pala, Y., “Mühendislik Mekaniği Dinamik Matlab Destekli Cilt 4”, *Nobel Yayıncılık*, Ankara, 1-2 (2014).
3. Çayıroğlu, İ., “Mekanizma Tekniği Ders Notları”, *Karabük Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği Bölümü*, Karabük (2023).
4. İnternet: T.C Milli Eğitim Bakanlığı, “Mekanizmalar-1”, http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Mekanizmalar%201.pdf (2014).
5. İnternet: T.C Milli Eğitim Bakanlığı, “Hareket İletme Elemanları”, http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Hareket%20%C4%B0letme%20Elemanlar%C4%B1.pdf (2014).
6. Polat, M. ve Yıldırım T.L. “Fizik I Ders Notları”, *Hacettepe Üniversitesi Fizik Mühendisliği Bölümü*, Ankara (2012).
7. Selbuz, L., “Fizik I Ders Notları”, *Ankara Üniversitesi Fizik Mühendisliği Bölümü*, Ankara (2023).
8. Serway R.A ve Beichner R.J., “Fen ve Mühendislik İçin Fizik-1 Cilt 5”, Çolakoğlu K., *Palme Yayıncılık*, Ankara, 183-200,252-308 (2012).
9. İnternet: Harran Üniversitesi, “Yaylar ve Makaralar Deney Seti”, <http://web.harran.edu.tr/assets/uploads/sites/61/files/yaymakarasideneyfoyu-17102016.pdf> (2015)
10. Eyvazlı E.B., “Statik Cilt 1”, *Nobel Yayıncılık*, Ankara, 3-5 (2019)
11. Eyvazlı E.B., “Dinamik Cilt 3”, *Nobel Yayıncılık*, Ankara, 1-6,212-217 (2019)
12. Öztürk, R., “Mekanizmalar 7. Hafta”, *Ankara Üniversitesi Tarım Makineleri Ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü*, Ankara (2020).
13. Aktaş, K.G., “Yatay Eksenli Bir Çamaşır Makinesinin Dinamik Modellenmesi ve Titreşim Karakteristiklerinin Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 2-37 (2016).

14. Altın, S., "Mekanik Sistemlerin Hareketini İfade Eden Diferansiyel Denklemlerin Yüksek Dinamik Yöntemleriyle İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Bartın, 3-23 (2017).
15. Eroğlu, M., Koç, M. A., Kozan, R., ve Esen, İ., "Kayan kipli kontrol kullanılarak çeyrek araç ve köprü titreşimlerinin aktif kontrolü", **Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi**, 37 (4): 1957–1970 (2022).
16. Turhan Ö., "Makine Teorisi Mekanizmalar ve Makina Dinamiği Cilt 2", **Nobel Yayıncılık**, Ankara, 324-331 (2014).
17. Pehlivan, F., "Raylı Sistem Araçlarının Titreşimlerinin Elektrik-Mekanik Anoloji ile Modellenmesi ve Simülasyonu", Doktora Tezi, **Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü**, Karabük, 11-55 (2020).
18. Sheng, G. G. and Wang, X., "The geometrically nonlinear dynamic responses of simply supported beams under moving loads", **Applied Mathematical Modelling**, 48: 183–195 (2017).
19. Stroe, I., Staicu, S., and Craifaleanu A., "Internal forces calculus of compass robotic arm using lagrange equations", **System**, 1: 0–5 (2011).
20. Çakan, A., Botsali, F. M., and Tınkır, M., "Modeling and controller comparison for quarter car suspension system by using PID and type-1 fuzzy logic", **Applied Mechanics And Materials**, 598: 524–528 (2014).
21. Yüksel, Ş. And Aksoy T.M., "Flexural vibrations of a rotating beam subjected to different base excitations", **Gazi University Journal Of Science**, 22(1): 33-40 (2009)
22. Lundberg, T., "Analysis of simplified dynamic truck models for parameter evaluation", Master Thesis, **Department of Aeronautical and Vehicle Engineering KTH Royal Institute of Technology**, Stockholm, 1-10 (2013).
23. Durmuş, B., vd., "Puma 560 Robot Arm Manipulator", **Elec Lett Sci Eng** 2(2):21–30 (2006).
24. Lin, S. C. and Hsiao, K. M., "Vibration analysis of a rotating Timoshenko beam", **Journal Of Sound And Vibration**, 240(2): 303–322 (2001).
25. Doroshin, A.V., "Exact solutions for angular motion of coaxial bodies and attitude dynamics of gyrostator-satellites", **International Journal Of Non-Linear Mechanics**, 50: 68-74 (2013).
26. Li.Y., Qu, Y., Xie, F.and Meng, G., "An arbitrary Lagrangian-Eulerian method for nonlinear structural-acoustic interaction of hyperelastic solid and compressible viscous fluid", **Journal Of Computational Physics**, 471(800): 111665(2022).

27. Aktaş, K. G., "Piezoelektrik sensör ve eyleyici entegre edilmiş akıllı giriş ve plakaların aktif titreşim kontrolü, statik ve dinamik analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü*, Karabük, 2-37 (2021).
28. Blejwas, T. E., "The Simulation of Elastic Mechanisms Using Kinematic Constraints and Lagrange Multipliers", *Mechanism & Machine Theory*, 16 (4): 441-445 (1981).
29. Misyurin, S. Y., Kreinin, G. V., Nosova, N. Y., and Nelubin, A. P., "Six-Legged Walking Robot (Hexabot), Kinematics, Dynamics and Motion Optimization", *Procedia Computer Science*, 190 (4): 604-610 (2021)
30. Zhou, Z., Yang, X., Wang, H., and Zhang, X., "Coupled dynamic modeling and experimental validation of a collaborative industrial mobile manipulator with human-robot interaction", *Mechanism And Machine Theory*, 176 : 105025 (2022).
31. Al-Qahtani, H. M., Mohammed, A. A., and Sunar, M., "Dynamics and Control of a Robotic Arm Having Four Links", *Arabian Journal For Science And Engineering*, 42 (5): 1841-1852 (2017).
32. Adar, N. G., Ören, H., ve Kozan, R., "Beş serbestlik dereceli robot kolunun modellenmesi ve kontrolü", *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* 17 (1): 155-160 (2013).
33. Zhang, X., Wang, H., Zhao, Q., and Zhou, X., "Structural modeling and dynamic analysis of the two-segment deployable beam system", *International Journal Of Mechanical Sciences*, 233: 107633 (2022).
34. Aykaç, A., "Dönme Hareketi ve İskelet-Kas Biyomekaniği", *Yakın Doğu Üniversitesi Biyofizik ABD*, Lefkoşa (2021).
35. İnternet: Ankara Üniversitesi, "İtme ve Momentum", https://acikders.ankara.edu.tr/pluginfile.php/32675/mod_resource/content/0/9.%20HAFTA-%C4%B0TME%20VE%20MOMENTUM.pdf (2023).
36. Kırıl, Z., "Mekanik Titreşimler Ders Notları", *Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü*, İzmir (2023).
37. Aköz A.Y. ve Omurtag M.H., "Mühendisler İçin Mekanik Dinamik Cilt 1", *Beta Yayıncılık*, İstanbul, 213-217 (1993).
38. Söylemez E., "Makine Teorisi-2 Makina Dinamiği Cilt 1", *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 70-76, 120-132 (2007).

ÖZGEÇMİŞ

Barış ÖZKAN ilk ve orta öğrenimini Zonguldak şehrinde tamamladı.2013 yılında Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Raylı Sistemler Mühendisliği Programı'na başladı.2016 ve 2017 yılları arasında zorunlu stajlarını Çelikoğlu D.Ç. ve TCDD Karabük Depo Müdürlüğü'nde Stajyer Mühendis olarak tamamladı ve 2018 senesinde mezun oldu. 2020 senesinde Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Yüksek Lisans bölümüne başladı.