

**NEOPLAN SEYAHAT OTOBÜSÜ BAGAJ KAPAĞI
MEKANİZMASININ ANALİZİ**

Hüseyin ERDOĞAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2008

ANKARA

Hüseyin ERDOĞAN tarafından hazırlanan NEOPLAN SEYAHAT OTOBÜSÜ BAGAJ KAPAĞI MEKANİZMASININ ANALİZİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ

.....

Tez Danışmanı, Makine Müh. Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Faruk MENDİ

.....

Tasarım ve Konstrüksiyon Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ

.....

Makine Müh. Anabilim Dalı, G.Ü.

Yrd. Doç. Dr. Selim TÜRKBAŞ

.....

Makine Müh. Anabilim Dalı, G.Ü.

Tarih: 24/04/2008

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

Prof. Dr. Nermin ERTAN

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki tüm bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orjinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Hüseyin ERDOĞAN

**NEOPLAN SEYAHAT OTOBÜSÜ BAGAJ KAPAĞI
MEKANİZMASININ ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Hüseyin ERDOĞAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2008

ÖZET

Bu çalışmada , MAN-Neoplan seyahat otobüslerinin bagaj kapağı mekanizması detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu konunun tez konusu olarak seçilmesinin nedeni müşteri şikayetleridir. Çalışmada önce mevcut bagaj kapağı mekanizmasının sentezi, kinematik, kinetik ve gerilme analizleri yapılmıştır. Analizler sırasında VisualNASTRAN Desktop programının eğitim versiyonundan ve işletmedeki lisanslı CATIA istasyonundan faydalanılmıştır. Yapılan analizler sonucunda problemlili parçanın taşıyıcı kol olduğu anlaşılmıştır. Çalışmanın sonucunda sorunun giderilmesine yönelik yeni bir taşıyıcı kol geometrisi öngörülmüştür. Bu kapsamda araca uygulanacak alternatif çözüm sayesinde müşteri şikayetleri giderilmiş ve araç kalite seviyesi yükseltilmiş olacaktır. Tez çalışması incelendiğinde bir mühendislik problemi çalışılırken gerekli analizlerin yapılmasının önemi göze çarpmaktadır. Gerek sonradan ortaya çıkan problemler için gerekse ürün tasarım aşamasındayken mühendislik analizlerinin yapılması ve tasarımların analitik olarak incelenmesi hata oranlarını düşürecektir. Bu sayede ürün kalite seviyesi istenilen düzeylere ulaşacaktır.

Bilim Kodu : 914.1.073
Anahtar Kelimeler : Mekanizmanın kinematik analizi, gerilme analizi
Sayfa Adedi : 105
Tez Yöneticisi : Prof.Dr. Müfit GÜLGEÇ

**ANALYSIS OF THE BAGGAGE DOOR MECHANISM FOR
NEOPLAN COACH
(M.Sc. Thesis)**

Hüseyin ERDOĞAN

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
May 2008**

ABSTRACT

In this study, MAN-Neoplan Coach's baggage mechanism is examined in details. The reason of choosing this matter is customer complaints. In this study firstly the synthesis, kinematics, kinetics and the stress analysis of the baggage mechanisms which is in use is made. In this analysis, VisualNASTRAN Desktop's educational version and CATIA workstation which is in the company is used. The end of this analysis, the deformation of the existing structure has been obtained and a new structure have been proposed for solving this problem. In this aspect thanks to this alternative solution that will be applied to the vehicle the customer complaints will be abolished and the quality degree of the vehicle will be increased. When the thesis study is examined it catches eye that the analysis of the problem is important while studying an engineering problem. Not only in the stage of design but also for the problems that may appear in later stages it is very important to make engineering analysis and the analytical examinations of the products for reducing the fault proportion.

Science Code : 914.1.073
Key Words : Kinematic analysis of the mechanism, stress analysis
Page Number : 105
Adviser : Prof.Dr. Müfit GÜLGEÇ

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardımları ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Sayın Prof.Dr. Müfit GÜLGEÇ'e yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Selim TÜRKBAŞ'a, ayrıca Makine Mühendisi Sayın Hüseyin ÇAVDAR'a "M.A.N Türkiye A.Ş. Teknik Departmanı", Makine Öğretmeni Sayın İlhan SELBES'e "M.A.N Türkiye A.Ş. AR-GE Departmanı" ve çok değerli eşim, Endüstri Mühendisi Sayın Hale ERDOĞAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xv
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ.....	1
2. MEVCUT MEKANİZMANIN SENTEZİ.....	4
2.1. Üç Konum Sentezi İçin Mekanizmanın Grafiği.....	4
2.2. W, Z, W^*, Z^* Vektörleri 1. ve 2. Konum İçin İntput Değerleri.....	6
2.3. W, Z, W^*, Z^* Vektörleri 1. ve 3. Konum İçin İntput Değerleri.....	7
2.4. W ve Z Vektörleri İçin Dyad Denklemleri.....	8
2.5. W^* ve Z^* Vektörleri İçin Dyad Denklemleri.....	10
2.6. W, Z, W^*, Z^* Vektörleri Gerçek Değerler İle Sentez Değerlerinin Karşılaştırılması.....	11
3. MEVCUT MEKANİZMANIN KİNEMATİK ANALİZİ.....	12
3.1. Mekanizmanın Serbestlik Derecesi, Uzun Boyutları ve Kapalı Döngü Denklemleri.....	12
3.2. Mekanizmanın Konum Analizi.....	14
3.2.1. 1.Döngü konum analizi.....	14

Sayfa

3.2.2. 2.Döngü konum analizi.....	15
3.2.3. Döngü denklemlerinin Mathcad ‘te yazılması.....	16
3.2.4. Döngü denklemlerinin sonuçları.....	17
3.3. Mekanizmanın Hız Analizi.....	18
3.3.1. 1.Döngü hız analizi.....	18
3.3.2. 2.Döngü hız analizi.....	19
3.3.3. W_3 açısal hızının elde edilmesi.....	21
3.3.4. Döngü denklemlerinin Mathcad ‘te yazılması.....	22
3.3.5. Döngü denklemlerinin sonuçları.....	23
3.3.6. Noktasal hız vektörleri.....	23
3.3.7. Noktasal hız vektörleri sonuçları.....	24
3.4. Mekanizmanın İvme Analizi.....	24
3.4.1. 1.Döngü ivme analizi.....	24
3.4.2. 2.Döngü ivme analizi.....	26
3.4.3. Γ_3 açısal ivmesinin elde edilmesi.....	29
3.4.4. Döngü denklemlerinin Mathcad ‘te yazılması.....	30
3.4.5. Döngü denklemlerinin sonuçları.....	31
3.4.6. Noktasal ivme vektörleri.....	31
3.4.7. Noktasal ivme vektörleri sonuçları.....	34
4. MEVCUT MEKANİZMANIN KİNETİK ANALİZİ.....	35
4.1. Mekanizmanın Kinetik Gösterimi.....	35
4.2. F_d Dış Kuvvetinin Elde Edilmesi.....	37
4.3. 2 ve 3 No’lu Uzuvların Kinetik Analizi.....	39

Sayfa

4.3.1. Uzuvarın serbest cisim diyagramları ve denklemler.....	40
4.3.2. Uzuvarın ağırlık merkezindeki çizgisel ivmeleri.....	41
4.3.3. Moment denklemindeki vektörlerin bulunuşu.....	42
4.3.4. Denklemlerinin sonuçları.....	43
4.4. 4 No'lu Uzuvarın Kinetik Analizi.....	43
4.4.1. Uzuvarın serbest cisim diyagramı ve denklemler.....	44
4.4.2. Uzuvarın ağırlık merkezindeki çizgisel ivmesi.....	44
4.4.3. Moment denklemindeki vektörlerin bulunuşu.....	45
4.4.4. Denklemlerinin sonuçları.....	46
4.5. 5 ve 6 No'lu Uzuvarların Kinetik Analizi (Amortisör Analizi).....	46
4.5.1. Uzuvarların kinetik denklemleri.....	46
4.5.2. Uzuvarların ağırlık merkezindeki çizgisel ivmeleri.....	47
4.5.3. F_a amortisör kuvvetinin bulunuşu.....	48
4.5.4. Denklemlerinin sonuçları.....	49
4.6. Denklemlerin Mathcad Ortamında Yazılması.....	49
5. MUKAVEMET ANALİZİ.....	50
5.1. VisualNastran Desktop Programı.....	50
5.1.1. VisualNastran Desktop programında kısıtlar.....	51
5.1.2. VisualNastran Desktop programında dış etmenlerin tanımlanması.....	52
5.1.3. VisualNastran Desktop programında istenen sonuç değerleri.....	54
5.2. VisualNastran Desktop Programında Taşıyıcı Kol Mukavmet Analizi.....	56
5.2.1. Mevcut taşıyıcı kolun mukavemet analizi.....	57
5.2.2. Alternatif taşıyıcı kolun mukavemet analizi.....	60

Sayfa

5.3. Malzemenin Sürekli Mukavemet Sınırı.....	65
5.4. Makine Parçasının Sürekli Mukavemet Sınırı.....	65
5.4.1. ka yüzey düzeltme faktörü.....	66
5.4.2. kb büyüklük faktörü.....	66
5.4.3. kc güvenilirlik faktörü.....	67
5.4.4. kd sıcaklık faktörü.....	67
5.4.5. ke çentik faktörü.....	67
5.4.6. kf diğer faktörler.....	69
5.5. Makine Parçasının Mukavemet-Ömür Grafiği.....	69
5.5.1. Mevcut taşıyıcı kolun ömrü.....	70
5.5.2. Alternatif taşıyıcı kolun ömrü.....	70
5.5.3. Sonuçların karşılaştırılması.....	71
5.6. Değişken Gerilmelere Göre Mukavemet Sınırları.....	72
5.6.1. Mevcut taşıyıcı kolun mukavemet sınırları.....	72
5.6.2. Alternatif taşıyıcı kolun mukavemet sınırları.....	73
5.7. Değişken Gerilmelere Göre Maksimum Minimum Mukavemet Değerleri....	74
5.7.1. Mevcut taşıyıcı kolun maksimum minimum gerilme değerleri.....	74
5.7.2. Alternatif taşıyıcı kolun maksimum minimum gerilme değerleri.....	75
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	76
KAYNAKLAR.....	78
EKLER.....	79
EK-1 Konum analizi nümerik sonuçları.....	80
EK-2 w_3 açılma hızının her adımdaki değişimin grafiği.....	81
EK-3 Hız analizi döngü denklemlerinin MATHCAD'te yazılması.....	82
EK-4 Hız analizi nümerik sonuçları.....	83

Sayfa

EK-5 Hız vektörleri.....	84
EK-6 İvme analizi döngü denklemlerinin MATHCAD’te yazılması.....	86
EK-7 İvme analizi nümerik sonuçları.....	87
EK-8 İvme vektörleri.....	88
EK-9 Kuvvet ölçüm verileri.....	91
EK-10 Vektör Bileşenleri.....	92
EK-11 2 ve 3 no’lu uzuvlara gelen kuvvetler.....	93
EK-12 4 no’lu uzuv Vektör bileşenleri.....	94
EK-13 4 no’lu uzva gelen kuvvetler.....	95
EK-14 F_a amortisör kuvveti değişimi.....	96
EK-15 5 ve 6 no’lu uzuvlara gelen kuvvetler.....	97
EK-16 Kinetik denklemlerin MATHCAD’te yazılması.....	98
EK-17 VisualNASTRAN Desktop Mevcut Taşıyıcı Kolun Maksimum Minimum Gerilme Değerleri.....	100
EK-18 VisualNASTRAN Desktop Mevcut Taşıyıcı Kolun Maksimum Minimum Gerilme Değişimi.....	101
EK-19 Makine Parçasının Mukavemet-Ömür Grafiği	102
EK-20 VisualNASTRAN Desktop Alternatif Taşıyıcı Kolun Maksimum Minimum Gerilme Değerleri.....	103
EK-21 VisualNASTRAN Desktop Alternatif Taşıyıcı Kolun Maksimum Minimum Gerilme Değişimi.....	104
ÖZGEÇMİŞ.....	105

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Sentez sonucunda mekanizma teorik ve gerçek uzuv boyları.....	11
Çizelge 3.1. 1.Döngü konum analizi halka kapanış denklemleri.....	15
Çizelge 3.2. 2.Döngü konum analizi halka kapanış denklemleri.....	16
Çizelge 3.3. 1.ve 2.Döngü konum analizi halka kapanış denklemleri.....	16
Çizelge 3.4. 1.Döngü hız analizi halka kapanış denklemleri.....	19
Çizelge 3.5. 2.Döngü hız analizi halka kapanış denklemleri.....	20
Çizelge 3.6. 1.ve 2.Döngü hız analizi halka kapanış denklemleri.....	21
Çizelge 3.7. w_3 açısal hızının her adımdaki nümerik değeri.....	22
Çizelge 3.8. 1.Döngü ivme analizi halka kapanış denklemleri.....	26
Çizelge 3.9. 2.Döngü ivme analizi halka kapanış denklemleri.....	28
Çizelge 3.10. 1.ve 2.Döngü ivme analizi halka kapanış denklemleri.....	29
Çizelge 3.11. γ_3 açısal hızının her adımdaki nümerik değeri.....	30
Çizelge 4.1. Kuvvet ölçüm verileri.....	37
Çizelge 5.1. Güvenilirlik oranına göre k_c güvenilirlik faktörü.....	67

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Üç konum sentezi için kinematik gösterim.....	5
Şekil 3.1. Kinematik analiz kinematik diyagramı.....	12
Şekil 3.2. Konum analizi MATHCAD formülasyonu.....	17
Şekil 4.1. Mekanizmanın kinetik gösterimi.....	36
Şekil 4.2. 2 ve 3 numaralı cisimlerin sebest cisim diyagramları.....	40
Şekil 4.3. 4 numaralı cismin sebest cisim diyagramı.....	44
Şekil 5.1. İmalat yöntemi ve çekme dayanımına göre ka yüzey faktörü.....	66
Şekil 5.2. Çentik yarıçapı ve çekme dayanımına göre q çentik hassasiyeti.....	68
Şekil 5.3. Çentik ve mil çapına göre Kt geometrik boyut faktörü.....	68

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Neoplan Tourliner seyahat otobüsü ön görünüşü.....	1
Resim 1.2. Neoplan Tourliner seyahat otobüsü yan görünüşü.....	2
Resim 1.3. Neoplan Tourliner bagaj mekanizması açık pozisyonu.....	2
Resim 1.4. Neoplan Tourliner bagaj mekanizması yan görünüşü.....	3
Resim 5.1. VisualNastran Desktop kısıtlar.....	51
Resim 5.2. VisualNastran Desktop ankastre bağlantı.....	52
Resim 5.3. VisualNastran Desktop dış etmenler; kuvvet.....	53
Resim 5.4. VisualNastran Desktop dış etmenler; tork.....	53
Resim 5.5. VisualNastran Desktop dış etmenler; dağılımlı yük.....	54
Resim 5.6. VisualNastran Desktop dış etmenler; basınç.....	54
Resim 5.7. VisualNastran Desktop sonuçlar; konum,hız,ivme,momentum.....	55
Resim 5.8. VisualNastran Desktop sonuçlar; reaksiyon kuvveti.....	55
Resim 5.9. VisualNastran Desktop sonuçlar; von Mises maksimum gerilme.....	56
Resim 5.10. Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 5. frame.....	57
Resim 5.11. Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 10. frame.....	58
Resim 5.12. Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 15. frame.....	58
Resim 5.13. Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 20. frame.....	59
Resim 5.14. Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 25. frame.....	59
Resim 5.15. Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 30. frame.....	60
Resim 5.16. Mevcut taşıyıcı kolun geometrisi.....	61
Resim 5.17. Alternatif taşıyıcı kolun geometrisi.....	61
Resim 5.18. Alternatif Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 5. frame.....	62

Resim	Sayfa
Resim 5.19. Alternatif Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 10. frame.....	62
Resim 5.20. Alternatif Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 15. frame.....	63
Resim 5.21. Alternatif Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 20. frame.....	63
Resim 5.22. Alternatif Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 25. frame.....	64
Resim 5.23. Alternatif Taşıyıcı kol maksimum gerilme değeri; 30. frame.....	64

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
$(\beta_2)_1$	MC ₂ vektörünün 1. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.
$(\alpha_2)_1$	CP vektörünün 1. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.
$(\beta_2^*)_1$	D ₀ D ₂ vektörünün 1. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.
$(\alpha_2)_2$	CP vektörünün 2. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.
$(\beta_2^*)_2$	D ₀ D ₃ vektörünün 2. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.
$(\beta_3)_3$	MC ₄ vektörünün 3. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.
$(\alpha_3)_3$	C ₄ P ₄ vektörünün 3. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.
$(\beta_3^*)_3$	D ₀ D ₄ vektörünün 3. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.
σ_{ut}	Malzemenin çekme dayanımı
S_e	Malzemenin sürekli mukavemet sınırı
S_e^I	Makine parçasının sonlu mukavemet sınırı
k_a	Yüzey Düzeltme Faktörü
k_b	Büyükklük Faktörü
k_c	Güvenilirlik Faktörü
k_d	Sıcaklık Faktörü
k_e	Çentik Faktörü
d	Taşıyıcı kolun çapı
q	Çentik hassasiyeti
K_t	Geometrik boyut faktörü
K_f	Çarpım faktörü
d_I	Kablo delik çapı
k_f	Diğer Faktörler
σ_{MAX}	Maksimum Normal Gerilme
σ_{MIN}	Minimum Normal Gerilme
σ_m	Ortalama Gerilme

Simgeler	Açıklama
σ_a	Gerilme Genliği
S_m	Kabul edilebilir Ortalama Gerilme
S_a	Kabul edilebilir Gerilme Genliği
N_f	Makine parçasının ömrü
N_{ort}	Makine parçasının ortalama ömrü

1. GİRİŞ

Neoplan seyahat otobüsleri bagaj kapağı mekanizmasında müşteri şikayeti doğrultusunda araştırma-geliştirme departmanınca incelemeye alınan problem tez konusunun ana amacıdır. Bu tezde içerik olarak mevcut mekanizmanın mühendislik analizleri yapılacaktır ve sonuçlar değerlendirilecektir. Ayrıca mevcut mekanizma içerisinde bulunan taşıyıcı kol için alternatif bir tasarım yapılacaktır ve iki parça ömür hesapları açısından karşılaştırılacaktır.

Tez çalışmasında göz önüne alınan araç Neoplan Tourliner aracının bagaj mekanizmasıdır. Bu aracın ön görünüşü Resim 1.1’de ve yan görünüşü Resim 1.2’de gösterilmektedir. Ayrıca aracın bagaj mekanizması Resim 1.3 ve Resim 1.4’te gösterilmektedir.



Resim1.1. Neoplan Tourliner seyahat otobüsü ön görünüşü



Resim1.2. Neoplan Tourliner seyahat otobüsü yan görünüşü



Resim1.3. Neoplan Tourliner bagaj mekanizması açık pozisyonu



Resim 1.4. Neoplan Tourliner bagaj mekanizması yan görünüşü

Mekanizmanın ilk olarak sentez çalışması yapılacaktır. Daha sonra kinematik analizi ve kinetik analizi yapılacaktır. Bu analizlerden elde edilen verilere göre mekanizma uzuvlarının mukavemet analizi yapılacaktır. Elde edilen analiz sonuçlarına göre alternatif çözüm sunulacaktır.

2. MEVCUT MEKANİZMANIN SENTEZİ

Mekanizma sentezinin amacı bir mekanizmanın kinematik analizinden önceki safha olarak mekanizma uzuvlarının boyutlarının tespit edilmesidir [1]. Bu kısımda mevcut mekanizmanın sentez çalışması yapılmış olup teorik olarak uzuv boyutları elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlara göre, mevcut mekanizmadaki uzuv boyutları ile karşılaştırılıp hata oranları gösterilmiştir.

2.1. Üç Konum Sentezi İçin Mekanizmanın Grafiği

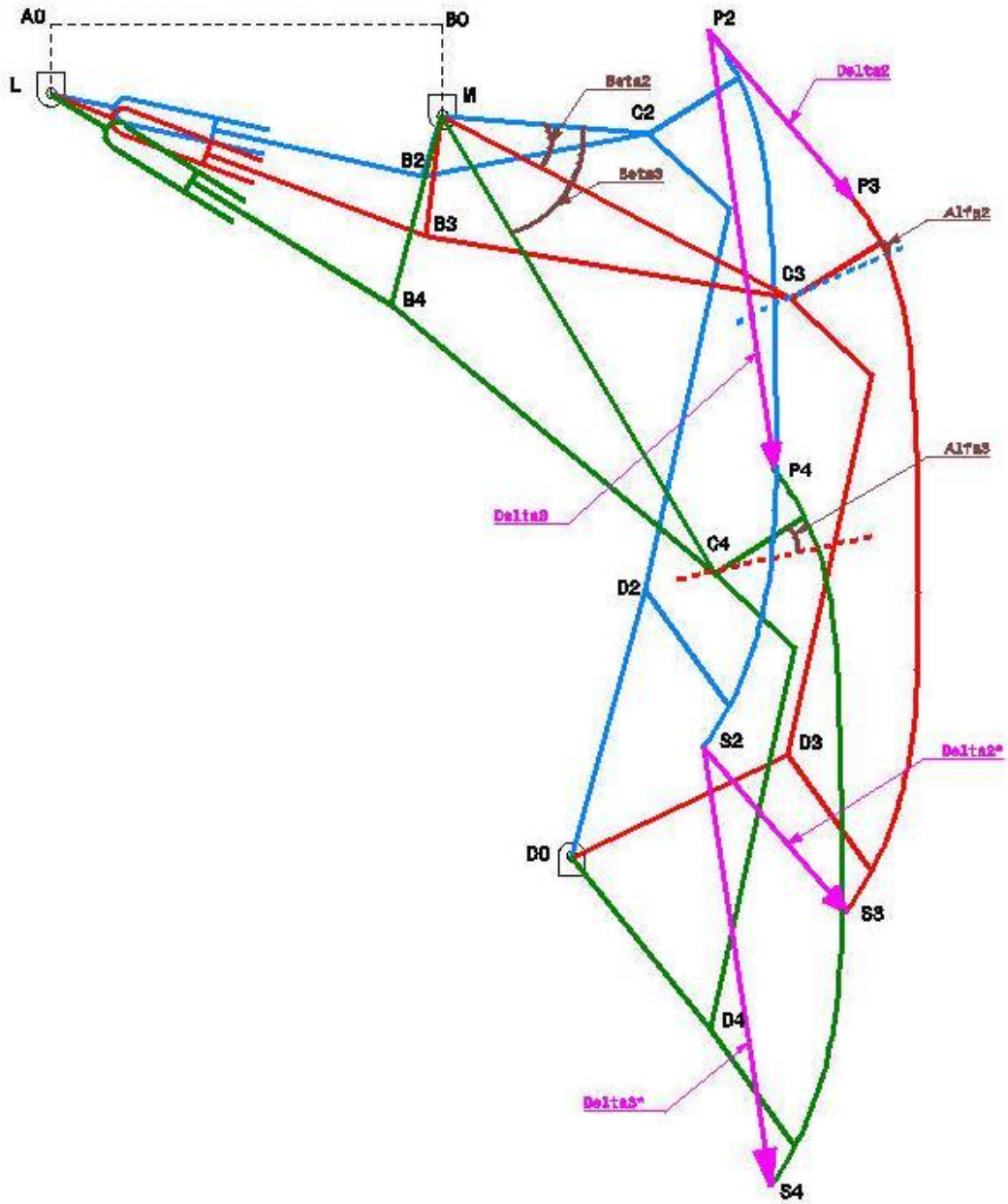
Mekanizmanın 3 konum sentezinde 1. konum olarak kapağın $t=0$ anındaki açık pozisyonu, 2. konum olarak ise kapağın yarım açık anındaki pozisyonu, 3. konum olarak ise kapağın kapalı haldeki pozisyonu dikkate alınmıştır. Buna göre input ve output değerleri aşağıdaki gibidir;

$$\text{Input} : \beta_2, \beta_3, \beta_2^*, \beta_3^*, \alpha_2 = \alpha_2^*, \alpha_3 = \alpha_3^*, \vec{\delta}_2, \vec{\delta}_3, \vec{\delta}_2^*, \vec{\delta}_3^*$$

$$\text{Output} : \vec{W}, \vec{Z}, \vec{W}^*, \vec{Z}^*$$

Mekanizmanın 1. ve 2. konumu, 1. ve 3. konumu için input değerleri sırasıyla yazılır, $\vec{W}, \vec{Z}, \vec{W}^*, \vec{Z}^*$ vektörleri ve bu vektörlerin büyüklükleri Dyad Denklemleri yazılarak bulunur.

Ayrıca mekanizmanın 3 konum sentezi için kinematik gösterimi Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Üç konum sentezi için kinematik gösterim

$$\vec{M}\vec{C}_2 = \vec{W}$$

$$\vec{C}_2\vec{P}_2 = \vec{Z}$$

$$\vec{M}\vec{C}_3 = \vec{W}.e^{i\beta_2}$$

$$\vec{C}_3\vec{P}_3 = \vec{Z}.e^{i\alpha_2}$$

$$\delta_2 = \vec{R}_3 - \vec{R}_2$$

$$\vec{D}_0\vec{D}_2 = \vec{W}^*$$

$$\vec{D}_2\vec{S}_2 = \vec{Z}^*$$

$$\vec{D}_0\vec{D}_3 = \vec{W}^*.e^{i\beta_2^*}$$

$$\vec{D}_3\vec{S}_3 = \vec{Z}^*.e^{i\alpha_2}$$

$$\vec{S}_2^* = \vec{R}_3^* - \vec{R}_2^*$$

$$\vec{M}\vec{C}_4 = \vec{W}.e^{i\beta_3}$$

$$\vec{C}_4\vec{P}_4 = \vec{Z}.e^{i\alpha_3}$$

$$\vec{\delta}_3 = \vec{R}_4 - \vec{R}_2$$

$$\vec{D}_0\vec{D}_4 = \vec{W}^*.e^{i\beta_3^*}$$

$$\vec{D}_4\vec{S}_4 = \vec{Z}^*.e^{i\alpha_3}$$

$$\vec{\delta}_3^* = \vec{R}^* - \vec{R}_2^*$$

2.2. W, Z, W*, Z* Vektörleri 1. ve 2. Konum İçin İntput Değerleri

Birinci ve ikinci konumda mekanizmanın uzuvların açıları teknik dökümandan elde edilir. Buna göre mekanizma CATIA ortamında 3D olarak tasarlanmış ve istenilen konumlar için input değerleri okunmuştur. Buna göre,

$(\beta_2)_1 = 68,53^0$: $\vec{M}\vec{C}_2$ vektörünün 1. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.

$(\alpha_2)_1 = 86,37^0$: $\vec{C}_2\vec{P}_2$ vektörünün 1. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.

$(\vec{\delta}_2)_1 = 1195,51 (77,97^0)$: M sabit mafsal noktası ile P_2 noktasını birleştiren vektördür.

$(\beta_2^*)_1 = 66,31^0$: $\vec{D}_0\vec{D}_2$ vektörünün 1. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.

$(\vec{\delta}_2^*)_1 = 263,49 (15,56^0)$: M sabit mafsal noktası ile S_2 noktasını birleştiren vektördür.

$(\beta_2)_2 = 352,53^0$: $\vec{M}\vec{C}_3$ vektörünün 2. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.

$(\alpha_2)_2 = 83,37^0$: $\vec{C}_3\vec{P}_3$ vektörünün 2. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.

$(\vec{\delta}_2)_2 = 850,84(41,33^0)$: M sabit mafsal noktası ile P_3 noktasını birleştiren vektördür.

$(\beta_2^*)_2 = 352,19^0$: $\vec{D}_0\vec{D}_3$ vektörünün 2. konum için x eksenine ile yapmış olduğu açıdır.

$(\vec{\delta}_2^*)_2 = 793,77 (317,59^0)$: M sabit mafsal noktası ile S_3 noktasını birleştiren vektördür.

Bu veriler doğrultusunda input değerleri aşağıdaki gibi elde edilir. Buna göre;

$$\beta_2 = (\beta_2)_2 - (\beta_2)_1 = 352,53^0 - 68,53^0 \Rightarrow \beta_2 = 284^0 \quad (2.1)$$

$$\alpha_2 = (\alpha_2)_2 - (\alpha_2)_1 = 83,37^0 - 86,37^0 \Rightarrow \alpha_2 = -3^0 \quad (2.2)$$

$$\beta_2^* = (\beta_2^*)_2 - (\beta_2^*)_1 = 352,19^0 - 66,31^0 \Rightarrow \beta_2^* = 285,88^0 \quad (2.3)$$

$$(\vec{\delta}_2)_1 = 1195,51(77,97^0) = 1195,51[\cos(77,97^0) + i \sin(77,97^0)]$$

$$(\vec{\delta}_2)_2 = 850,84(41,33^0) = 850,84[\cos(41,33^0) + i \sin(41,33^0)]$$

$$(\vec{\delta}_2)_1 = 249,173 + i1169,255$$

$$(\vec{\delta}_2)_2 = 638,911 + i561,89$$

$$\vec{\delta}_2 = (\vec{\delta}_2)_1 - (\vec{\delta}_2)_2 = (249,173 + i1169,255) - (638,911 + i561,89)$$

$$\vec{\delta}_2 = -389,738 + i607,365 \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned}
(\vec{\delta}_2^*)_1 &= 263,49(15,56^0) = 263,49[\cos(15,56^0) + i \sin(15,56^0)] \\
(\vec{\delta}_2^*)_1 &= 253,833 + i70,681 \\
(\vec{\delta}_2^*)_2 &= 793,77(317,59^0) = 793,77[\cos(317,59^0) + i \sin(317,59^0)] \\
(\vec{\delta}_2^*)_2 &= 586,07 - i535,343 \\
\vec{\delta}_2^* &= (\vec{\delta}_2^*)_1 - (\vec{\delta}_2^*)_2 = (253,833 + i70,681) - (586,07 - i535,343) \\
\vec{\delta}_2^* &= -322,237 + i606,024 \tag{2.5}
\end{aligned}$$

Buna göre 1. ve 2. konum için \vec{W}, \vec{Z} vektörlerini bulmaya yardımcı olacak olan Dyad denkleminin input değerleri elde edilmiş olur.

$$\begin{aligned}
\beta_2 &= 284^0 \\
\alpha &= -3^0 \\
\beta_2^* &= 285,88^0 \\
\vec{\delta}_2 &= -389,738 + i607,365 \\
\vec{\delta}_2^* &= -332,237 + i606,024
\end{aligned}$$

2.3. W, Z, W*, Z* Vektörleri 1. ve 3. Konum İçin İntput Değerleri

1. konum için elde edilen değerler bu bölümde tekrar kullanılır. Buna göre;

$(\beta_3)_3 = 272,53^0 \Rightarrow \vec{M}\vec{C}_4$ vektörünün 3. konum için x eksenini ile yapmış olduğu açıdır.

$(\alpha_3)_3 = 84,33^0 \Rightarrow \vec{C}_4\vec{P}_4$ vektörünün 3. konum için x eksenini ile yapmış olduğu açıdır.

$(\beta_3^*)_3 = 273,47^0 \Rightarrow \vec{D}_0\vec{D}_4$ vektörünün 3. konum için x eksenini ile yapmış olduğu açıdır.

$(\vec{\delta}_3)_3 = 111,48(37,58^0) \Rightarrow$ M sabit mafsal noktası ile P₄ noktasını birleştiren vektördür.

$(\vec{\delta}_3^*)_3 = 1031,49(273^0) \Rightarrow$ M sabit mafsal noktası ile S₄ noktasını birleştiren vektördür.

Bu veriler doğrultusunda input değerleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\beta_3 = (\beta_3)_3 - (\beta_2)_1 = 272,53^0 - 68,53^0 \Rightarrow \beta_3 = 204^0 \quad (2.6)$$

$$\alpha_3 = (\alpha_3)_3 - (\alpha_2)_1 = 84,33^0 - 86,37^0 \Rightarrow \alpha_3 = -2,04^0 \quad (2.7)$$

$$\beta_3^* = (\beta_3^*)_3 - (\beta_2^*)_1 = 273,47^0 - 66,31^0 \Rightarrow \beta_3^* = 207,16^0 \quad (2.8)$$

$$(\vec{\delta}_3)_3 = 111,48(37,58^0) = 88,348 + i67,988$$

$$(\vec{\delta}_3^*)_3 = 1031,49(273^0) = 1031,49[\cos(273^0) + i\sin(273^0)]$$

$$(\vec{\delta}_3^*)_3 = 53,984 - i1030,076$$

$$\vec{\delta}_3 = (\vec{\delta}_2)_1 - (\vec{\delta}_3)_3 = (249,173 + i1169,255) - (88,348 + i67,988) \quad (2.9)$$

$$\vec{\delta}_3 = 160,825 + i1101,267$$

$$\vec{\delta}_3^* = (\vec{\delta}_2^*)_1 - (\vec{\delta}_3^*)_3 = (253,833 + i70,681) - (53,984 - i1030,076)$$

$$\vec{\delta}_3^* = 199,849 + i1100,757 \quad (2.10)$$

Buna göre 1. ve 3. konum için \vec{W} ve \vec{Z} vektörlerini bulmaya yardımcı olacak olan Dyad denkleminin inputları elde edilmiş olur.

$$\beta_3 = 204^0$$

$$\alpha_3 = -2,04^0$$

$$\beta_3^* = 207,16^0$$

$$\vec{\delta}_3 = 160,825 + i1101,267$$

$$\vec{\delta}_3^* = 199,849 + i1100,757$$

2.4. W ve Z Vektörleri İçin Dyad Denklemleri

Dyad denkleminin genel gösterimi [1];

$$\vec{W}(e^{i\beta_j} - 1) + \vec{Z}(e^{i\alpha_j} - 1) = \vec{\delta}_j \quad j=2,3,\dots \quad (2.11)$$

Üç konum sentezi için [1];

$$\vec{W}(e^{i\beta_2} - 1) + \vec{Z}(e^{i\alpha_2} - 1) = \vec{\delta}_2$$

$$\vec{W}(e^{i\beta_3} - 1) + \vec{Z}(e^{i\alpha_3} - 1) = \vec{\delta}_3$$

\vec{W} ve \vec{Z} vektörlerini elde etmek için Gramer kuralı uygulanır;

$$\vec{W} = \frac{\begin{vmatrix} \vec{\delta}_2 & e^{i\alpha_2} - 1 \\ \vec{\delta}_3 & e^{i\alpha_3} - 1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} e^{i\beta_2} - 1 & e^{i\alpha_2} - 1 \\ e^{i\beta_3} - 1 & e^{i\alpha_3} - 1 \end{vmatrix}} = \frac{\vec{\delta}_2(e^{i\alpha_3} - 1) - \vec{\delta}_3(e^{i\alpha_2} - 1)}{(e^{i\beta_2} - 1)(e^{i\alpha_3} - 1) - (e^{i\beta_3} - 1)(e^{i\alpha_2} - 1)}$$

Kesrin paydası için bir \vec{A} vektörü tanımlanır;

$$\vec{A} = e^{i(\beta_2+\alpha_3)} - e^{i(\beta_3+\alpha_2)} - e^{i\beta_2} - e^{i\alpha_3} + e^{i\beta_3} + e^{i\alpha_2}$$

$$\vec{W} = \frac{\vec{\delta}_2 \cdot e^{i\alpha_3} - \vec{\delta}_3 \cdot e^{i\alpha_2} + \vec{\delta}_3 - \vec{\delta}_2}{\vec{A}}$$

$$e^{i(\beta_2+\alpha_3)} = e^{i(284^\circ - 2,04^\circ)} = e^{i(281,96^\circ)} = 0,207 - i0,978$$

$$e^{i(\beta_3+\alpha_2)} = e^{i(284^\circ)} = 0,242 - i0,97$$

$$e^{i\alpha_3} = e^{i(-2,04^\circ)} = 0,999 - i0,036$$

$$e^{i\beta_3} = e^{i(204^\circ)} = -0,914 - i0,407$$

$$e^{i\alpha_2} = e^{i(-3^\circ)} = 0,999 - i0,052$$

$$\vec{A} = e^{i(\beta_2+\alpha_3)} - e^{i(\beta_3+\alpha_2)} - e^{i\beta_2} - e^{i\alpha_3} + e^{i\beta_3} + e^{i\alpha_2}$$

$$\vec{A} = -0,015 - i0,073$$

$$\vec{W} = \frac{(-389,738 + i607,365) \cdot (0,999 - i0,036) - (160,825 + i1101,267) \cdot (0,999 - i0,052) + (160,825 + i1101,267) - (-389,738 + i607,365)}{-0,015 - i0,073}$$

$$\vec{W} = -206,847 - i520,18$$

$$|\vec{W}| = 559,797 \cong 560mm$$

\vec{Z} vektörünü ve büyüklüğünü elde etmek için aşağıdaki denklem kullanılır. Buna göre,

$$\vec{Z} = \frac{(\vec{\delta}_3 \cdot e^{i\beta_2}) - (\vec{\delta}_2 \cdot e^{i\beta_3}) + \vec{\delta}_2 - \vec{\delta}_3}{\vec{A}}$$

Daha önce elde edilen veriler yukarıdaki denklemde yerine yazılır;

$$Z = \frac{(160,825 + i1101,267) \cdot (0,242 - i0,97) - (-389,738 + i607,365) \cdot (-0,914 - i0,407) + (-389,738 + i607,365) - (160,825 + i1101,267)}{-0,015 - i0,073}$$

$$\vec{Z} = -45,95 - i651,532$$

$$|\vec{Z}| = 653,150 \cong 653mm$$

2.5. \vec{W}^* ve \vec{Z}^* Vektörleri İçin Dyad Denklemleri

Üç konum sentezi için;

$$\vec{W}^* (e^{i\beta_2^*} - 1) + \vec{Z}^* (e^{i\alpha_2^*} - 1) = \vec{\delta}_2^*$$

$$\vec{W}^* (e^{i\beta_3^*} - 1) + \vec{Z}^* (e^{i\alpha_3^*} - 1) = \vec{\delta}_3^*$$

\vec{W}^* ve \vec{Z}^* vektörlerini elde etmek için Gramer kuralı uygulanır,

$$\vec{W} = \frac{\begin{vmatrix} \vec{\delta}_2^* & e^{i\alpha_2} - 1 \\ \vec{\delta}_3^* & e^{i\alpha_3} - 1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} e^{i\beta_2^*} - 1 & e^{i\alpha_2} - 1 \\ e^{i\beta_3^*} - 1 & e^{i\alpha_3} - 1 \end{vmatrix}} = \frac{\vec{\delta}_2^* (e^{i\alpha_3} - 1) - \vec{\delta}_3^* (e^{i\alpha_2} - 1)}{(e^{i\beta_2^*} - 1)(e^{i\alpha_3} - 1) - (e^{i\beta_3^*} - 1)(e^{i\alpha_2} - 1)}$$

Kesrin paydası için bir \vec{A}^* vektörü tanımlanır;

$$\vec{A}^* = e^{i(\beta_2^* + \alpha_3)} - e^{i(\beta_3^* + \alpha_2)} - e^{i\beta_2^*} - e^{i\alpha_3} + e^{i\beta_3^*} + e^{i\alpha_2}$$

$$\vec{W}^* = \frac{\vec{\delta}_2^* \cdot e^{i\alpha_3} - \vec{\delta}_3^* \cdot e^{i\alpha_2} + \vec{\delta}_3^* - \vec{\delta}_2^*}{\vec{A}^*} \quad (2.12)$$

$$\vec{Z}^* = \frac{\vec{\delta}_3^* \cdot e^{i\beta_2^*} - \vec{\delta}_2^* \cdot e^{i\beta_3^*} + \vec{\delta}_2^* - \vec{\delta}_3^*}{\vec{A}^*}$$

$$e^{i(\beta_2^* + \alpha_3)} = e^{i(285,88^0 - 2,04^0)} = e^{i(283,84^0)} = 0,239 - i0,971$$

$$e^{i(\beta_3^* + \alpha_2)} = e^{i(207,16^0 - 3^0)} = e^{i(204,16^0)} = -0,912 - i0,409$$

$$e^{i\beta_2^*} = e^{i(285,88^0)} = 0,274 - i0,962$$

$$e^{i\alpha_3} = e^{i(-2,04^0)} = 0,999 - i0,036$$

$$e^{i\beta_3^*} = e^{i(207,16^0)} = -0,890 - i0,456$$

$$e^{i\alpha_2} = e^{i(-3^0)} = 0,999 - i0,052$$

$$\vec{A}^* = (0,239 - i0,9721) - (-0,912 - i0,409) - (0,274 - i0,962)$$

$$- (0,999 - i0,036) + (-0,890 - i0,456) + (0,999 - i0,052)$$

$$\vec{A}^* = -0,013 - i0,072$$

$$(-332,237 + i606,024) \cdot (0,999 - i0,036) - (199,849 + i1100,757).$$

$$\vec{W}^* = \frac{(0,999 - i0,052) + (199,849 + i1100,757) - (-332,237 + i606,024)}{(-0,013 - i0,072i)}$$

$$\vec{W}^* = -222,617 - i525,047$$

$$|\vec{W}^*| = 570,292 \cong 570mm$$

\vec{Z}^* vektörünü ve büyüklüğünü elde etmek için aşağıdaki denklem kullanılır;

Buna göre;

$$\vec{Z}^* = \frac{\vec{\delta}_3^* \cdot e^{i\beta_2^*} - (\vec{\delta}_2^* \cdot e^{i\beta_3^*}) + \vec{\delta}_2^* - \vec{\delta}_3^*}{\vec{A}^*} \quad (2.13)$$

Daha önce elde edilen veriler yukarıdaki denklemde yerine konulursa;

$$Z^* = -58,879 + i134,953$$

$$|\vec{Z}^*| = 147,238 \cong 147mm$$

2.6. $\vec{W}, \vec{Z}, \vec{W}^*, \vec{Z}^*$ Vektörleri Gerçek Değerler İle Sentez Değerlerinin Karşılaştırılması

Mekanizma üç konum sentezi sonucunda elde edilen uzuv boyları ile gerçekte mevcut bulunan uzuv boylarını ve hata olarak karşımıza çıkan farkları aşağıdaki tabloda görüldüğü gibidir.

Çizelge 2.1. Sentez sonucunda mekanizma teorik ve gerçek uzuv boyları

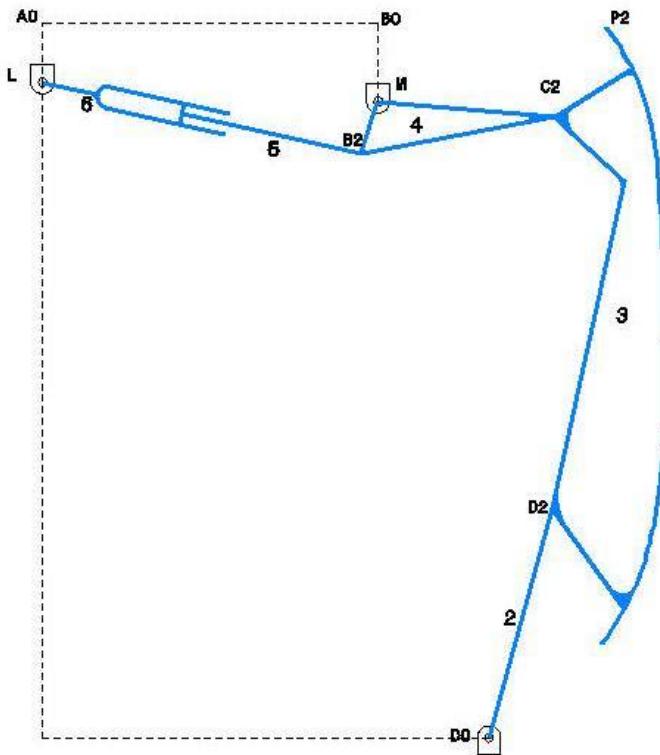
UZUV DEĞER	MEVCUT ÖLÇÜ	SENTEZ ÖLÇÜSÜ	HATA (FARK)
$ \vec{W} , \vec{MC} $	598,78mm	559,797mm	9,983mm
$ \vec{Z} , \vec{CP} $	640,34mm	653,150mm	-12,81mm
$ \vec{W}^* , \vec{D}_0 \vec{D} $	574,45mm	570,292mm	4,158mm
$ \vec{Z}^* , \vec{DS} $	121,86mm	147,238mm	-25,378mm

3. MEVCUT MEKANİZMANIN KİNEMATİK ANALİZİ

Mekanizmanın kinematik analizinde sırasıyla konum analizi, hız analizi ve ivme analizi yapılacaktır. Kinematik analizin amacı elde edilecek olan ivmelerin, kinetik analizde atalet kuvvetlerinin ve atalet momentlerini elde edilmesini sağlamaktır. Kinematik analizde kapalı döngü denklemleri yazılacaktır. Hız analizini yaparken konum analizinden elde edilen kapalı döngü denkleminin birinci türevi alınacaktır. İvme analizinde ise hız analizi denklemlerinin birinci türevleri alınacaktır.

3.1. Mekanizmanın Serbestlik Derecesi, Uzun Boyutları ve Kapalı Döngü Denklemleri

Mevcut mekanizmanın kinematik diyagramı Şekil 3.1’de görüldüğü gibi oluşturulur. Buna göre kinematik diyagram,



Şekil 3.1. Kinematik analiz kinematik diyagramı

Yukarıda görülen mekanizmanın özelliklerini aşağıdaki gibidir,

1. Uzunluk sayısı “L” = 6
2. Dönel Mafsal Sayısı “R” = 6
3. Prizmatik Mafsal Sayısı “P” = 1
4. Toplam Mafsal Sayısı “J” = 6R + 1P = 7
5. Mekanizmanın Düzlemsel Olmasından Dolayı “λ” = 3
6. Mafsalların Serbestlik Derecesi “fi” = 1

Bu girdiler sayesinde mekanizmanın serbestlik derecesi aşağıdaki formülden elde edilir [2].

$$F = \lambda(L-J-1) + \sum fi \quad (3.1)$$

Yukarıdaki formülde,

$$L = 6, J = 7, \lambda = 3, fi = 1 \text{ değerlerini yerlerine yazarsak, } F = 3(6-7-1) + 7$$

F = 1 olarak elde edilir.

Mekanizma uzuvlarının boylarının ölçülen değerleri ve açıları ise aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned} [A_0B_0] &= a_1 = 452 \text{ mm} & \theta_1 &= 0^0 \\ [DD_0] &= a_2 = 574,45 \text{ mm} & \theta_2 &= ? \\ [CD] &= a_3 = 344,49 \text{ mm} & \theta_3 &= ? \\ [BM] &= a_4^1 = 88,695 \text{ mm} & \theta_4^1 &= ? \\ [BC] &= a_4^2 = 597,51 \text{ mm} & \theta_4^2 &= \theta_4^1 - \beta = ? ; \beta = 67,69^0 = 1,1814 \text{ rad} \\ [A_5B] &= a_5 = 290 \text{ mm} & \theta_5 &= \theta_6 = ? \end{aligned}$$

“L” amortisör kapalı konumda iken L noktası ile A₆ noktası arasındaki mesafe

L = 77,5196 mm, “s” amortisör strok değeri olarak tanımlanır,

$$[LA_6] = L + s = a_6 = (77,5196 + s) \text{ mm}$$

$$[A_0L] = a_7 = 15 \text{ mm} \quad \theta_7 = 270^0$$

$$[MB_0] = a_8 = 75 \text{ mm} \quad \theta_8 = 270^0$$

$$[LK] = a_9 = 400,16 \text{ mm} \quad \theta_9 = 270^0$$

$$[KD_0] = a_{10} = 434,92 \text{ mm} \quad \theta_{10} = 0^0$$

olarak ifade edilir. Burada bilinmeyen açısal değerler mekanizmanın konum analizinde her adımda kapalı döngü denklemlerinden elde edilecektir.

Şekil 3.1'deki kinematik diyagramdan iki adet döngünün mevcut olduğu görülmektedir. Bu iki döngünün vektörel ifadeler ile halka kapanış denklemleri yazılacak olursa,

DÖNGÜ 1

$$LA_6 + A_5B + BC = LK + KD_0 + D_0D + DC \quad (3.2)$$

DÖNGÜ 2

$$A_0L + LA_6 + A_5B + BM = A_0B_0 + B_0M \quad (3.3)$$

Yukarıdaki denklemleri kompleks sayılar ile ifade edilirse,

DÖNGÜ 1

$$a_6.e^{i\theta_6} + a_5.e^{i\theta_5} + a_4^2.e^{i\theta_4^2} = a_9.e^{i\theta_9} + a_{10}.e^{i\theta_{10}} + a_2.e^{i\theta_2} + a_3.e^{i\theta_3} \quad (3.4)$$

DÖNGÜ 2

$$a_7.e^{i\theta_7} + a_6.e^{i\theta_6} + a_5.e^{i\theta_5} + a_4^1.e^{i\theta_4^1} = a_1.e^{i\theta_1} + a_8.e^{i\theta_8} \quad (3.5)$$

3.2. Mekanizmanın Konum Analizi

Mekanizmanın konum analizi 1.Döngü ve 2.Döngü olmak üzere iki kısımda incelenir. Konum analizi yapılırken her döngü için bilinen ve bilinmeyen değerler ifade edilerek bilinmeyen değerler elde edilir [3].

3.2.1. 1.Döngü konum analizi

“Eş. 3.4” te kompleks sayılarda yazılmış olan halka kapanış denkleminin Reel ve İmajiner bileşenlerini aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned} & (a_6+a_5)(\cos\theta_6+\hat{i}\sin\theta_6)+a_4^2(\cos\theta_4^2+\hat{i}\sin\theta_4^2) \\ & =a_9(\cos\theta_9+\hat{i}\sin\theta_9)+a_{10}(\cos\theta_{10}+\hat{i}\sin\theta_{10})+ a_2(\cos\theta_2+\hat{i}\sin\theta_2)+a_3(\cos\theta_3+\hat{i}\sin\theta_3) \\ \text{Re : } & (a_6+a_5).\cos\theta_6+ a_4^2.\cos\theta_4^2 = a_9.\cos\theta_9+ a_{10}.\cos\theta_{10}+ a_2.\cos\theta_2+ a_3.\cos\theta_3 \quad (3.6) \end{aligned}$$

$$\text{Im : } (a_6+a_5).\sin\theta_6+ a_4^2.\sin\theta_4^2 = a_9.\sin\theta_9+ a_{10}.\sin\theta_{10}+ a_2.\sin\theta_2+ a_3.\sin\theta_3 \quad (3.7)$$

Yukarıdaki iki denklemde bilinen uzuv boyutları ve açıları yazılırsa,

$$a_9.\cos\theta_9 = 400,16.\cos270^0 \quad \Longrightarrow \quad a_9.\cos\theta_9 = 0$$

$$a_{10}.\cos\theta_{10} = 434,92.\cos0^0 \quad \Longrightarrow \quad a_{10}.\cos\theta_{10} = 434,92 \text{ mm}$$

$$a_9.\sin\theta_9 = 400,16.\sin270^0 \quad \Longrightarrow \quad a_9.\sin\theta_9 = -400,16 \text{ mm}$$

$$a_{10}.\sin\theta_{10} = 434,92.\sin0^0 \quad \Longrightarrow \quad a_{10}.\sin\theta_{10} = 0$$

$$a_6 + a_5 = 367,5196 \text{ mm} \quad \theta_4^2 = \theta_4^1 - \beta$$

$$\beta = 67,69^\circ = 1,1814 \text{ rad}$$

$$\theta_4^2 = \theta_4^1 - 1,1814 \text{ rad}$$

Değerleri yerlerine yazılır 1.Döngü için Çizelge 3.1'deki iki Skaler denklemi elde edilir.

Çizelge 3.1. 1.Döngü konum analizi halka kapanış denklemleri

$(367,5196+s) \cos\theta_6 + 597,51 \cos\theta_4^2 = 434,92 + 574,45 \cos\theta_2 + 344,49 \cos\theta_3$
$(367,5196+s) \sin\theta_6 + 597,51 \sin\theta_4^2 = -400,16 + 574,45 \sin\theta_2 + 344,49 \sin\theta_3$

1.Döngü için Bilinen ve Bilinmeyen değerleri aşağıdaki gibi yazılır,

Bilinenler: θ_3

Bilinmeyenler: $s, \theta_2, \theta_6, \theta_4^2$

Buna göre bilinmeyen sayısı 4 ve denklem sayısı 2 olduğu için çözüm yoktur.

Sistemi çözebilmek için 2.döngüden elde edilecek denklemler göz önüne alınmalıdır.

3.2.2. 2.Döngü konum analizi

“Eş. 3.5” de kompleks sayılarda yazılmış olan halka kapanış denkleminin Reel ve İmajiner bileşenleri aşağıdaki gibi yazılır,

$$a_7(\cos\theta_7 + \hat{i}\sin\theta_7) + a_6(\cos\theta_6 + \hat{i}\sin\theta_6) + a_5(\cos\theta_6 + \hat{i}\sin\theta_6) + a_4(\cos\theta_4^1 + \hat{i}\sin\theta_4^1) \\ = a_1(\cos\theta_1 + \hat{i}\sin\theta_1) + a_8(\cos\theta_8 + \hat{i}\sin\theta_8)$$

$$\text{Re} : a_7.\cos\theta_7 + a_6.\cos\theta_6 + a_5.\cos\theta_6 + a_4.\cos\theta_4^1 = a_1.\cos\theta_1 + a_8.\cos\theta_8 \quad (3.8)$$

$$\text{Im} : a_7.\sin\theta_7 + a_6.\sin\theta_6 + a_5.\sin\theta_6 + a_4.\sin\theta_4^1 = a_1.\sin\theta_1 + a_8.\sin\theta_8 \quad (3.9)$$

Yukarıdaki iki denklemde bilinen uzuv boyutları ve açıları aşağıdaki gibi yazılır,

$$a_7.\cos\theta_7 = 15.\cos270^\circ \quad \Rightarrow \quad a_7.\cos\theta_7 = 0$$

$$a_7.\sin\theta_7 = 15.\sin270^\circ \quad \Rightarrow \quad a_7.\sin\theta_7 = -15 \text{ mm}$$

$$a_8.\cos\theta_8 = 75.\cos270^\circ \quad \Rightarrow \quad a_8.\cos\theta_8 = 0$$

$$a_8.\sin\theta_8 = 75.\sin270^\circ \quad \Rightarrow \quad a_8.\sin\theta_8 = -75 \text{ mm}$$

$$a_1.\cos\theta_1 = 452.\cos0^\circ \quad \Rightarrow \quad a_1.\cos\theta_1 = 452 \text{ mm}$$

$$a_1.\sin\theta_1 = 452.\sin0^\circ \quad \Rightarrow \quad a_1.\sin\theta_1 = 0$$

Değerleri yerlerine yazılırsa 2.döngü için Çizelge 3.2'deki iki Skaler denklem elde edilir.

Çizelge 3.2. 2.Döngü konum analizi halka kapanış denklemleri

$(367,5196 + s) \cos\theta_6 + 88,695 \cos\theta_4^1 = 452$
$(367,5196 + s) \sin\theta_6 + 88,695 \sin\theta_4^1 = -60$

2.Döngü için Bilinen ve Bilinmeyen değerleri aşağıdaki gibi yazılır,

Bilinenler: -

Bilinmeyenler: s, θ_6, θ_4^1

1. ve 2. döngülerden elde edilmiş olan 4 adet skaler denklem Çizelge 3.3'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.3. 1.ve 2.Döngü konum analizi halka kapanış denklemleri

$(367,5196+s) \cos\theta_6+597,51 \cos\theta_4^2 = 434,92+574,45 \cos\theta_2+344,49 \cos\theta_3$
$(367,5196+s) \sin\theta_6+597,51 \sin\theta_4^2 = -400,16+574,45 \sin\theta_2+344,49 \sin\theta_3$
$(367,5196 + s) \cos\theta_6 + 88,695 \cos\theta_4^1 = 452$
$(367,5196 + s) \sin\theta_6 + 88,695 \sin\theta_4^1 = -60$

Bilinenler: θ_3

Bilinmeyenler: $s, \theta_2, \theta_6, \theta_4^1, \theta_4^2 = \theta_4^1 - \beta$

Yukarıdaki denklem sistemleri, bilinen ve bilinmeyen değerleri göz önüne alındığı takdirde dört adet skaler denklem sistemini ve dört adet bilinmeyeninin olmasından ötürü çözüm mevcuttur. Mekanizmanın bagaj kapağının her konumu için mekanizmanın diğer uzuvlarının konumları elde edilebilir.

3.2.3. Döngü denklemlerinin Mathcad 'te yazılması

Mekanizmanın tüm analizleri, 3 no'lu uzuv olan bagaj kapağının açık pozisyonundan kapalı pozisyonuna kadar meydana gelen hareketinin 15 adıma bölünerek; her adımda bilinen değerlere karşılık olarak bilinmeyen değerlerin elde edilmesi şeklinde

olacaktır, bu durumda MATHCAD üzerinde denklemler yazılarak 15 adımın her adımını için bilinmeyen değerlerin elde edilmesi sağlanır. MATHCAD sayfası Şekil 3.2'deki gibi hazırlanır [4],

x := 1.5286 Input Degeri			
A := 434.92	B := -400.16	C := 452	D := -59.903
y := -1	z := -0.9	t := -0.8	s := 10 Tahmini Degerler
Given			
A = (367.5196+ s)·cos(y) + 597.51·cos(z) – 574.45cos(t) – 344.49cos(x)			
B = (367.5196+ s)·sin(y) + 597.51·sin(z) – 574.45sin(t) – 344.49sin(x)			
C = (367.5196+ s)·cos(y) + 88.695cos(z + 1.1814)			
D = (367.5196+ s)·sin(y) + 88.695sin(z + 1.1814)			
Find(y, z, t, s) = ■			

Şekil 3.2. Konum analizi MATHCAD formülasyonu

MATHCAD'te denklemleri çözmek için her bilinmeyen ifadelere tahmini değerler yazılır [4]. Buna göre her input değeri için bilinmeyen değerler elde edilir. Yukarıdaki sembollerin ifadeleri aşağıdadır;

$$x : \theta_3 \quad s : s \quad y : \theta_6 \quad z : \theta_4^2 \quad t : \theta_2$$

3.2.4. Döngü denklemlerinin sonuçları

Döngü denklemlerinin her adımda input değerlerine karşılık bilinmeyen değerleri MATHCAD yardımı ile elde edilir. Buna göre sonuçları bir tablo halinde oluşturulmuştur. Oluşturulan Çizelge 1.1 EK-1'de bulunmaktadır.

3.3. Mekanizmanın Hız Analizi

Mekanizmanın hız analizi 1.Döngü ve 2.Döngü olmak üzere iki kısımda incelenir.

Hız analizi yapılırken her döngü için bilinen ve bilinmeyen değerler ifade edilerek bilinmeyen değerler elde edilecektir. Hız analizinde konum analizinde oluşturulan kompleks sayılarla ifade edilmiş olan kapalı döngü denklemlerinin birinci türevleri alınacaktır [5].

3.3.1. 1.Döngü hız analizi

1.Döngü için Halka Kapanış Denklemi,

$$a_6.e^{i\theta_6} + a_5.e^{i\theta_5} + a_4^2.e^{i\theta_4^2} = a_9.e^{i\theta_9} + a_{10}.e^{i\theta_{10}} + a_2.e^{i\theta_2} + a_3.e^{i\theta_3}$$

Yukarıdaki kompleks sayılarda yazılmış olan halka kapanış denkleminin birinci türevi alınır,

$$\dot{\theta}_9 = 0 \text{ olduğundan } (a_9.e^{i\theta_9})^I = 0$$

$$\dot{\theta}_{10} = 0 \text{ olduğundan } (a_{10}.e^{i\theta_{10}})^I = 0$$

$$(a_4^2.e^{i\theta_4^2})^I = i.a_4^2.\dot{\theta}_4^2.e^{i\theta_4^2}$$

$$(a_2.e^{i\theta_2})^I = i.a_2.\dot{\theta}_2.e^{i\theta_2}$$

$$(a_3.e^{i\theta_3})^I = i.a_3.\dot{\theta}_3.e^{i\theta_3}$$

$$(a_5.e^{i\theta_5})^I = i.a_5.\dot{\theta}_5.e^{i\theta_5}$$

$$(a_6.e^{i\theta_6})^I = [(77,5196 + s)e^{i\theta_6}]^I = \dot{s}.e^{i\theta_6} + i(77,5196 + s).\dot{\theta}_6.e^{i\theta_6}$$

$$\dot{s}.e^{i\theta_6} + i(77,5196 + s).\dot{\theta}_6.e^{i\theta_6} + i.a_5.\dot{\theta}_5.e^{i\theta_5} = \left[\dot{s} + i.(77,5196 + s + 290).\dot{\theta}_6 \right] e^{i\theta_6}$$

$$\dot{s} = V_{rod} \quad \dot{\theta}_2 = \omega_2 \quad \dot{\theta}_3 = \omega_3 \quad \dot{\theta}_6 = \dot{\theta}_5 = \omega_6 \quad \dot{\theta}_4^2 = \omega_4$$

değerleri yukarıdaki döngü denkleminde yerine yazılır,

$$V_{rod} \cdot e^{i\theta_6} + (367,5196 + s)i \cdot \omega_6 \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot a_4^2 \cdot \omega_4 \cdot e^{i\theta_4} = i \cdot a_2 \cdot \omega_2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot a_3 \cdot \omega_3 \cdot e^{i\theta_3} \quad (3.10)$$

Elde edilen bu denklemin reel ve imajiner kısımları aşağıdaki gibi yazılır,

Re:

$$V_{rod} \cdot \cos\theta_6 - (367,5196 + s)\omega_6 \cdot \sin\theta_6 - 597,51 \cdot \omega_4 \cdot \sin\theta_4^2 = -57445 \cdot \omega_2 \cdot \sin\theta_2 - 34449 \cdot \omega_3 \cdot \sin\theta_3$$

Im:

$$V_{rod} \cdot \sin\theta_6 + (367,5196 + s)\omega_6 \cdot \cos\theta_6 + 597,51 \cdot \omega_4 \cdot \cos\theta_4^2 = 57445 \cdot \omega_2 \cdot \cos\theta_2 + 34449 \cdot \omega_3 \cdot \cos\theta_3$$

Birinci döngüden iki adet skaler denklem elde edilir. Bu denklemler Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.4. 1.Döngü hız analizi halka kapanış denklemleri

$V_{rod} \cdot \cos\theta_6 - (367,5196 + s)\omega_6 \cdot \sin\theta_6 - 597,51 \cdot \omega_4 \cdot \sin\theta_4^2 = -574,45 \cdot \omega_2 \cdot \sin\theta_2 - 344,49 \cdot \omega_3 \cdot \sin\theta_3$
$V_{rod} \cdot \sin\theta_6 + (367,5196 + s)\omega_6 \cdot \cos\theta_6 + 597,51 \cdot \omega_4 \cdot \cos\theta_4^2 = 574,45 \cdot \omega_2 \cdot \cos\theta_2 + 344,49 \cdot \omega_3 \cdot \cos\theta_3$

1.Döngü için Bilinen ve Bilinmeyen değerleri aşağıdaki gibi yazılır,

Bilinenler: $\theta_6, \omega_3, s, \theta_4^2, \theta_2, \theta_3$

Bilinmeyenler: $V_{rod}, \omega_6, \omega_4, \omega_2$

Buna göre bilinmeyen sayısı 4 ve denklem sayısı 2 olduğu için çözüm yoktur. Sistemi çözebilmek için 2.döngüden elde edilecek denklemler göz önüne alınacaktır.

3.3.2. 2.Döngü hız analizi

2.Döngü için Halka Kapanış Denklemi,

$$a_7 \cdot e^{i\theta_7} + a_6 \cdot e^{i\theta_6} + a_5 \cdot e^{i\theta_5} + a_4 \cdot e^{i\theta_4} = a_1 \cdot e^{i\theta_1} + a_8 \cdot e^{i\theta_8}$$

Yukarıdaki kompleks Sayılarda yazılmış olan Halka Kapanış Denkleminin birinci türevi alınır,

$$\dot{\theta}_7 = 0 \text{ olduğundan } (a_7 \cdot e^{i\theta_7})^I = 0$$

$$\dot{\theta}_1 = 0 \text{ olduğundan } (a_1 \cdot e^{i\theta_1})^I = 0$$

$$\dot{\theta}_8 = 0 \text{ olduğundan } (a_8 \cdot e^{i\theta_8})^I = 0$$

$$(a_6 \cdot e^{i\theta_6})^I = [(77,5196 + s)e^{i\theta_6}]^I = \dot{s} \cdot e^{i\theta_6} + i(77,5196 + s) \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$\dot{s} \cdot e^{i\theta_6} + i(77,5196 + s) \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + i a_5 \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} = \left[s + i(77,5196 + s + 290) \right] \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$(a_4^1 \cdot e^{i\theta_4^1})^I = i a_4^1 \cdot \dot{\theta}_4^1 \cdot e^{i\theta_4^1}$$

$$\dot{s} = V_{rod} \quad \dot{\theta}_6 = \dot{\theta}_5 = \omega_6 \quad \dot{\theta}_4^1 = \omega_4$$

değerlerini yukarıdaki döngü denkleminde yerine yazılır,

$$V_{rod} \cdot e^{i\theta_6} + (367,5196 + s) i \omega_6 \cdot e^{i\theta_6} = -i a_4 \cdot \omega_4 \cdot e^{i\theta_4^1}$$

Elde edilen bu denklemin reel ve imajiner kısımları aşağıdaki gibi yazılır,

$$\text{Re: } V_{rod} \cdot \cos \theta_6 - (367,5196 + s) \omega_6 \cdot \sin \theta_6 - 88,695 \omega_4 \cdot \sin \theta_4^1 = 0 \quad (3.11)$$

$$\text{Im: } V_{rod} \cdot \sin \theta_6 + (367,5196 + s) \omega_6 \cdot \cos \theta_6 + 88,695 \omega_4 \cdot \cos \theta_4^1 = 0 \quad (3.12)$$

İkinci döngüden iki adet skaler denklem elde edildi. Bu denklemler Çizelge 3.5'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.5. 2.Döngü hız analizi halka kapanış denklemleri

$V_{rod} \cdot \cos \theta_6 - (367,5196 + s) \omega_6 \cdot \sin \theta_6 - 88,695 \omega_4 \cdot \sin \theta_4^1 = 0$
$V_{rod} \cdot \sin \theta_6 + (367,5196 + s) \omega_6 \cdot \cos \theta_6 + 88,695 \omega_4 \cdot \cos \theta_4^1 = 0$

2.Döngü için Bilinen ve Bilinmeyen değerleri aşağıdaki gibi yazılır,

Bilinenler: θ_6, s, θ_4^1

Bilinmeyenler: $V_{rod}, \omega_6, \omega_4$

Döngü denklemlerinde elde edilen denklemleri, bilinen ve bilinmeyen değerleri aşağıdaki gibi yazılır,

Çizelge 3.6. 1.ve 2. Döngü hız analizi halka kapanış denklemleri

$V_{rod} \cdot \cos \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot \omega_6 \cdot \sin \theta_6 - 597,51 \cdot \omega_4 \cdot \sin \theta_4^2$ $= -574,45 \cdot \omega_2 \cdot \sin \theta_2 - 344,49 \cdot \omega_3 \cdot \sin \theta_3$
$V_{rod} \cdot \sin \theta_6 + (367,5196 + s) \cdot \omega_6 \cdot \cos \theta_6 + 597,51 \cdot \omega_4 \cdot \cos \theta_4^2$ $= 574,45 \cdot \omega_2 \cdot \cos \theta_2 + 344,49 \cdot \omega_3 \cdot \cos \theta_3$
$V_{rod} \cdot \cos \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot \omega_6 \cdot \sin \theta_6 - 88,695 \cdot \omega_4 \cdot \sin \theta_4^1 = 0$
$V_{rod} \cdot \sin \theta_6 + (367,5196 + s) \cdot \omega_6 \cdot \cos \theta_6 + 88,695 \cdot \omega_4 \cdot \cos \theta_4^1 = 0$

Bilinenler: $\theta_6, w_3, s, \theta_4^2, \theta_4^1, \theta_2, \theta_3$

Bilinmeyenler: V_{rod}, w_6, w_4, w_2

Yukarıdaki denklem sistemleri, bilinen ve bilinmeyen değerleri göz önüne alındığı takdirde dört adet skaler denklem sistemini ve dört adet bilinmeyenin olmasından ötürü çözüm mevcuttur. Mekanizmanın bagaj kapağının her açısal hız değeri için mekanizmanın diğer uzuvlarının açısal hızları ve amortisörün çizgisel hızı elde edilecektir.

3.3.3. W_3 açısal hızının elde edilmesi

Mekanizmanın 3 nolu uzvu olan bagaj kapağının her adımda x eksenini ile pozitif yönde yapmış olduğu açıları bulunarak, bu açı değerlerine karşılık konum analizinde diğer uzuvların x eksenini ile pozitif yönde yapmış oldukları açıları elde edilecektir. Buna dayanarak hız analizinde ise yine 3 nolu uzvun açısal hızını input değeri olarak kabul edip döngü denklemlerinden bilinmeyenlere ulaşılır. Bunun için mekanizmanın kapanma süresi video çekiminde yaklaşık olarak 2,5 sn olarak ölçülmüş olup mekanizmanın 3 nolu uzvunun ilk 9 adımdaki hareketini 1 sn de 9. adımdan son adıma kadar olan hareketini 1,5 sn de tamamladığını kabul ederek aşağıdaki ifadeden açısal hız değerlerini elde edilir. Buna göre,

$\omega_3 = \frac{\Delta \theta}{\Delta t}$ denkleminde ω_3 değerlerini elde edilir. Toplam 19 adımda gerçekleşen

bagajın kapatılması hareketi için ω_3 değerlerini bir sonraki adımda elde edilen açı ile bir önceki adımda elde edilen açının farkı alınarak bu adımın gerçekleşmesi için geçen süreye bölerek ω_3 değerleri elde edilir. Elde edilen değerler Çizelge 3.7'deki gibidir.

Çizelge 3.7. w_3 açısal hızının her adımdaki nümerik değeri

	θ_3		w_3
	Derece	Radyan	rad/s
STEP 1	91,2474	1,5926	-0,2064
STEP 2	89,9334	1,5696	-0,1132
STEP 3	89,2131	1,5571	-0,0702
STEP 4	88,7661	1,5493	-0,0477
STEP 5	88,4624	1,5440	-0,0346
STEP 6	88,2423	1,5401	-0,0263
STEP 7	88,0750	1,5372	-0,0207
STEP 8	87,9434	1,5349	-0,0166
STEP 9	87,8375	1,5331	-0,0135
STEP 10	87,7513	1,5315	-0,0081
STEP 11	87,6816	1,5303	-0,0063
STEP 12	87,6272	1,5294	-0,0041
STEP 13	87,5917	1,5288	-0,0011
STEP 14	88,7141	1,5484	0,0216
STEP 15	88,9000	1,5516	

w_3 açısal hızının her adımdaki değişimin grafiği EK-2'de Şekil 2.1'de gösterilmiştir.

3.3.4. Döngü denklemlerinin Mathcad 'te yazılması

Döngü denklemleri yine 3 no'lu uzvun hareketinin 15 adımda incelenmesi ile bulunacağından MATHCAD üzerinde denklemler yazılarak 15 adımın her adımı için bilinmeyen değerlerin elde edilmesi sağlanacaktır. MATHCAD sayfası EK-3'te Şekil 3.1'de gösterilmiştir. MATHCAD'te denklemleri çözmek için her bilinmeyen ifadeler tahmini değerler yazılır. Buna göre her input değeri için bilinmeyen değerler elde edilir. Değişkenlere karşılık gelen ifadeler aşağıda gösterilmiştir.

$$x : \theta_3, v : V_{rod}, y : \theta_6, z : \theta_4^2, t : \theta_2, s : s k : w_6, l : w_4, m : w_2, n : w_3$$

3.3.5. Döngü denklemlerinin sonuçları

Döngü denklemlerinin her adımda input değerlerine karşılık bilinmeyen değerleri MATHCAD yardımı ile elde edilmiştir. Buna göre sonuçlar bir tablo halinde oluşturulmuştur. Çizelge 4.1 EK-4'te sunulmuştur.

3.3.6. Noktasal hız vektörleri

Mekanizma kinematik diyagramından da görüleceği gibi uzuvların birleşim noktalarındaki (mafsal noktaları) hız vektörleri aşağıdaki gibi elde edilir,

6 no'lu uzvun 5 no'lu uzuv ile anlık çakışan noktasındaki hızı,

$$V_{A_6} = i.(77,5196 + s).\omega_6.e^{i.\theta_6} \quad (3.13)$$

6 no'lu uzvun 5 no'lu uzuv ile anlık çakışan noktasındaki bağıl hızı,

$$V_{A_5/A_6} = V_{rod}.e^{i.\theta_6} \quad (3.14)$$

5 no'lu uzvun 6 no'lu uzuv ile anlık çakışan noktasındaki hızı,

$$V_{A_5} = V_{A_6} + V_{A_5/A_6} = i.(77,5196 + s).\omega_6.e^{i.\theta_6} + V_{rod}.e^{i.\theta_6} \quad (3.15)$$

5 no'lu uzvun 4 no'lu uzuv ile bağlantı noktasındaki hızı,

$$V_{B_5} = V_{B_4^1} = V_B = i.(77,5196 + s).\omega_6.e^{i.\theta_6} + V_{rod}.e^{i.\theta_6} + i.a_5.\omega_6.e^{i.\theta_6}$$

$$V_{B_5} = V_{B_4^1} = V_B = i.(77,5196 + a_5 + s).\omega_6.e^{i.\theta_6} + V_{rod}.e^{i.\theta_6}$$

B noktasındaki hız vektörünü diğer bir yol ile aşağıdaki gibi gösterebilir,

$$V_{B_5} = V_{B_4^1} = V_B = -i.a_4.\omega_4.e^{i.\theta_4^1} \quad (3.16)$$

D noktasındaki hız vektörü,

$$V_D = i.a_2.\omega_2.e^{i.\theta_2} \quad (3.17)$$

C noktasının D noktasında göre bağıl hız vektörü,

$$V_{C/D} = i.a_3.\omega_3.e^{i.\theta_3} \quad (3.18)$$

C noktasının B noktasında göre bağıl hız vektörü,

$$V_{C/B} = i.a_4^2 . \omega_4 . e^{i.\theta_4^2} \quad (3.19)$$

C noktasının hız vektörü iki farklı yoldan ifade edilebilir. Birinci yol B noktası baz alınarak oluşturulurken ikinci yol olarak ise D noktası baz alınır.

Buna göre B noktasını baz alarak C noktasının hız vektörü aşağıdaki gibi elde edilir,

$$V_C = V_B + V_{C/B} = -i.a_4^1 . \omega_4 . e^{i.\theta_4^1} + i.a_4^2 . \omega_4 . e^{i.\theta_4^2} \quad (3.20)$$

D noktasını baz alarak C noktasının hız vektörünü aşağıdaki gibi elde edilir,

$$V_C = V_D + V_{C/D} = i.a_2 . \omega_2 . e^{i.\theta_2} + i.a_3 . \omega_3 . e^{i.\theta_3} \quad (3.21)$$

3.3.7. Noktasal hız vektörleri sonuçları

Her step'e yukarıda elde edilmiş olan hız vektörlerinin bileşenleri EK-5'teki Çizelge 5.1'de gösterildiği gibidir.

3.4. Mekanizmanın İvme Analizi

Mekanizmanın ivme analizi 1.Döngü ve 2.Döngü olmak üzere iki kısımda incelenmiştir. İvme analizi yapılırken her döngü için bilinen ve bilinmeyen değerler ifade edilerek bilinmeyen değerler elde edilir. İvme analizinde konum analizinde oluşturulan kompleks sayılarla ifade edilmiş olan kapalı döngü denklemlerinin ikinci türevleri alınır [5].

3.4.1. 1.Döngü ivme analizi

1.Döngü için Halka Kapanış Denklemi,

$$a_6 . e^{i06} + a_5 . e^{i05} + a_4^2 . e^{i042} = a_9 . e^{i09} + a_{10} . e^{i010} + a_2 . e^{i02} + a_3 . e^{i03}$$

Yukarıdaki kompleks sayılarda yazılmış olan halka kapanış denkleminin ikinci türevi alınır,

$$(a_9 \cdot e^{i\theta_9})' = 0 \text{ olduğundan } (a_9 \cdot e^{i\theta_9})'' = 0$$

$$(a_{10} \cdot e^{i\theta_{10}})' = 0 \text{ olduğundan } (a_{10} \cdot e^{i\theta_{10}})'' = 0$$

$$(a_4^2 \cdot e^{i\theta_4^2})' = i \cdot a_4^2 \cdot \dot{\theta}_4^2 \cdot e^{i\theta_4^2} \quad (i \cdot a_4^2 \cdot \dot{\theta}_4^2 \cdot e^{i\theta_4^2})' = i \cdot a_4^2 \cdot \ddot{\theta}_4^2 \cdot e^{i\theta_4^2} - a_4 \cdot (\dot{\theta}_4)^2 \cdot e^{i\theta_4^2}$$

$$(a_2 \cdot e^{i\theta_2})' = i \cdot a_2 \cdot \dot{\theta}_2 \cdot e^{i\theta_2} \text{ olduğundan } (i \cdot a_2 \cdot \dot{\theta}_2 \cdot e^{i\theta_2})' = i \cdot a_2 \cdot \ddot{\theta}_2 \cdot e^{i\theta_2} - a_2 \cdot (\dot{\theta}_2)^2 \cdot e^{i\theta_2}$$

$$(a_3 \cdot e^{i\theta_3})' = i \cdot a_3 \cdot \dot{\theta}_3 \cdot e^{i\theta_3} \text{ olduğundan } (i \cdot a_3 \cdot \dot{\theta}_3 \cdot e^{i\theta_3})' = i \cdot a_3 \cdot \ddot{\theta}_3 \cdot e^{i\theta_3} - a_3 \cdot (\dot{\theta}_3)^2 \cdot e^{i\theta_3}$$

$$(a_5 \cdot e^{i\theta_5})' = i \cdot a_5 \cdot \dot{\theta}_5 \cdot e^{i\theta_5} \text{ olduğundan } (i \cdot a_5 \cdot \dot{\theta}_5 \cdot e^{i\theta_5})' = i \cdot a_5 \cdot \ddot{\theta}_5 \cdot e^{i\theta_5} - a_5 \cdot (\dot{\theta}_5)^2 \cdot e^{i\theta_5}$$

$$\left(\dot{s} \cdot e^{i\theta_6} \right)' = \ddot{s} \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot \dot{s} \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$(a_6 \cdot e^{i\theta_6})' = \left[(77,5196 + s) \cdot e^{i\theta_6} \right]' = \dot{s} \cdot e^{i\theta_6} + i(77,5196 + s) \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$i(77,5196 + s) \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot a_5 \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} = \left[i(77,5196 + s + 290) \cdot \dot{\theta}_6 \right] \cdot e^{i\theta_6}$$

olduğundan,

$$\left\{ \left[i(77,5196 + s + 290) \cdot \dot{\theta}_6 \right] \cdot e^{i\theta_6} \right\}' = \dot{s} \cdot i \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + (367,5196 + s) \cdot i \cdot \ddot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} - (367,5196 + s) \cdot \left(\dot{\theta}_6 \right)^2 \cdot e^{i\theta_6}$$

ikinci türevleri alınan ifadeler döngü denkleminde yerine aşağıdaki gibi yazılır,

$$\ddot{s} \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot \dot{s} \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + \dot{s} \cdot i \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + (367,5196 + s) \cdot i \cdot \ddot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} - (367,5196 + s) \cdot \left(\dot{\theta}_6 \right)^2 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$+ i \cdot a_4^2 \cdot \ddot{\theta}_4^2 \cdot e^{i\theta_4^2} - a_4 \cdot (\dot{\theta}_4)^2 \cdot e^{i\theta_4^2} = i \cdot a_2 \cdot \ddot{\theta}_2 \cdot e^{i\theta_2} - a_2 \cdot (\dot{\theta}_2)^2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot a_3 \cdot \ddot{\theta}_3 \cdot e^{i\theta_3} - a_3 \cdot (\dot{\theta}_3)^2 \cdot e^{i\theta_3}$$

olacaktır.

$$\ddot{s} = a_{rod} \quad \dot{s} = V_{rod} \quad \ddot{\theta}_6 = \ddot{\theta}_5 = \gamma_6 \quad \dot{\theta}_6 = \dot{\theta}_5 = \omega_6 \quad \ddot{\theta}_4^2 = \gamma_4 \quad \dot{\theta}_4^2 = \omega_4$$

$$\ddot{\theta}_2 = \gamma_2 \quad \dot{\theta}_2 = \omega_2 \quad \ddot{\theta}_3 = \gamma_3 \quad \dot{\theta}_3 = \omega_3$$

değerleri yukarıdaki döngü denkleminde aşağıdaki gibi yazılır,

$$a_{rod} \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot V_{rod} \cdot \omega_6 \cdot e^{i\theta_6} + V_{rod} \cdot i \cdot \omega_6 \cdot e^{i\theta_6} + (367,5196 + s) \cdot i \cdot \gamma_6 \cdot e^{i\theta_6} - (367,5196 + s) \cdot (\omega_6)^2 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$+ i \cdot a_4^2 \cdot \gamma_4 \cdot e^{i\theta_4^2} - a_4 \cdot (\omega_4)^2 \cdot e^{i\theta_4^2} = i \cdot a_2 \cdot \gamma_2 \cdot e^{i\theta_2} - a_2 \cdot (\omega_2)^2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot a_3 \cdot \gamma_3 \cdot e^{i\theta_3} - a_3 \cdot (\omega_3)^2 \cdot e^{i\theta_3}$$

Elde edilen bu denklemin reel ve imajiner kısımları aşağıdaki gibi yazılır,

Re:

$$a_{rod} \cos \theta_6 - 2V_{rod} w_6 \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \gamma_6 \sin \theta_6 - (367,5196 + s) (w_6)^2 \cos \theta_6 - 597,51 \gamma_4 \sin \theta_4^2 - 597,51 (w_4)^2 \cos \theta_4^2 = -57445 \gamma_2 \sin \theta_2 - 57445 (w_2)^2 \cos \theta_2 - 34449 \gamma_3 \sin \theta_3 - 34449 (w_3)^2 \cos \theta_3 \quad (3.22)$$

Im:

$$a_{rod} \sin \theta_6 + 2V_{rod} w_6 \cos \theta_6 + (367,5196 + s) \gamma_6 \cos \theta_6 - (367,5196 + s) (w_6)^2 \sin \theta_6 + 597,51 \gamma_4 \cos \theta_4^2 - 597,51 (w_4)^2 \sin \theta_4^2 = 57445 \gamma_2 \cos \theta_2 - 57445 (w_2)^2 \sin \theta_2 + 34449 \gamma_3 \cos \theta_3 - 34449 (w_3)^2 \sin \theta_3 \quad (3.23)$$

Birinci döngüden iki adet skaler denklem elde edilmiştir. Bu denklemler Çizelge 3.8'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.8. 1.Döngü ivme analizi halka kapanış denklemleri

$a_{rod} \cos \theta_6 - 2V_{rod} w_6 \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \gamma_6 \sin \theta_6 - (367,5196 + s) (w_6)^2 \cos \theta_6 - 597,51 \gamma_4 \sin \theta_4^2 - 597,51 (w_4)^2 \cos \theta_4^2 = -574,45 \gamma_2 \sin \theta_2 - 574,45 (w_2)^2 \cos \theta_2 - 344,49 \gamma_3 \sin \theta_3 - 344,49 (w_3)^2 \cos \theta_3$
$a_{rod} \sin \theta_6 + 2V_{rod} w_6 \cos \theta_6 + (367,5196 + s) \gamma_6 \cos \theta_6 - (367,5196 + s) (w_6)^2 \sin \theta_6 + 597,51 \gamma_4 \cos \theta_4^2 - 597,51 (w_4)^2 \sin \theta_4^2 = 574,45 \gamma_2 \cos \theta_2 - 574,45 (w_2)^2 \sin \theta_2 + 344,49 \gamma_3 \cos \theta_3 - 344,49 (w_3)^2 \sin \theta_3$

1.Döngü için Bilinen ve Bilinmeyen değerleri aşağıdaki gibi yazılır,

Bilinenler: $\theta_6, w_3, s, \theta_4^2, \theta_2, \theta_3, V_{rod}, w_6, w_4, w_2, \gamma_3$

Bilinmeyenler: $a_{rod}, \gamma_6, \gamma_4, \gamma_2$

Buna göre bilinmeyen sayısı 4 ve denklem sayısı 2 olduğu için çözüm yoktur. Sistemi çözebilmek için 2.Döngüden elde edilecek denklemler göz önüne alınmalıdır.

3.4.2. 2.Döngü ivme analizi

2.Döngü için Halka Kapanış Denklemi,

$$a_7 \cdot e^{i07} + a_6 \cdot e^{i06} + a_5 \cdot e^{i05} + a_4 \cdot e^{i041} = a_1 \cdot e^{i01} + a_8 \cdot e^{i08}$$

Yukarıdaki kompleks sayılarda yazılmış olan halka kapanış denkleminin ikinci türevini alır,

$$(a_7 \cdot e^{i\theta_7})^I = 0 \text{ olduğundan } (a_7 \cdot e^{i\theta_7})^{II} = 0$$

$$(a_1 \cdot e^{i\theta_1})^I = 0 \text{ olduğundan } (a_1 \cdot e^{i\theta_1})^{II} = 0$$

$$(a_8 \cdot e^{i\theta_8})^I = 0 \text{ olduğundan } (a_8 \cdot e^{i\theta_8})^{II} = 0$$

$$(a_5 \cdot e^{i\theta_5})^I = i \cdot a_5 \cdot \dot{\theta}_5 \cdot e^{i\theta_5} \text{ olduğundan } (i \cdot a_5 \cdot \dot{\theta}_5 \cdot e^{i\theta_5})^I = i \cdot a_5 \cdot \ddot{\theta}_5 \cdot e^{i\theta_5} - a_5 \cdot (\dot{\theta}_5)^2 \cdot e^{i\theta_5}$$

$$\left(\dot{s} \cdot e^{i\theta_6} \right) = \ddot{s} \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot \dot{s} \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$(a_6 \cdot e^{i\theta_6})^I = \left[(77,5196 + s) e^{i\theta_6} \right]^I = \dot{s} \cdot e^{i\theta_6} + i(77,5196 + s) \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$i(77,5196 + s) \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot a_5 \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} = \left[i(77,5196 + s + 290) \cdot \dot{\theta}_6 \right] \cdot e^{i\theta_6}$$

olduğundan,

$$\left\{ \left[i(77,5196 + s + 290) \cdot \dot{\theta}_6 \right] \cdot e^{i\theta_6} \right\}^I = \dot{s} \cdot i \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + (367,5196 + s) \cdot i \cdot \ddot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} - (367,5196 + s) \cdot (\dot{\theta}_6)^2 \cdot e^{i\theta_6}$$

$$(a_4^1 \cdot e^{i\theta_4^1})^I = i \cdot a_4^1 \cdot \dot{\theta}_4^1 \cdot e^{i\theta_4^1} \quad (i \cdot a_4^1 \cdot \dot{\theta}_4^1 \cdot e^{i\theta_4^1})^I = i \cdot a_4^1 \cdot \ddot{\theta}_4^1 \cdot e^{i\theta_4^1} - a_4^1 \cdot (\dot{\theta}_4^1)^2 \cdot e^{i\theta_4^1}$$

ikinci türevleri alınan ifadeler döngü denkleminde aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned} & \ddot{s} \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot \dot{s} \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + \dot{s} \cdot i \cdot \dot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} + (367,5196 + s) \cdot i \cdot \ddot{\theta}_6 \cdot e^{i\theta_6} - (367,5196 + s) \cdot (\dot{\theta}_6)^2 \cdot e^{i\theta_6} \\ & + i \cdot a_4^1 \cdot \ddot{\theta}_4^1 \cdot e^{i\theta_4^1} - a_4^1 \cdot (\dot{\theta}_4^1)^2 \cdot e^{i\theta_4^1} = 0 \end{aligned}$$

olarak elde edilir.

$$\ddot{s} = a_{rod} \quad \dot{s} = V_{rod} \quad \ddot{\theta}_6 = \ddot{\theta}_5 = \gamma_6 \quad \dot{\theta}_6 = \dot{\theta}_5 = \omega_6 \quad \ddot{\theta}_4^1 = \gamma_4 \quad \dot{\theta}_4^1 = \omega_4$$

değerleri döngü denkleminde aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned} & a_{rod} \cdot e^{i\theta_6} + i \cdot V_{rod} \cdot \omega_6 \cdot e^{i\theta_6} + V_{rod} \cdot i \cdot \omega_6 \cdot e^{i\theta_6} + (367,5196 + s) \cdot i \cdot \gamma_6 \cdot e^{i\theta_6} - (367,5196 + s) \cdot (\omega_6)^2 \cdot e^{i\theta_6} \\ & + i \cdot a_4^1 \cdot \gamma_4 \cdot e^{i\theta_4^1} - a_4^1 \cdot (\omega_4)^2 \cdot e^{i\theta_4^1} = 0 \end{aligned}$$

Elde edilen bu denklemin reel ve imajiner kısımları aşağıdaki gibi yazılır,

Re:

$$\begin{aligned} a_{rod} \cdot \cos \theta_6 - 2V_{rod} w_6 \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot \gamma_6 \cdot \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot (w_6)^2 \cdot \cos \theta_6 \\ = 88,695 \gamma_4 \cdot \sin \theta_4^1 + 88,695 (w_4)^2 \cdot \cos \theta_4^1 \end{aligned} \quad (3.24)$$

Im:

$$\begin{aligned} a_{rod} \cdot \sin \theta_6 + 2V_{rod} w_6 \cos \theta_6 + (367,5196 + s) \cdot \gamma_6 \cdot \cos \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot (w_6)^2 \cdot \sin \theta_6 \\ = 88,695 \gamma_4 \cdot \cos \theta_4^1 + 88,695 \cdot (w_4)^2 \cdot \sin \theta_4^1 \end{aligned} \quad (3.25)$$

İkinci döngüden iki adet skaler denklem elde edilir. Bu denklemler Çizelge 3.9'da gösterilmektedir.

Çizelge 3.9. 2.Döngü ivme analizi halka kapanış denklemleri

$\begin{aligned} a_{rod} \cdot \cos \theta_6 - 2V_{rod} w_6 \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot \gamma_6 \cdot \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot (w_6)^2 \cdot \cos \theta_6 \\ = 88,695 \gamma_4 \cdot \sin \theta_4^1 + 88,695 \cdot (w_4)^2 \cdot \cos \theta_4^1 \end{aligned}$
$\begin{aligned} a_{rod} \cdot \sin \theta_6 + 2V_{rod} w_6 \cos \theta_6 + (367,5196 + s) \cdot \gamma_6 \cdot \cos \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot (w_6)^2 \cdot \sin \theta_6 \\ = 88,695 \gamma_4 \cdot \cos \theta_4^1 + 88,695 \cdot (w_4)^2 \cdot \sin \theta_4^1 \end{aligned}$

2.Döngü için Bilinen ve Bilinmeyen değerleri aşağıdaki gibi yazılır,

Bilinenler: $\theta_6, s, \theta_4^1, V_{rod}, w_6, w_4$

Bilinmeyenler: $a_{rod}, \gamma_6, \gamma_4$

Döngü denklemlerinde elde ettiğimiz denklemler Çizelge 3.10'da gösterilmiştir. İki döngü için bilinen ve bilinmeyen değerleri aşağıdaki gibi yazılır,

Bilinenler: $\theta_6, w_3, s, \theta_4^2, \theta_4^1, \theta_2, \theta_3, V_{rod}, w_6, w_4, w_2, \gamma_3$

Bilinmeyenler: $a_{rod}, \gamma_6, \gamma_4, \gamma_2$

Çizelge 3.10. 1.ve 2.Döngü ivme analizi halka kapanış denklemleri

$a_{rod} \cdot \cos \theta_6 - 2V_{rod} w_6 \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot \gamma_6 \cdot \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot (w_6)^2 \cdot \cos \theta_6$ $- 597,51 \cdot \gamma_4 \cdot \sin \theta_4^2 - 597,51 \cdot (w_4)^2 \cdot \cos \theta_4^2 = -574,45 \cdot \gamma_2 \cdot \sin \theta_2 - 574,45 \cdot (w_2)^2 \cdot \cos \theta_2$ $- 344,49 \cdot \gamma_3 \cdot \sin \theta_3 - 344,49 \cdot (w_3)^2 \cdot \cos \theta_3$
$a_{rod} \cdot \sin \theta_6 + 2V_{rod} w_6 \cos \theta_6 + (367,5196 + s) \cdot \gamma_6 \cdot \cos \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot (w_6)^2 \cdot \sin \theta_6$ $+ 597,51 \cdot \gamma_4 \cdot \cos \theta_4^2 - 597,51 \cdot (w_4)^2 \cdot \sin \theta_4^2 = 574,45 \cdot \gamma_2 \cdot \cos \theta_2 - 574,45 \cdot (w_2)^2 \cdot \sin \theta_2$ $+ 344,49 \cdot \gamma_3 \cdot \cos \theta_3 - 344,49 \cdot (w_3)^2 \cdot \sin \theta_3$
$a_{rod} \cdot \cos \theta_6 - 2V_{rod} w_6 \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot \gamma_6 \cdot \sin \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot (w_6)^2 \cdot \cos \theta_6$ $= 88,695 \cdot \gamma_4 \cdot \sin \theta_4^1 + 88,695 \cdot (w_4)^2 \cdot \cos \theta_4^1$
$a_{rod} \cdot \sin \theta_6 + 2V_{rod} w_6 \cos \theta_6 + (367,5196 + s) \cdot \gamma_6 \cdot \cos \theta_6 - (367,5196 + s) \cdot (w_6)^2 \cdot \sin \theta_6$ $= 88,695 \cdot \gamma_4 \cdot \cos \theta_4^1 + 88,695 \cdot (w_4)^2 \cdot \sin \theta_4^1$

Yukarıdaki denklem sistemleri, bilinen ve bilinmeyen değerleri göz önüne alındığında dört adet skaler denklem sistemini ve dört adet bilinmeyeninin olmasından ötürü çözüm mevcuttur. Mekanizmanın bagaj kapağının her açısal ivme değeri için mekanizmanın diğer uzuvlarının açısal ivmeleri ve amortisörün çizgisel ivmesi elde edilmiştir.

3.4.3. Γ_3 açısal ivmesinin elde edilmesi

Mekanizma uzuvlarının ivme analizinde 3 nolu uzvun açısal ivmesini input değeri olarak kabul edip döngü denklemlerinden bilinmeyenlere ulaşılır. Bunun için mekanizmanın her adımda anlık açısal ivmesini elde etmek için hız analizinde elde edilen anlık açısal hız değerleri kullanılır. Buna göre,

$$\gamma_3 = \frac{\Delta \omega}{\Delta t} \text{ denkleminde } \gamma_3 \text{ değerlerini elde edilir. Toplam 15 adımda gerçekleşen}$$

bagajın kapatılması hareketi için γ_3 değerlerini bir sonraki adımda elde edilen açısal hız ile bir önceki adımda elde edilen açısal hızın farkı alınarak bu adımın gerçekleşmesi için geçen süreye bölerek γ_3 değerlerini elde edilir. γ_3 değerleri Çizelge 3.11'de gösterilmektedir.

$$\gamma_3 = \frac{\omega_j - \omega_i}{t_j - t_i} \quad (3.26)$$

Çizelge 3.11. γ_3 açısal hızının her adımdaki nümerik değeri

w3	Δt	α_3
rad/s	s	rad/s ²
-0,2064	0,1111	0,8395
-0,1132	0,1111	0,3864
-0,0702	0,1111	0,2026
-0,0477	0,1111	0,1182
-0,0346	0,1111	0,0747
-0,0263	0,1111	0,0505
-0,0207	0,1111	0,0363
-0,0166	0,1111	0,0279
-0,0135	0,1111	0,0489
-0,0081	0,15	0,0119
-0,0063	0,15	0,0147
-0,0041	0,15	0,0199
-0,0011	0,15	0,0404
0,0216	0,15	0,0000

3.4.4. Döngü denklemlerinin Mathcad 'te yazılması

Mekanizmanın ivme analizleri yine önceki bölümlerde olduğu gibi 3 Nolu uzvun hareketinin 15 adıma bölünerek; her adımda bilinen değerlere karşılık olarak bilinmeyen değerlerin elde edilmesi şeklinde olacaktır.

Bu durumda MATHCAD üzerinde denklemler yazılarak 15 adımın her adımı için bilinmeyen değerlerin elde edilmesi sağlanacaktır. MATHCAD sayfası EK-6'da Şekil 6.1'de gösterilmiştir. MATHCAD'te denklemleri çözmek için her bilinmeyen ifadeler tahmini değerler yazılır. Buna göre her input değeri için bilinmeyen değerler elde edilir. Yukarıdaki sembollerin ifadeleri aşağıdadır;

$$x : \theta_3, v : V_{rod}, y : \theta_6, z : \theta_4^2, t : \theta_2, s : s$$

$$k : w_6, l : w_4, m : w_2, n : w_3, o : \gamma_3, a : a_{rod}, b : \gamma_6, c : \gamma_4, d : \gamma_2$$

3.4.5. Döngü denklemlerinin sonuçları

Döngü denklemlerinin her adımda input değerlerine karşılık bilinmeyen değerleri MATHCAD yardımı ile elde edilir. Buna göre sonuçlar bir tablo halinde oluşturulmuştur ve EK-7’de Çizelge 7.1’de sunulmuştur.

3.4.6. Noktasal ivme vektörleri

Mekanizma kinematik diyagramından da görüleceği gibi uzuvların birleşim noktalarındaki (mafsal noktaları) ivme vektörleri ve noktalar arası bağıl ivme vektörleri aşağıdaki gibi elde edilir,

6 no’lu uzvun 5 no’lu uzuv ile anlık çakışan noktasındaki teğetsel ve normal ivmesi,

$$a_{A_6}^t = i.(77,5196 + s).\gamma_6.e^{i.\theta_6} = i.(77,5196 + s).\gamma_6.(\cos \theta_6 + i.\sin \theta_6)$$

$$a_{A_6}^n = -(77,5196 + s).\gamma_6.\sin \theta_6 + i.(77,5196 + s).\gamma_6.\cos \theta_6$$

$$a_{A_6}^n = -(77,5196 + s).(\omega_6)^2.e^{i.\theta_6} = -(77,5196 + s).(\omega_6)^2.(\cos \theta_6 + i.\sin \theta_6)$$

$$a_{A_6}^n = -(77,5196 + s).(\omega_6)^2.\cos \theta_6 - i.(77,5196 + s).(\omega_6)^2.\sin \theta_6$$

$$a_{A_6} = a_{A_6}^t + a_{A_6}^n$$

$$a_{A_6} = -(77,5196 + s).\gamma_6.\sin \theta_6 + i.(77,5196 + s).\gamma_6.\cos \theta_6$$

$$- (77,5196 + s).(\omega_6)^2.\cos \theta_6 - i.(77,5196 + s).(\omega_6)^2.\sin \theta_6$$

6 no’lu uzvun 5 no’lu uzuv ile anlık çakışan noktasındaki teğetsel ve coriloris ivmesi,

$$a_{A_5/A_6}^t = a_{rod}.e^{i.\theta_6} = a_{rod}.\cos \theta_6 + i.a_{rod}.\sin \theta_6$$

$$a_{A_5/A_6}^c = 2.i.V_{rod}.\omega_6.e^{i.\theta_6} = 2.i.V_{rod}.\omega_6.(\cos \theta_6 + \sin \theta_6)$$

$$a_{A_5/A_6}^c = -2.V_{rod}.\omega_6.\sin \theta_6 + 2.i.V_{rod}.\omega_6.\cos \theta_6$$

$$a_{A_5/A_6} = a_{A_5/A_6}^t + a_{A_5/A_6}^c$$

$$a_{A_5/A_6} = a_{rod}.\cos \theta_6 + i.a_{rod}.\sin \theta_6 - 2.V_{rod}.\omega_6.\sin \theta_6 + 2.i.V_{rod}.\omega_6.\cos \theta_6$$

$$a_{A_5} = a_{A_6} + a_{A_5/A_6}$$

$$a_{A_5} = -(77,5196 + s).\gamma_6.\sin \theta_6 + i.(77,5196 + s).\gamma_6.\cos \theta_6 - (77,5196 + s).(\omega_6)^2.\cos \theta_6$$

$$- i.(77,5196 + s).(\omega_6)^2.\sin \theta_6 + a_{rod}.\cos \theta_6 + i.a_{rod}.\sin \theta_6 - 2.V_{rod}.\omega_6.\sin \theta_6 + 2.i.V_{rod}.\omega_6.\cos \theta_6$$

B noktası ile 5 ve 6 nolu uzvun anlık çakışan noktası arasındaki bağıl ivmenin teğetsel ve normal bileşeni,

$$\begin{aligned}
a_{B_5/A_6}^t &= i.290.\gamma_6.e^{i\theta_6} = i.290.\gamma_6.(\cos\theta_6 + i\sin\theta_6) \\
a_{B_5/A_6}^t &= -290.\gamma_6.\sin\theta_6 + i.290.\gamma_6.\cos\theta_6 \\
a_{B_5/A_6}^n &= -290.(\omega_6)^2.e^{i\theta_6} = -290.(\omega_6)^2.(\cos\theta_6 + i\sin\theta_6) \\
a_{B_5/A_6}^n &= -290.(\omega_6)^2.\cos\theta_6 - i.290.(\omega_6)^2.\sin\theta_6 \\
a_{B_5/A_6} &= a_{B_5/A_6}^t + a_{B_5/A_6}^n \\
a_{B_5/A_6} &= -290.\gamma_6.\sin\theta_6 + i.290.\gamma_6.\cos\theta_6 - 290.(\omega_6)^2.\cos\theta_6 - i.290.(\omega_6)^2.\sin\theta_6
\end{aligned}$$

B noktasındaki noktasal ivmenin teğetsel ve normal bileşenleri iki yoldan elde edilir. Birinci yol, 5 ve 6 nolu uzuvların anlık çakışan noktalarındaki ivme değerleri ile bu noktanın B noktasına olan bağıl ivme değerleri toplanarak elde edilir. Buna göre,

$$\begin{aligned}
a_B &= a_{A_6} + a_{B_5/A_6} \\
a_B &= -(77,5196+s)\gamma_6.\sin\theta_6 + i.(77,5196+s)\gamma_6.\cos\theta_6 - (77,5196+s)(\omega_6)^2.\cos\theta_6 \\
&\quad - i.(77,5196+s)(\omega_6)^2.\sin\theta_6 + a_{rod}.\cos\theta_6 + i.a_{rod}.\sin\theta_6 - 2.V_{rod}.\omega_6.\sin\theta_6 + 2.i.V_{rod}.\omega_6.\cos\theta_6 \\
&\quad - 290.\gamma_6.\sin\theta_6 + i.290.\gamma_6.\cos\theta_6 - 290(\omega_6)^2.\cos\theta_6 - i.290(\omega_6)^2.\sin\theta_6
\end{aligned}$$

B noktasındaki noktasal ivmenin teğetsel ve normal bileşenlerini elde etmenin ikinci yolu ise 4 nolu uzvun bağlantı noktasından sabit eksen üzerinde dönme hareketi yapan bir uzuv olmasından dolayı mafsal noktasından hareket ile aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}
a_B^t &= -i.88,695.\gamma_4.e^{i\theta_4^1} = -i.88,695.\gamma_4.(\cos\theta_4^1 + i\sin\theta_4^1) \\
a_B^t &= 88,695.\gamma_4.\sin\theta_4^1 - i.88,695.\gamma_4.\cos\theta_4^1 \\
a_B^n &= 88,695.(\omega_4)^2.e^{i\theta_4^1} = 88,695.(\omega_4)^2.(\cos\theta_4^1 + i\sin\theta_4^1) \\
a_B^n &= 88,695.(\omega_4)^2.\cos\theta_4^1 + i.88,695.(\omega_4)^2.\sin\theta_4^1 \\
a_B &= a_B^t + a_B^n \\
a_B &= 88,695.\gamma_4.\sin\theta_4^1 - i.88,695.\gamma_4.\cos\theta_4^1 + 88,695.(\omega_4)^2.\cos\theta_4^1 + i.88,695.(\omega_4)^2.\sin\theta_4^1
\end{aligned}$$

D noktasının teğetsel ve normal ivme bileşenleri,

$$\begin{aligned}
a_D^t &= i.574,45.\gamma_2.e^{i.\theta_2} = i.574,45.\gamma_2.(\cos\theta_2 + i.\sin\theta_2) \\
a_D^t &= -574,45.\gamma_2.\sin\theta_2 + i.574,45.\gamma_2.\cos\theta_2 \\
a_D^n &= -574,45.(\omega_2)^2.e^{i.\theta_2} = -574,45.(\omega_2)^2.(\cos\theta_2 + i.\sin\theta_2) \\
a_D^n &= -574,45.(\omega_2)^2.\cos\theta_2 - i.574,45.(\omega_2)^2.\sin\theta_2 \\
a_D &= a_D^t + a_D^n \\
a_D &= -574,45.\gamma_2.\sin\theta_2 + i.574,45.\gamma_2.\cos\theta_2 - 574,45.(\omega_2)^2.\cos\theta_2 - 574,45.(\omega_2)^2.\sin\theta_2
\end{aligned}$$

C noktasının D noktasına göre bağıl ivmesinin teğetsel ve normal bileşenleri,

$$\begin{aligned}
a_{C/D}^t &= i.344,49.\gamma_3.e^{i.\theta_3} = i.344,49.\gamma_3.(\cos\theta_3 + i.\sin\theta_3) \\
a_{C/D}^t &= -344,49.\gamma_3.\sin\theta_3 + i.344,49.\gamma_3.\cos\theta_3 \\
a_{C/D}^n &= -344,49.(\omega_3)^2.e^{i.\theta_3} = -344,49.(\omega_3)^2.(\cos\theta_3 + i.\sin\theta_3) \\
a_{C/D}^n &= -344,49.(\omega_3)^2.\cos\theta_3 - i.344,49.(\omega_3)^2.\sin\theta_3 \\
a_{C/D} &= a_{C/D}^t + a_{C/D}^n \\
a_{C/D} &= -344,49.\gamma_3.\sin\theta_3 + i.344,49.\gamma_3.\cos\theta_3 - 344,49.(\omega_3)^2.\cos\theta_3 - i.344,49.(\omega_3)^2.\sin\theta_3
\end{aligned}$$

C noktasının B noktasına göre bağıl ivmesinin teğetsel ve normal bileşenleri,

$$\begin{aligned}
a_{C/B}^t &= i.597,51.\gamma_4.e^{i.\theta_4^2} = i.597,51.\gamma_4.(\cos\theta_4^2 + i.\sin\theta_4^2) \\
a_{C/B}^t &= -597,51.\gamma_4.\sin\theta_4^2 + i.597,51.\gamma_4.\cos\theta_4^2 \\
a_{C/B}^n &= -597,51.(\omega_4)^2.e^{i.\theta_4^2} = -597,51.(\omega_4)^2.(\cos\theta_4^2 + i.\sin\theta_4^2) \\
a_{C/B}^n &= -597,51.(\omega_4)^2.\cos\theta_4^2 - i.597,51.(\omega_4)^2.\sin\theta_4^2 \\
a_{C/B} &= a_{C/B}^t + a_{C/B}^n \\
a_{C/B} &= -597,51.\gamma_4.\sin\theta_4^2 + i.597,51.\gamma_4.\cos\theta_4^2 - 597,51.(\omega_4)^2.\cos\theta_4^2 - i.597,51.(\omega_4)^2.\sin\theta_4^2
\end{aligned}$$

C noktasının teğetsel ve normal ivme bileşenleri iki farklı yoldan elde edilir.

Bunlardan birincisi D noktasının ivme bileşenleri ile C noktasının D noktasına göre olan ivme bileşenlerinin toplamı ile elde edilir. İkinci yoldan ise B noktasının ivme bileşenleri ile C noktasının B noktasına göre olan ivme bileşenlerinin toplamı ile elde edilir. Buna göre,

$$a_C = a_D + a_{C/D}$$

$$a_C = -574,45.\gamma_2.\sin\theta_2 + i.574,45.\gamma_2.\cos\theta_2 - 574,45.(\omega_2)^2.\cos\theta_2 - 574,45.(\omega_2)^2.\sin\theta_2 \\ - 344,49.\gamma_3.\sin\theta_3 + i.344,49.\gamma_3.\cos\theta_3 - 344,49.(\omega_3)^2.\cos\theta_3 - i.344,49.(\omega_3)^2.\sin\theta_3$$

$$a_C = a_B + a_{C/B}$$

$$a_C = 88,695.\gamma_4.\sin\theta_4^1 - i.88,695.\gamma_4.\cos\theta_4^1 + 88,695.(\omega_4)^2.\cos\theta_4^1 + i.88,695.(\omega_4)^2.\sin\theta_4^1 \\ - 597,51.\gamma_4.\sin\theta_4^2 + i.597,51.\gamma_4.\cos\theta_4^2 - 597,51.(\omega_4)^2.\cos\theta_4^2 - i.597,51.(\omega_4)^2.\sin\theta_4^2$$

Böylece tüm noktaların ivme değerleri ve noktalar arası bağıl ivme değerleri elde edilmiştir. Bu ivme değerleri atalet kuvvetlerinin bulunmasında kullanılacaktır.

3.4.7. Noktasal ivme vektörleri sonuçları

Her stepte yukarıda elde edilmiş olan noktasal ivme vektörleri ve bileşenleri EK-8'deki Çizelge 8.1'de gösterilmiştir.

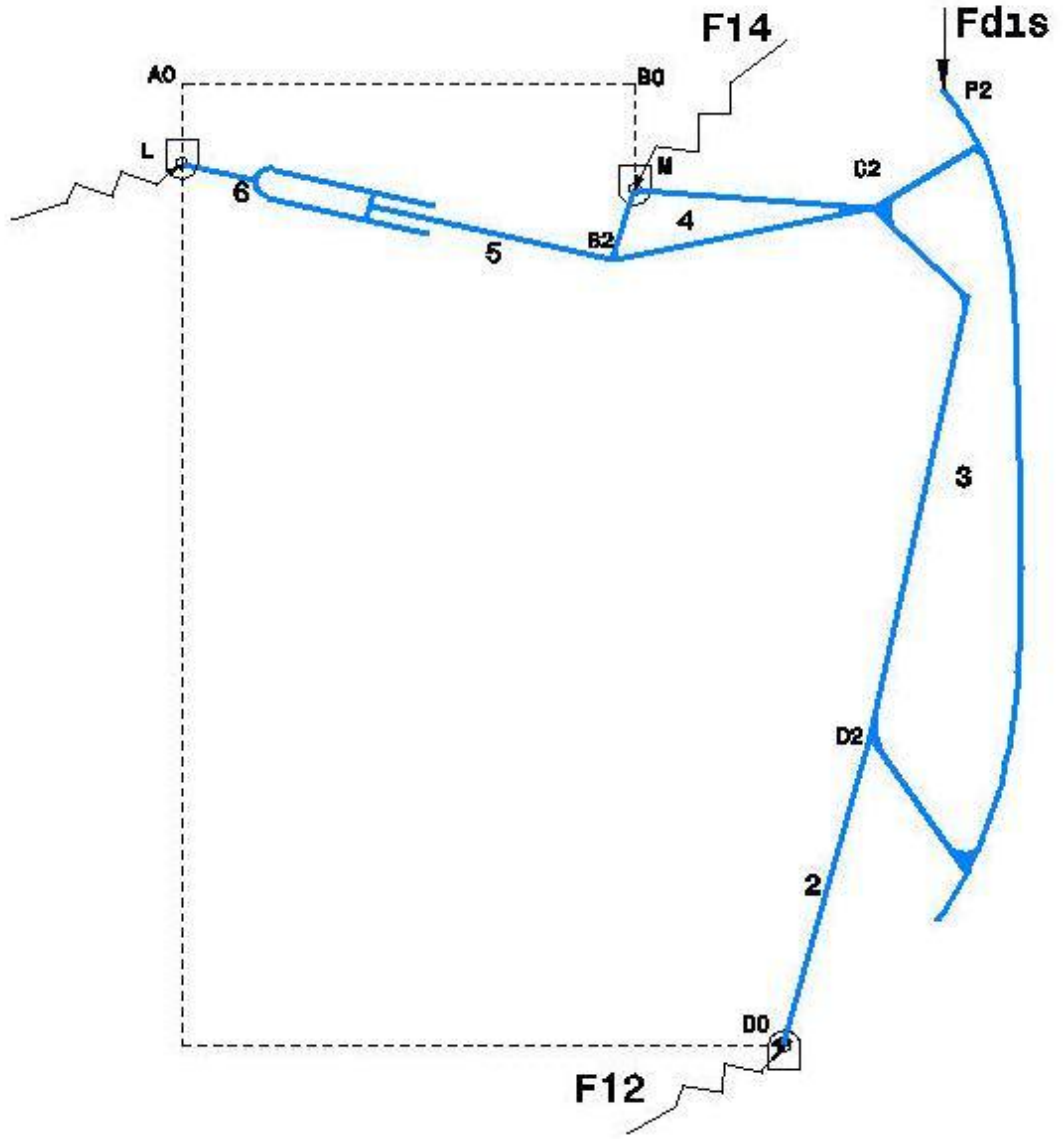
4. MEVCUT MEKANİZMANIN KİNETİK ANALİZİ

Mekanizmanın kinetik analizi yapılırken uzuvların üzerine gelen kuvvet ve momentler gösterilerek denge denklemleri yazılır [3]. Denge denklemlerinin sonucunda, her adımda mekanizma uzuvlarının her birine gelen kuvvetler bulunmuş olacaktır.

4.1. Mekanizmanın Kinetik Gösterimi

Daha önceki bölümde mekanizmanın kinematik analizi incelendi. Mekanizmanın kinetik analizi kısmında kinematik analiz kısmından elde edilen açısal ve çizgisel ivme değerleri atalet kuvvetlerini ve atalet momentlerini elde etmek için kullanılacaktır.

Mekanizma kinetik analizi analitik olarak incelendiğinde uzuvların tek tek serbest cisim diyagramları çizilir ve uzuv üzerine etki eden tüm kuvvetler ve momentler çözülür [3]. Burada 3 nolu uzuv üzerine etki eden kuvvet bilindiği için ilk olarak 2 ve 3 nolu uzuvların analizi simultane olarak yapılacaktır. Kinetik analizde vektörel olarak moment denklemleri ve toplam kuvvet denklemi yazılır. Prensip olarak D'Alambert yasası uygulanacağı için atalet kuvvetleri ve momentleri vektörel olarak negatif yönde gösterilir ve toplam kuvvet ve moment denklemleri sıfır'a eşitlenir [3]. Şekil 4.1'de mevcut mekanizmanın kinetik diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Mekanizmanın kinetik gösterimi

4.2. F_d Dış Kuvvetinin Elde Edilmesi

Mekanizmayı kapatmak için gerekli olan kuvvet bulunduğu takdirde uzuvların bağlantı noktalarındaki reaksiyon kuvvetlerini elde edilecektir. Bunun için MAN Türkiye A.Ş. fabrikasının AR-GE bölümünde bir uygulama yaparak gerekli olan kuvvetler elde edilmiştir.

Bu yöntemde mekanizmanın kapatılması için kuvvetin uygulandığı elçek bölgesi referans alınarak kapanana kadar geçen bölümde her 10 cm aralıklarla, kuvvet ölçer kullanılarak 3 farklı kişinin ölçümü ile kuvvet değerleri okunmuş ve Çizelge 4.1’de tablo halinde gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Kuvvet ölçüm verileri

KUVVET ÖLÇÜM VERİLERİ				
Konum (mm)	1.Ölçüm (kg)	2.Ölçüm (kg)	3.Ölçüm (kg)	Ortalama (kg)
1000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
900	13,0000	13,0000	13,0000	13,0000
800	16,0000	13,0000	13,0000	14,0000
700	15,0000	13,0000	14,0000	14,0000
600	17,0000	15,0000	16,0000	16,0000
500	18,0000	18,0000	18,0000	18,0000
400	22,0000	20,0000	19,0000	20,3333
300	21,0000	22,0000	19,0000	20,6667
200	21,0000	24,0000	22,0000	22,3333
100	22,0000	23,0000	23,0000	22,6667
30	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Bu tabloda değerler bir grafik ile EK-9’da Şekil 9.1’de gösterilmiştir. Mekanizmanın analizinde 15 step göz önüne alınıp çözüm yapıldığından dolayı yine kuvvet değerlerini elde etmek için de 15 stepe ayrılacak ve her stepte karşılık gelen kuvvet değerleri iterasyon yapılarak bulunacaktır. Bu yüzden grafikte 1000 değerinden 0 değerine kadar olan kısım 15 aralığa bölünecektir. Buna göre,

$$x = \frac{(1000 - 0)}{19}$$

$$x = 52,63 \text{ mm}$$

Step 1: 0

Step 2: 52,63 mm

Step 3: 105,26 mm

Step 4: 157,89 mm

Step 5: 210,52 mm

Step 6: 263,15 mm

Step 7: 315,78 mm

Step 8: 368,41 mm

Step 9: 421,04 mm

Step 10: 473,67 mm

Step 11: 526,30 mm

Step 12: 578,93 mm

Step 13: 631,56 mm

Step 14: 684,19 mm

Step 15: 736,82 mm

Buna göre her stepteki kuvvet değerlerini bulmak için aşağıdaki iterasyon yapılır;

STEP(1-2)

$$\frac{x}{13} = \frac{(100 - 52,63)}{100} \Rightarrow x = F_2 = 6,1581 \text{ kg} \Rightarrow F_2 = 60,411 \text{ N} \Rightarrow F_2 = 0,0604 \text{ kN}$$

STEP(2-3)

$$\frac{y}{1} = \frac{(105,26 - 100)}{100} \Rightarrow y = 0,0526 \Rightarrow x = F_3 = 13,0526 \text{ kg} \Rightarrow F_3 = 128,046 \text{ N} \Rightarrow F_3 = 0,128 \text{ kN}$$

STEP(3-4)

$$\frac{y}{1} = \frac{(157,89 - 100)}{100} \Rightarrow y = 0,05789 \Rightarrow x = F_4 = 13,5789 \text{ kg} \Rightarrow F_4 = 133,209 \text{ N} \Rightarrow F_4 = 0,133 \text{ kN}$$

$$F_5 = 14 \text{ kg} \Rightarrow F_5 = 137,34 \text{ N} \Rightarrow F_5 = 0,137 \text{ kN}$$

$$F_6 = 14 \text{ kg} \Rightarrow F_6 = 137,34 \text{ N} \Rightarrow F_6 = 0,137 \text{ kN}$$

STEP(6-7)

$$\frac{y}{4} = \frac{(15,78)}{200} \Rightarrow y = 0,03156 \Rightarrow x = F_7 = 14,3156 \text{ kg} \Rightarrow F_7 = 140,436 \text{ N} \Rightarrow F_7 = 0,140 \text{ kN}$$

STEP(7-8)

$$\frac{y}{4} = \frac{(68,41)}{200} \Rightarrow y = 1,3682 \Rightarrow x = F_8 = 15,3682 \text{ kg} \Rightarrow F_8 = 150,762 \text{ N} \Rightarrow F_8 = 0,151 \text{ kN}$$

STEP(8-9)

$$\frac{y}{4} = \frac{(121,04)}{200} \Rightarrow y = 2,4208 \Rightarrow x = F_9 = 16,4208 \text{ kg} \Rightarrow F_9 = 161,088 \text{ N} \Rightarrow F_9 = 0,161 \text{ kN}$$

STEP(9 – 10)

$$\frac{y}{4} = \frac{(173,67)}{200} \Rightarrow y = 3,4734 \Rightarrow x = F_{10} = 17,4734kg \Rightarrow F_{10} = 171,414N \Rightarrow F_{10} = 0,171kN$$

STEP(10 – 11)

$$\frac{y}{2,3} = \frac{(78,93)}{100} \Rightarrow y = 1,8154 \Rightarrow x = F_{11} = 19,8154kg \Rightarrow F_{11} = 194,389N \Rightarrow F_{11} = 0,194kN$$

STEP(11 – 12)

$$\frac{y}{0,3} = \frac{(31,56)}{100} \Rightarrow y = 0,09468 \Rightarrow x = F_{12} = 20,3947kg \Rightarrow F_{12} = 200,072N \Rightarrow F_{12} = 0,2kN$$

STEP(12 – 13)

$$\frac{y}{0,3} = \frac{(84,19)}{100} \Rightarrow y = 0,2526 \Rightarrow x = F_{13} = 20,5526kg \Rightarrow F_{13} = 201,621N \Rightarrow F_{13} = 0,202kN$$

STEP(13 – 14)

$$\frac{y}{1,7} = \frac{(36,82)}{100} \Rightarrow y = 0,4418 \Rightarrow x = F_{14} = 21,0418kg \Rightarrow F_{14} = 206,482N \Rightarrow F_{14} = 0,206kN$$

STEP(14 – 15)

$$\frac{y}{1,7} = \frac{(89,45)}{100} \Rightarrow y = 1,5207 \Rightarrow x = F_{15} = 22,1207kg \Rightarrow F_{15} = 217,004N \Rightarrow F_{15} = 0,217kN$$

STEP(15 – 16)

$$\frac{y}{0,3} = \frac{(42,08)}{100} \Rightarrow y = 0,1262 \Rightarrow x = F_{16} = 22,4262kg \Rightarrow F_{16} = 220,001N \Rightarrow F_{16} = 0,220kN$$

STEP(16 – 17)

$$\frac{y}{0,3} = \frac{(94,71)}{100} \Rightarrow y = 0,2841 \Rightarrow x = F_{17} = 22,5841kg \Rightarrow F_{17} = 221,550N \Rightarrow F_{17} = 0,222kN$$

STEP(17 – 18)

$$\frac{x}{22,6} = \frac{(915 - 930)}{100} \Rightarrow x = F_{18} = 3,39kg \Rightarrow F_{18} = 33,256N \Rightarrow F_{18} = 0,033kN$$

$$F_{19} = 0$$

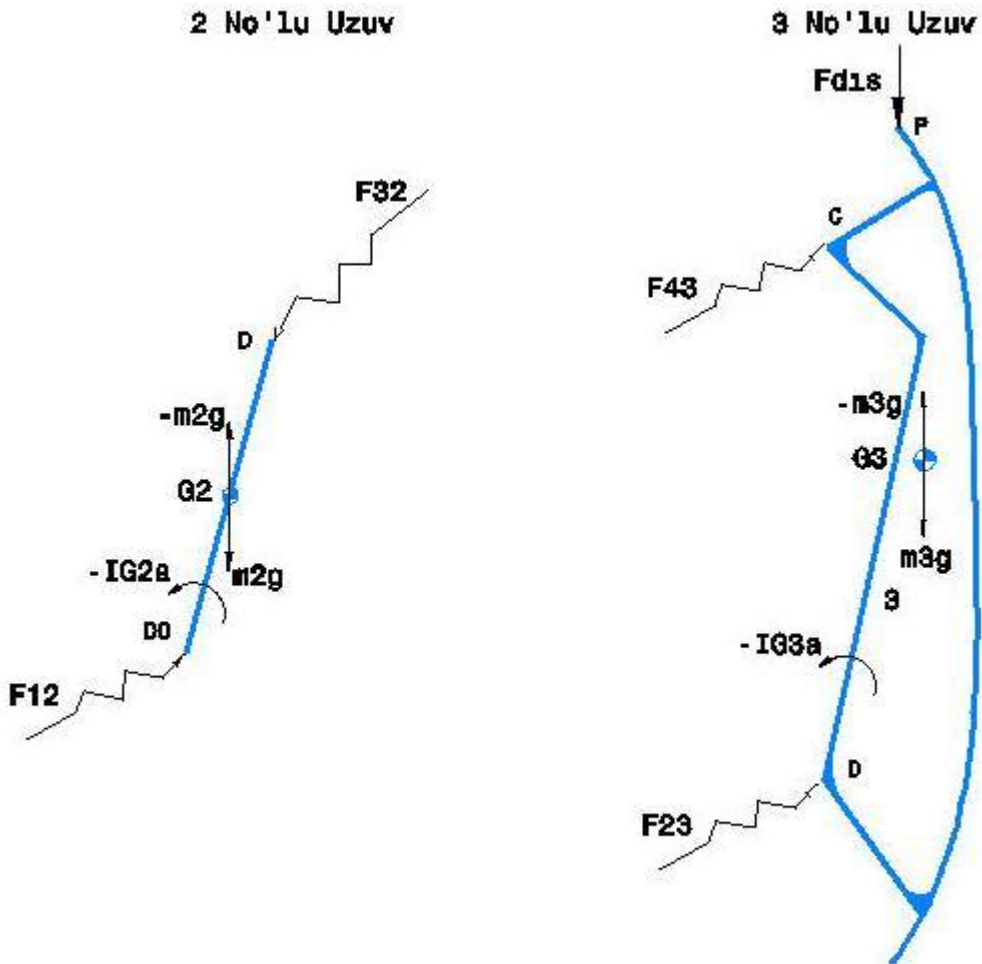
Her stepteki kuvvet değerleri yukarıdaki iterasyondan elde edilmiştir. Bu değerler ile uzuvların kinetik analizi yapılarak her stepte reaksiyon kuvvetleri elde edilecektir.

4.3. 2 ve 3 No'lu Uzuvların Kinetik Analizi

Bu bölümde sırasıyla 2 ve 3 nolu uzuvların serbest cisim diyagramları çizilecek, kuvvet ve moment denklemleri yazılacaktır. Kinematik analizden elde edilen ivme değerleri ile ağırlık merkezlerindeki ivmeler bulunacaktır. Daha sonra moment denkleminde kullanılacak olan vektör ifadeleri elde edilecektir. Son olarak ise bilinmeyen reaksiyon kuvvetleri bulunacaktır.

4.3.1. Uzuvarın serbest cisim diyagramları ve denklemler

2 ve 3 numaralı cisimlerin serbest cisim diyagramları aşağıdaki gibi çizilir.



Şekil 4.2. 2 ve 3 numaralı cisimlerin serbest cisim diyagramları

2 ve 3 no'lu uzuvların simultane olarak analiz ederek bilinmeyen değerlere kolayca ulaşılabilir. Buna göre ilk olarak 2 no'lu uzuvda D_0 noktasına göre moment denklemi yazılır. Daha sonra 3 no'lu uzuvda C noktasına göre moment denklemi yazılır. Son olarak ise 2 ve 3 nolu uzuvlardaki toplam kuvvet eşitlikleri yazılır. Buna göre;

$$\sum M_{D_0} = 0$$

$$r_{G_2D_0} x(-m_2 \cdot a_{G_2} + m_2 \cdot g) + r_{DD_0} x F_{32} - I_{G_2} \cdot \gamma_2 = 0 \dots \dots \dots (4.1)$$

$$\sum M_C = 0$$

$$r_{G_3C} x(-m_3 \cdot a_{G_3} + m_3 \cdot g) + r_{PC} x F_d + r_{DC} x F_{23} - I_{G_3} \cdot \gamma_3 = 0 \dots \dots \dots (4.2)$$

$$\sum F_2 = 0$$

$$F_{12} + F_{32} + (-m_2 \cdot a_{G_2} + m_2 \cdot g) = 0 \dots \dots \dots (4.3)$$

$$\sum F_3 = 0$$

$$F_{43} + F_{23} + F_d + (-m_3 \cdot a_{G_3} + m_3 \cdot g) = 0 \dots \dots \dots (4.4)$$

$m_3 = 43,613 \text{ kg}$, $m_2 = 1,027 \text{ kg}$, $I_{G3} = 4,195 \text{ kg.m}^2$, $I_{G2} = 0,035 \text{ kg.m}^2$
 $m_3g = 427,844 \text{ N}$, $m_2g = 10,075 \text{ N}$ değerleri CATIA datasından okunur.

4.3.2. Uzunların ağırlık merkezlerindeki çizgisel ivmeleri

2 nolu uzvun ağırlık merkezindeki ivmesinin teğetsel ve normal bileşenlerini bulmak için aşağıdaki formülasyon kullanılabilir. Buna göre;

$$a_{G_2} = a_{G_2}^t + a_{G_2}^n$$

$$a_{G_2}^t = i \cdot |r_{G_2D_0}| \cdot \gamma_2 \cdot e^{i \cdot \theta_2}$$

$$a_{G_2}^t = i \cdot |r_{G_2D_0}| \cdot \gamma_2 \cdot (\cos \theta_2 + i \cdot \sin \theta_2)$$

$$a_{G_2}^t = -|r_{G_2D_0}| \cdot \gamma_2 \cdot \sin \theta_2 + i \cdot |r_{G_2D_0}| \cdot \gamma_2 \cdot \cos \theta_2$$

$$a_{G_2}^n = -|r_{G_2D_0}| \cdot \omega_2^2 \cdot e^{i \cdot \theta_2}$$

$$a_{G_2}^n = -|r_{G_2D_0}| \cdot \omega_2^2 \cdot (\cos \theta_2 + i \cdot \sin \theta_2)$$

$$a_{G_2}^n = -|r_{G_2D_0}| \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \theta_2 - i \cdot |r_{G_2D_0}| \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \theta_2$$

$$a_{G_2} = -|r_{G_2D_0}| \cdot \gamma_2 \cdot \sin \theta_2 + i \cdot |r_{G_2D_0}| \cdot \gamma_2 \cdot \cos \theta_2 - |r_{G_2D_0}| \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \theta_2 - i \cdot |r_{G_2D_0}| \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \theta_2$$

olarak elde edilir. Burada 2 no'lu uzuv sabit ekseninde hareket eden bir uzuv olduğu için ivme denklemi yukarıdaki gibi yazılabilir.

3 no'lu uzvun ağırlık merkezindeki ivmesinin teğetsel ve normal bileşenlerini bulmak için ağırlık merkezi noktası olan G_3 noktasının C noktasına göre bağıl ivme

denklemini yazılır. Uzunun ağırlık merkezinin koordinatları CATIA datasından elde edilir. İvme denklemi aşağıdaki gibi yazılır;

$$\begin{aligned}
 a_{G_3C} &= a_{G_3C}^t + a_{G_3C}^n \\
 a_{G_3C}^t &= i|r_{G_3C}|\gamma_3 \cdot e^{i\theta_3^*} \\
 a_{G_3C}^t &= i|r_{G_3C}|\gamma_3 \cdot (\cos \theta_3^* + i \sin \theta_3^*) \\
 a_{G_3C}^t &= -|r_{G_3C}|\gamma_3 \cdot \sin \theta_3^* + i|r_{G_3C}|\gamma_3 \cdot \cos \theta_3^* \\
 a_{G_3C}^n &= -|r_{G_3C}| \cdot \omega_3^2 \cdot e^{i\theta_3^*} \\
 a_{G_3C}^n &= -|r_{G_3C}| \cdot \omega_3^2 \cdot (\cos \theta_3^* + i \sin \theta_3^*) \\
 a_{G_3C}^n &= -|r_{G_3C}| \cdot \omega_3^2 \cdot \cos \theta_3^* - i|r_{G_3C}| \cdot \omega_3^2 \cdot \sin \theta_3^* \\
 a_{G_3C} &= -|r_{G_3C}|\gamma_3 \cdot \sin \theta_3^* + i|r_{G_3C}|\gamma_3 \cdot \cos \theta_3^* - |r_{G_3C}| \cdot \omega_3^2 \cdot \cos \theta_3^* - i|r_{G_3C}| \cdot \omega_3^2 \cdot \sin \theta_3^*
 \end{aligned}$$

yukarıdaki denklemdeki θ_3^* açısı $|r_{G_3C}|$ vektörünün x eksenine pozitif yönde yapmış olduğu açıdır. Uzunun geometrisi bilindiği için kolayca hesaplanabilir.

Buna göre ağırlık merkezi noktası olan G_3 noktasının ivme denklemi aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned}
 a_C &= -574,45 \cdot \gamma_2 \cdot \sin \theta_2 + i \cdot 574,45 \cdot \gamma_2 \cdot \cos \theta_2 - 574,45 \cdot (\omega_2)^2 \cdot \cos \theta_2 - 574,45 \cdot (\omega_2)^2 \cdot \sin \theta_2 \\
 &\quad - 344,49 \cdot \gamma_3 \cdot \sin \theta_3 + i \cdot 344,49 \cdot \gamma_3 \cdot \cos \theta_3 - 344,49 \cdot (\omega_3)^2 \cdot \cos \theta_3 - i \cdot 344,49 \cdot (\omega_3)^2 \cdot \sin \theta_3 \\
 a_{G_3} &= -574,45 \cdot \gamma_2 \cdot \sin \theta_2 + i \cdot 574,45 \cdot \gamma_2 \cdot \cos \theta_2 - 574,45 \cdot (\omega_2)^2 \cdot \cos \theta_2 - 574,45 \cdot (\omega_2)^2 \cdot \sin \theta_2 \\
 &\quad - 344,49 \cdot \gamma_3 \cdot \sin \theta_3 + i \cdot 344,49 \cdot \gamma_3 \cdot \cos \theta_3 - 344,49 \cdot (\omega_3)^2 \cdot \cos \theta_3 - i \cdot 344,49 \cdot (\omega_3)^2 \cdot \sin \theta_3 \\
 &\quad - |r_{G_3C}| \cdot \gamma_3 \cdot \sin \theta_3^* + i|r_{G_3C}| \cdot \gamma_3 \cdot \cos \theta_3^* - |r_{G_3C}| \cdot \omega_3^2 \cdot \cos \theta_3^* - i|r_{G_3C}| \cdot \omega_3^2 \cdot \sin \theta_3^*
 \end{aligned}$$

Böylece kinematik analizden elde edilen C noktasının çizgisel ivme değeri 3'ü uzunun ağırlık merkezinin ivme değerini bulmak için kullanılmıştır.

4.3.3. Moment denklemindeki vektörlerin bulunuşu

“Eş. 4.1” ve “Eş. 4.2” de yazılmış olan moment denklemlerinde kullanılacak vektörler aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned}
r_{G_2D_0} &= |r_{G_2D_0}| \cdot e^{i\theta_2} = |r_{G_2D_0}| \cdot (\cos \theta_2 + i \sin \theta_2) \\
r_{DD_0} &= |r_{DD_0}| \cdot e^{i\theta_2} = |r_{DD_0}| \cdot (\cos \theta_2 + i \sin \theta_2) \\
r_{DC} &= |r_{DC}| \cdot e^{i(\pi+\theta_3)} = |r_{DC}| \cdot [\cos(\pi + \theta_3) + i \sin(\pi + \theta_3)] \\
r_{PC} &= |r_{PC}| \cdot e^{i(\theta_3-\alpha)} = |r_{PC}| \cdot [\cos(\theta_3 - \alpha) + i \sin(\theta_3 - \alpha)] \\
r_{G_3C} &= |r_{G_3C}| \cdot e^{i(\theta_3-\beta)} = |r_{G_3C}| \cdot [\cos(\theta_3 - \beta) + i \sin(\theta_3 - \beta)]
\end{aligned}$$

burada α açısı cismin geometrisinden elde edilir ve değeri $\alpha = 4,465^\circ$ dir. β açısı yine cismin geometrisinden elde edilir ve değeri $\beta = 37,152^\circ$ dir.

Buna göre her stepte vektörlerin bileşenleri EK-10'da Çizelge 10.1'de gösterilmiştir.

4.3.4. Denklemlerinin sonuçları

Bölüm 4.3.1'de yazmış olduğumuz denklem sistemini çözebilmek için gerekli olan değerleri Bölüm 4.3.2 ve Bölüm 4.3.3 kısımlarında elde edilmiştir. Buna göre;

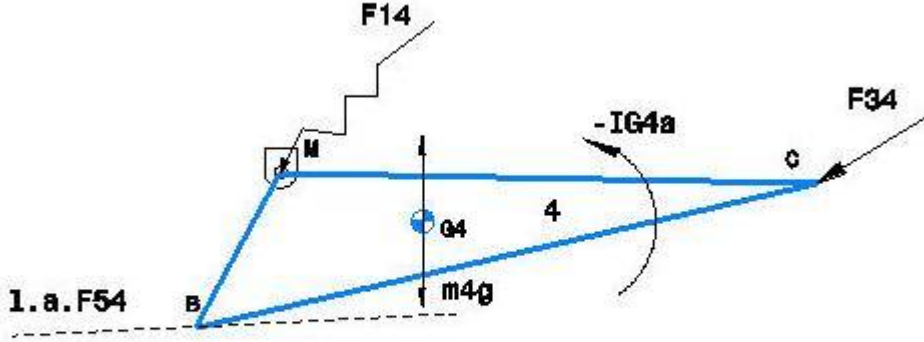
Denklem 4.1 ve 4.2 de $r_{G_2D_0}$, $(-m_2 \cdot a_{G_2})$, $(m_2 \cdot g)$, r_{DD_0} , I_{G_2} , γ_2 , r_{G_3C} , $(-m_3 \cdot a_{G_3})$, $(m_3 \cdot g)$, r_{PC} , F_d , r_{DC} , I_{G_3} , γ_3 değerleri her stepte bilinmekte olduğundan denklem 4.1 ve 4.2 skaler denklemlerinden $F_{32} = -F_{23}$ kuvveti elde edilir.

4.3 no'lu denklemde moment denklemlerinden elde edilen F_{32} her stepte yerine koyularak F_{12} kuvveti elde edilir.

Denklem 4.4'te moment denklemlerinden elde ettiğimiz F_{23} her stepte yerine koyularak F_{43} kuvveti elde edilir. Böylece 2 no'lu uzva etki eden F_{32} ve F_{12} kuvvetleri ile 3 no'lu uzva etki eden F_{43} ve F_{23} kuvvetleri bulunmuştur. Bu kuvvetler EK-11'de Çizelge 11.1'de gösterilmiştir.

4.4. 4 No'lu Uzun Kinetik Analizi

Bu bölümde 4 nolu uzun serbest cisim diyagramı çizilecek, kuvvet ve moment denklemleri yazılacaktır. Kinematik analizden elde edilen ivme değerleri ile ağırlık merkezindeki ivme bulunur. Daha sonra moment denkleminde kullanılacak olan vektör ifadeleri elde edilir. Son olarak ise bilinmeyen reaksiyon kuvvetleri bulunur.



Şekil 4.3. 4 numaralı cismin serbest cisim diyagramı

4.4.1. Uzun serbest cisim diyagramı ve denklemler

İlk olarak 4 no'lu uzuvda M noktasına göre moment denklemi yazılır. Daha sonra ise uzuv üzerindeki toplam kuvvet eşitlikliği yazılarak bilinmeyen kuvvetler her stepte elde edilir. Buna göre;

$$\sum M_M = 0$$

$$r_{G_4M} \times (-m_4 \cdot a_{G_4} + m_4 \cdot g) + r_{BM} \times F_{54} + r_{CM} \times F_{34} - I_{G_4} \cdot \gamma_4 = 0 \dots \dots \dots (4.5)$$

$$\sum F_4 = 0$$

$$F_{54} + (-m_4 \cdot a_{G_4} + m_4 \cdot g) + F_{34} + F_{14} = 0 \dots \dots \dots (4.6)$$

$m_4 = 6,246 \text{ kg}$, $I_{G_4} = 0,313 \text{ kg.m}^2$, $m_4g = 61,273 \text{ N}$ değerleri CATIA datasından okunur.

4.4.2. Uzun ağırlık merkezindeki çizgisel ivmesi

4 nolu uzvun ağırlık merkezindeki ivmesinin teğetsel ve normal bileşenlerini bulmak için aşağıdaki formülasyon kullanılır. Buna göre;

$$\begin{aligned}
a_{G_4} &= a_{G_4}^t + a_{G_4}^n \\
a_{G_4}^t &= i \cdot |r_{G_4M}| \cdot \gamma_4 \cdot e^{i\theta_4^*} \\
a_{G_4}^t &= i \cdot |r_{G_4M}| \cdot \gamma_4 \cdot (\cos \theta_4^* + i \cdot \sin \theta_4^*) \\
a_{G_4}^t &= -|r_{G_4M}| \cdot \gamma_4 \cdot \sin \theta_4^* + i \cdot |r_{G_4M}| \cdot \gamma_4 \cdot \cos \theta_4^* \\
a_{G_4}^n &= -|r_{G_4M}| \cdot \omega_4^2 \cdot e^{i\theta_4^*} \\
a_{G_4}^n &= -|r_{G_4M}| \cdot \omega_4^2 \cdot (\cos \theta_4^* + i \cdot \sin \theta_4^*) \\
a_{G_4}^n &= -|r_{G_4M}| \cdot \omega_4^2 \cdot \cos \theta_4^* - i \cdot |r_{G_4M}| \cdot \omega_4^2 \cdot \sin \theta_4^* \\
a_{G_4} &= -|r_{G_4M}| \cdot \gamma_4 \cdot \sin \theta_4^* + i \cdot |r_{G_4M}| \cdot \gamma_4 \cdot \cos \theta_4^* - |r_{G_4M}| \cdot \omega_4^2 \cdot \cos \theta_4^* - i \cdot |r_{G_4M}| \cdot \omega_4^2 \cdot \sin \theta_4^*
\end{aligned}$$

olarak elde edilir. Burada 4 no'lu uzuv sabit ekseninde hareket eden bir uzuv olduğu için ivme denklemi yukarıdaki gibi yazılır.

Yukarıdaki denklemdeki θ_4^* açısı $|r_{G_4M}|$ vektörünün x eksenine ile pozitif yönde yapmış olduğu açıdır. Uzun geometrisi bilindiği için kolayca hesaplanır.

$$\theta_4^* = \theta_4^1 + \pi + 96,265^\circ$$

olarak elde edilir.

4.4.3. Moment denklemindeki vektörlerin bulunuşu

“Eş. 4.5” te yazılan moment denkleminde kullanacak vektörlerin bileşenleri aşağıdaki gibi yazılır,

$$\begin{aligned}
r_{BM} &= |r_{BM}| \cdot e^{i(\pi + \theta_4^1)} = |r_{BM}| \cdot [\cos(\pi + \theta_4^1) + i \cdot \sin(\pi + \theta_4^1)] \\
r_{G_4M} &= |r_{G_4M}| \cdot e^{i\theta_4^*} = |r_{G_4M}| \cdot (\cos \theta_4^* + i \cdot \sin \theta_4^*) \\
r_{CM} &= |r_{CM}| \cdot e^{i(\pi + \alpha + \theta_4^*)} = |r_{CM}| \cdot [\cos(\pi + \alpha + \theta_4^*) + i \cdot \sin(\pi + \alpha + \theta_4^*)]
\end{aligned}$$

burada α açısı cismin geometrisinden elde edilir ve değeri $\alpha = 104,032^\circ$ dir.

Buna göre her stepte vektörlerin bileşenleri EK-12’de Çizelge 12.1’de gösterilmiştir.

4.4.4. Denklemlerinin sonuçları

Bölüm 4.4.1’de yazılmış olan denklem sistemini çözebilmek için gerekli olan değerleri Bölüm 4.4.2 ve Bölüm 4.4.3 kısımlarında elde edilmiştir. Buna göre; “Eş. 4.5” ve “Eş. 4.6” da r_{G_4M} , $(-m_4 \cdot a_{G_4})$, $(m_4 \cdot g)$, r_{BM} , I_{G_4} , γ_4 , r_{CM} , F_{34} değerleri her stepte bilinmekte olup ayrıca F_{54} kuvvetinin doğrultusu amortisör konumuna göre değişmesinden ve amortisör konumun her stepte bilinmesinden dolayı bilinmektedir. Buna göre yukarıdaki 3 adet skaler denklemden F_{14} ve F_{54} kuvvetleri her step için elde edilir. Böylece 4 no’lu uzva etki eden F_{54} ve F_{14} kuvvetleri elde edilmiştir. Kuvvetlerin her step için değerleri EK-13’te Çizelge 13.1’de verilmiştir.

4.5. 5 ve 6 No’lu Uzuvların Kinetik Analizi (Amortisör Analizi)

Bu bölümde sırasıyla 5 ve 6 nolu uzuvlar için toplam kuvvet denklemleri yazılacaktır. Kinematik analizden elde edilen ivme değerleri ile ağırlık merkezlerindeki ivmeler bulunacaktır. Daha sonra gazlı amortisörün her stepte oluşturduğu iç kuvvetler bulunacaktır. Son olarak ise bilinmeyen reaksiyon kuvvetleri elde edilecektir.

4.5.1. Uzuvların kinetik denklemleri

5 ve 6 no’lu uzuvların simultane olarak analiz ederek bilinmeyen değerlere kolayca ulaşılabilir. Buna göre ilk olarak 5 no’lu uzuvda toplam kuvvet denklemi yazılır. Daha sonra 6 no’lu uzuvda toplam kuvvet denklemi yazılır. Son olarak ise elde edilen veriler denklemlerde yerlerine yazılarak reaksiyon kuvvetleri bulunur.

$$\sum F_5 = 0$$

$$F_{45} + (-m_5 \cdot a_{G_5} + m_5 g) + F_{65} + F_a = 0 \dots \dots \dots (4.7)$$

$$\sum F_6 = 0$$

$$F_{16} + (-m_6 \cdot a_{G_6} + m_6 g) + F_{56} + F_a = 0 \dots \dots \dots (4.8)$$

$m_5 = 0,471 \text{ kg}$, $m_6 = 0,52 \text{ kg}$, $m_{5g} = 4,6205 \text{ N}$, $m_{6g} = 5,1012 \text{ N}$ değerleri CATIA datasından okunur.

4.5.2. Uzunların ağırlık merkezlerindeki çizgisel ivmeleri

5 no'lu uzvun ağırlık merkezindeki ivmesinin teğetsel ve normal bileşenlerini bulmak için ağırlık merkezi noktası olan G_5 noktasının B noktasına göre bağıl ivme denklemi yazılır. Uzvun ağırlık merkezinin koordinatları CATIA datasından elde edilir. İvme denklemi aşağıdaki gibi yazılır;

$$a_{G_5} = a_{G_5}^t + a_{G_5}^n$$

$$a_{G_5} = a_B + a_{G_5B}$$

$$a_{G_5B}^t = i \cdot |r_{G_5B}| \cdot \gamma_5 \cdot e^{i(\theta_5 - \pi)}$$

$$a_{G_5B}^t = i \cdot |r_{G_5B}| \cdot \gamma_5 \cdot [\cos(\theta_5 - \pi) + i \cdot \sin(\theta_5 - \pi)]$$

$$a_{G_5B}^t = -|r_{G_5B}| \cdot \gamma_5 \cdot \sin(\theta_5 - \pi) + i \cdot |r_{G_5B}| \cdot \gamma_5 \cdot \cos(\theta_5 - \pi)$$

$$a_{G_5B}^n = -|r_{G_5B}| \cdot \omega_5^2 \cdot e^{i(\theta_5 - \pi)}$$

$$a_{G_5B}^n = -|r_{G_5B}| \cdot \omega_5^2 \cdot [\cos(\theta_5 - \pi) + i \cdot \sin(\theta_5 - \pi)]$$

$$a_{G_5B}^n = -|r_{G_5B}| \cdot \omega_5^2 \cdot \cos(\theta_5 - \pi) - i \cdot |r_{G_5B}| \cdot \omega_5^2 \cdot \sin(\theta_5 - \pi)$$

$$a_{G_5} = -|r_{G_5B}| \cdot \gamma_5 \cdot \sin(\theta_5 - \pi) + i \cdot |r_{G_5B}| \cdot \gamma_5 \cdot \cos(\theta_5 - \pi) - |r_{G_5B}| \cdot \omega_5^2 \cdot \cos(\theta_5 - \pi) - i \cdot |r_{G_5B}| \cdot \omega_5^2 \cdot \sin(\theta_5 - \pi)$$

$$a_B = 88,695 \gamma_4 \cdot \sin \theta_4^1 - i \cdot 88,695 \gamma_4 \cdot \cos \theta_4^1 + 88,695 (\omega_4)^2 \cdot \cos \theta_4^1 + i \cdot 88,695 (\omega_4)^2 \cdot \sin \theta_4^1$$

$$a_{G_5} = -|r_{G_5B}| \cdot \gamma_5 \cdot \sin(\theta_5 - \pi) + i \cdot |r_{G_5B}| \cdot \gamma_5 \cdot \cos(\theta_5 - \pi) - |r_{G_5B}| \cdot \omega_5^2 \cdot \cos(\theta_5 - \pi) - i \cdot |r_{G_5B}| \cdot \omega_5^2 \cdot \sin(\theta_5 - \pi) + 88,695 \gamma_4 \cdot \sin \theta_4^1 - i \cdot 88,695 \gamma_4 \cdot \cos \theta_4^1 + 88,695 (\omega_4)^2 \cdot \cos \theta_4^1 + i \cdot 88,695 (\omega_4)^2 \cdot \sin \theta_4^1$$

Böylece kinematik analizden elde edilen B noktasının çizgisel ivme değeri 5 no'lu uzvun ağırlık merkezinin ivme değerini bulmak için kullanılmıştır. 6 no'lu uzvun ağırlık merkezindeki ivmesinin teğetsel ve normal bileşenlerini bulmak için aşağıdaki formülasyon kullanılabilir. Buna göre;

$$\begin{aligned}
a_{G_6} &= a_{G_6}^t + a_{G_6}^n \\
a_{G_6}^t &= i \cdot |r_{G_6L}| \cdot \gamma_6 \cdot e^{i \cdot \theta_6} \\
a_{G_6}^t &= i \cdot |r_{G_6L}| \cdot \gamma_6 \cdot (\cos \theta_6 + i \cdot \sin \theta_6) \\
a_{G_6}^t &= -|r_{G_6L}| \cdot \gamma_6 \cdot \sin \theta_6 + i \cdot |r_{G_6L}| \cdot \gamma_6 \cdot \cos \theta_6 \\
a_{G_6}^n &= -|r_{G_6L}| \cdot \omega_6^2 \cdot e^{i \cdot \theta_6} \\
a_{G_6}^n &= -|r_{G_6L}| \cdot \omega_6^2 \cdot (\cos \theta_6 + i \cdot \sin \theta_6) \\
a_{G_6}^n &= -|r_{G_6L}| \cdot \omega_6^2 \cdot \cos \theta_6 - i \cdot |r_{G_6L}| \cdot \omega_6^2 \cdot \sin \theta_6 \\
a_{G_6} &= -|r_{G_6L}| \cdot \gamma_6 \cdot \sin \theta_6 + i \cdot |r_{G_6L}| \cdot \gamma_6 \cdot \cos \theta_6 - |r_{G_6L}| \cdot \omega_6^2 \cdot \cos \theta_6 - i \cdot |r_{G_6L}| \cdot \omega_6^2 \cdot \sin \theta_6
\end{aligned}$$

olarak elde edilir. Burada 6 no'lu uzuv sabit eksende hareket eden bir uzuv olduğu için ivme denklemi yukarıdaki gibi yazılabilir.

4.5.3. F_a amortisör kuvvetinin bulunuşu

Amortisörde mevcut bulunan gaz-sıvı karışımının strok değerine göre dinamik hareket göstermesi sonucunda amortisör içerisinde bulunan kuvvet aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$F_{4(\text{MAX})} \text{ kuvveti ve } F_1 \text{ kuvveti bilinmektedir. } F_{4(\text{MAX})} = 2250 \text{ N} \quad F_1 = 1450 \text{ N}$$

$$F_{4(\text{MAX})} \text{ kuvveti ve } F_1 \text{ kuvveti bilinmektedir. } F_{4(\text{MAX})} = 2250 \text{ N} \quad F_1 = 1450 \text{ N}$$

$$FR = \left(\frac{F_3 - F_1}{2} \right)$$

$$F_3 = 2 \cdot FR + F_1$$

$$F_3 = 1690 \text{ N}$$

F_s kuvveti ve her “a” değeri için her stepteki F_a kuvveti elde edilebilir. Buna göre,

$$F_{4(\text{MAX})} = 2250 \text{ N} \quad F_i = 1450 \text{ N}$$

$$\frac{x}{y} = \frac{5}{170} \Rightarrow 5y = 170x \Rightarrow y = 34.x$$

$$F_3 = F_i + x$$

$$F_4 = F_i + y$$

$$x + F_i = 1690$$

$$34.x + F_i = 2250 \Rightarrow F_i = 1673,03 \text{ N}$$

$$\frac{(F_s - F_i)}{175} = \frac{(F_4 - F_3)}{165} \Rightarrow \frac{(F_s - 1673,03)}{175} = \frac{(2250 - 1690)}{165}$$

$$F_s = 2266,969 \text{ N}$$

$$\frac{(175 - a)}{175} = \frac{(F_a - F_i)}{(F_s - F_i)}$$

$$\frac{(175 - a)}{175} = \frac{(F_a - 1673,03)}{(2266,969 - 1673,03)} = \frac{(F_a - 1673,03)}{593,939}$$

$$3,39394.(175 - a) = F_a - 1673,03$$

$$F_a = 2266,969 - 3,39394.a$$

F_a kuvveti değişimi EK-14'te Çizelge 14.1'de verilmiştir.

4.5.4. Denklemlerinin sonuçları

Bölüm 4.5.1'de yazılmış olan denklem sistemini çözebilmek için gerekli olan değerler Bölüm 4.5.2 ve Bölüm 4.5.3 kısımlarında elde edilmiştir. Buna göre; $(-m_5 \cdot a_{G_5})$, $(m_5 \cdot g)$, $(-m_6 \cdot a_{G_6})$, $(m_6 \cdot g)$, F_{45} , F_a değerleri her stepte bilinmektedir. Buna göre denklem 4.7 ve 4.8 kullanılarak F_{16} ve F_{56} kuvvetleri her step için elde edilir. Böylece 5 ve 6 no'lu uzuvlara etki eden F_{16} ve F_{56} kuvvetleri hesaplanmıştır. Kuvvetlerin her step için değerleri EK-15'te Çizelge 15.1'de verilmiştir.

4.6. Denklemlerin Mathcad Ortamında Yazılması

Yukarıdaki bölümlerde uzuvlar için kuvvet denklemleri momentler denklemleri yazılmıştır. Bu denklmeleri MATHCAD ortamında tek seferde yazarak her stepte istenilen çıktıları elde edilmiştir. Denklemleri MATHCAD ortamında EK-16'da Şekil 16.1'deki gibi yazılmıştır.

5. MUKAVEMET ANALİZİ

Bu bölümde dinamik yükler etkisinde mekanizmanın mevcut taşıyıcı kolunun ve alternatif taşıyıcı kolun sonlu elemanlar analizi yöntemi ile VisualNASTRAN Desktop programında mukavemet analizi yapılacaktır. Elde edilen değerler göz önüne alınarak mevcut taşıyıcı kolun ömür hesabı yapılacaktır. Ayrıca alternatif çözüm olarak düşünülen taşıyıcı kolun 3mm sac ile desteklendiği durum için de ömür hesabı yapılacaktır, sonuçlar karşılaştırılacaktır.

Yine bu bölümde VisualNASTRAN Desktop programı hakkında kısa bilgi verilerek sonlu elemanlar analizinin nasıl yapıldığı anlatılacaktır.

5.1. VisualNASTRAN Desktop Programı

Mühendislikte karmaşık yapıların analizinde mekanizma içerisinde bulunan parçaların sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan mukavemet analizlerinde kullanılan birçok yazılım bulunmaktadır. Parçalar kendi içerisinde tek başına analiz edilebildiği gibi bir mekanizma içerisinde tüm sınır şartları verilerek dinamik hareket esnasında da analiz edilebilmektedir [6]. Bu yazılımlar içerisinde VisualNASTRAN Desktop programının en büyük avantajı yukarıda belirtilen dinamik ortam içerisinde hareketin her adımında istenen parçaların üzerindeki mukavemet değerlerinin görülebilmesidir. Bu açıdan tez çalışmasında VisualNASTRAN Desktop programı tercih edilmiştir.

Teorik ifadelerle, teoremlere dayanarak hazırlanmış olan bu programların sanayide kullanımının artması ve mühendislik hesaplarının bilgisayar üzerinde yapılmasının avantajları, maliyetleri düşürmek ve yapılan tasarımın sanal ortamda gerçeğe çok yakın bir şekilde nasıl çalıştığını, parçalar üzerindeki zorlanmaları göstererek uygun ve optimize edilmiş çözümlere ulaşılmasını sağlayacaktır.

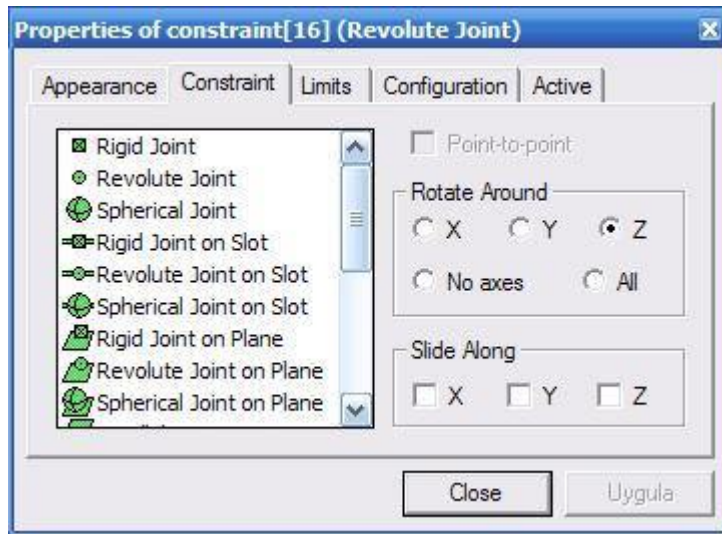
VisualNASTRAN Desktop programının kısaca kullanım yönteminden bahsetmek gerekirse; istenilen parça, mekanizma yada makine herhangi bir parametrik 3D yazılım programında tasarlanır. Programa uygun formata dönüştürüldükten sonra

VisualNASTRAN Desktop üzerinde açılır. Parçaların fiziksel özellikleri program üzerinde tanımlandıktan sonra, ilgili kısıtlar verilerek sabit parçalar ve parçalar üzerindeki bağlantıların özellikleri tanımlanır. Mekanizma üzerindeki dış kuvvetler, dış momentler, sıcaklık değişimleri v.b etmenler lineer yada nonlineer fonksiyonlarla sürekli yada kısmi olarak etkiyen noktalarda tanımlanır. VisualNASTRAN Desktop programında sistemin girdileri gerçekte nasıl olması gerekiyorsa o şekilde kolaylıkla ifade edilebilir.

Sistem üzerinde dış etmenler ve kısıtlar tanımlandıktan sonra, herhangi bir parça üzerinde konum, hız, ivme değerleri ile istenilen parça yada parçalar üzerinde sonlu elemanlar analizi yapılır. Mekanizma çalıştırdıktan sonra her adımda istenilen değer kolaylıkla görülebilir. Bu şekilde elde edilen sonuçlar göz önünde bulundurularak gerekirse mekanizmanın optimizasyonu yapılır ve en doğru seçimler elde edilmiş olur.

5.1.1. VisualNASTRAN Desktop programında kısıtlar

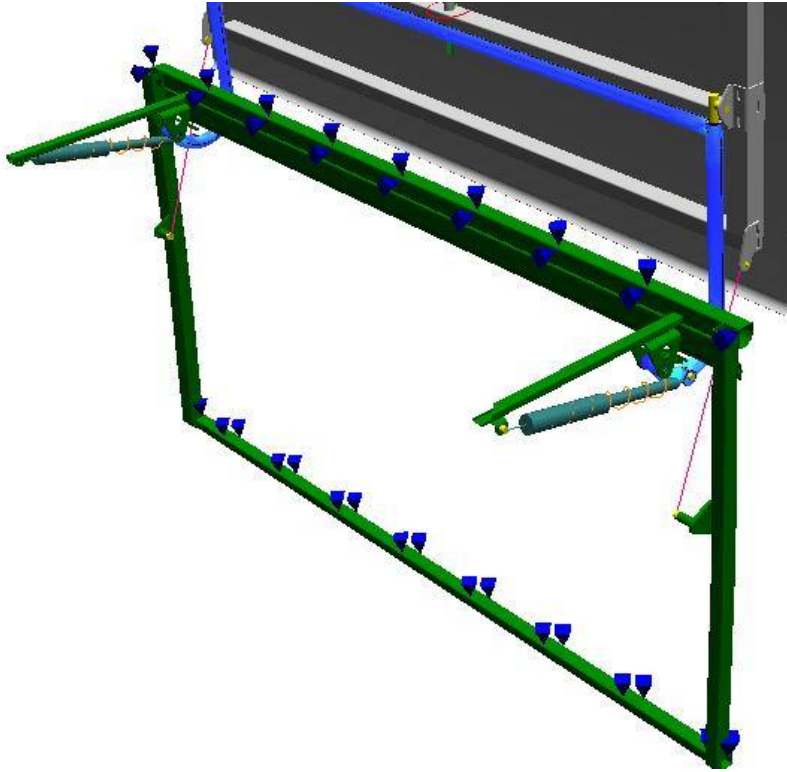
Bir önceki bölümde anlatıldığı gibi mekanizma üzerindeki dış etmenler ve parçalar arasındaki bağlantıların özellikleri kolaylıkla tanımlanır.



Resim 5.1. VisualNastran Desktop kısıtlar

Program üzerinde parçalar arası kısıtlar verilirken tüm eksenlerdeki öteleme ve dönme hareketlerinin serbestlik dereceleri belirlenmektedir.

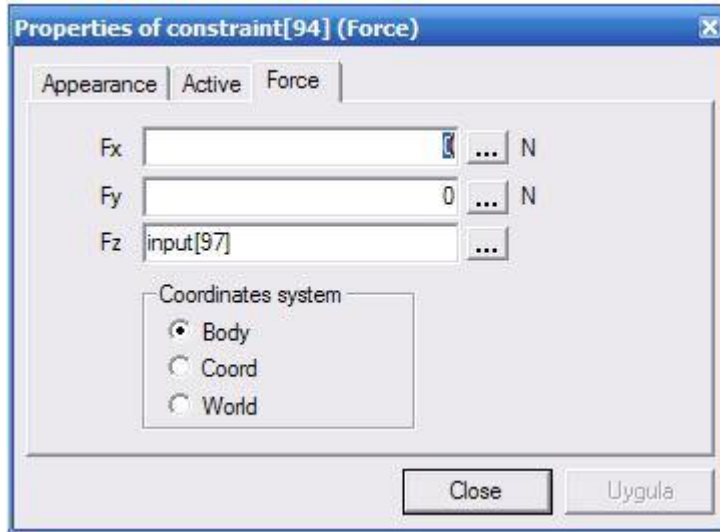
Mekanizma üzerinde ankastre bağlantı yapmak için restraint komutu kullanılır ve parçanın yüzeyi seçilerek o kısımdan kolaylıkla sabitlenir.



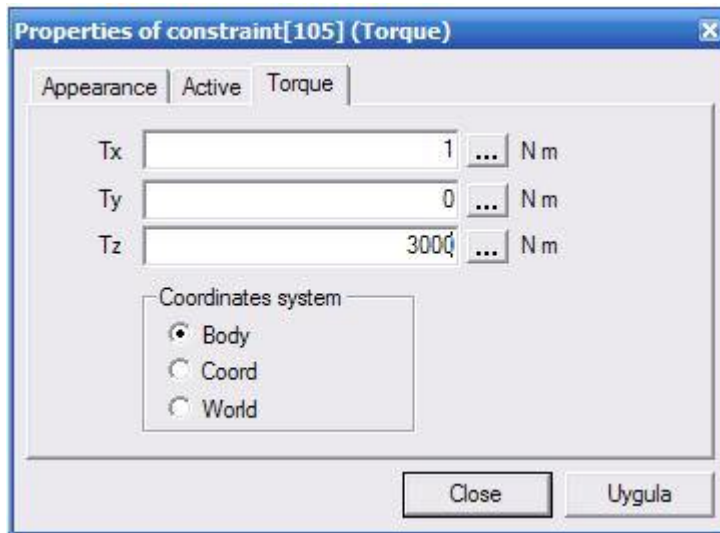
Resim 5.2. VisualNastran Desktop ankastre bağlantı

5.1.2. VisualNASTRAN Desktop programında dış etmenlerin tanımlanması

Program üzerinde dış etmenler olarak; kuvvetler, momentler, sıcaklık etkileri ve basınç değerleri kolaylıkla tanımlanabilir.

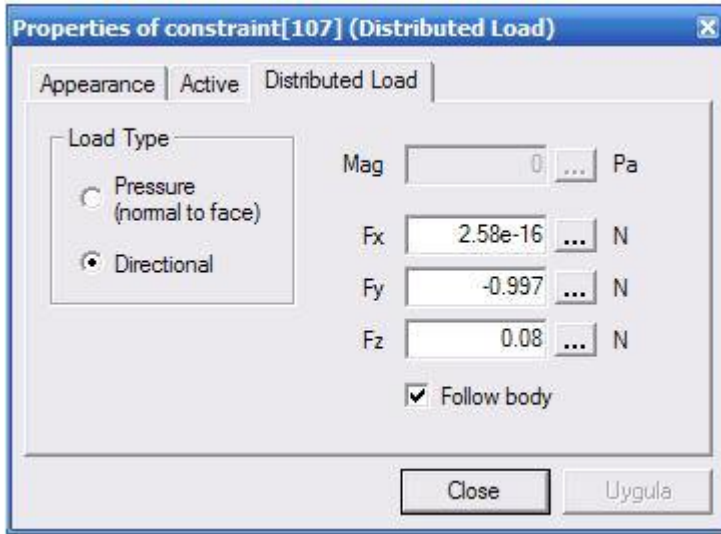


Resim 5.3. VisualNastran Desktop dış etmenler; kuvvet

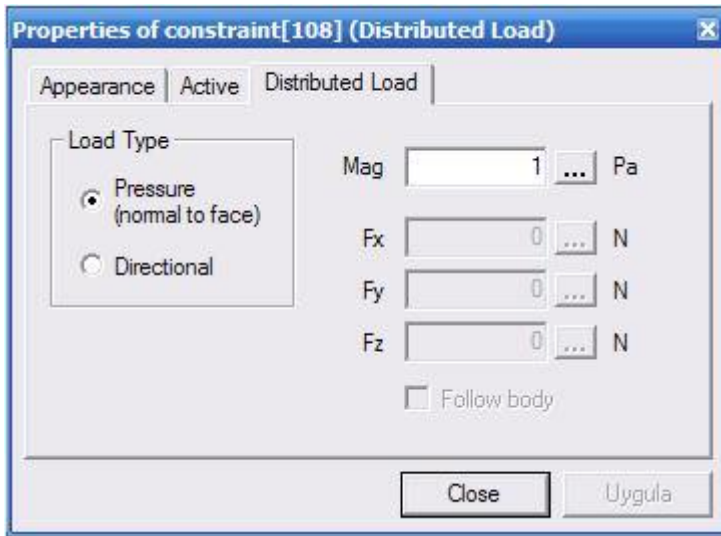


Resim 5.4. VisualNastran Desktop dış etmenler; tork

Parçalar üzerindeki yükler dağılımlı olarak ta tanımlanabilir.



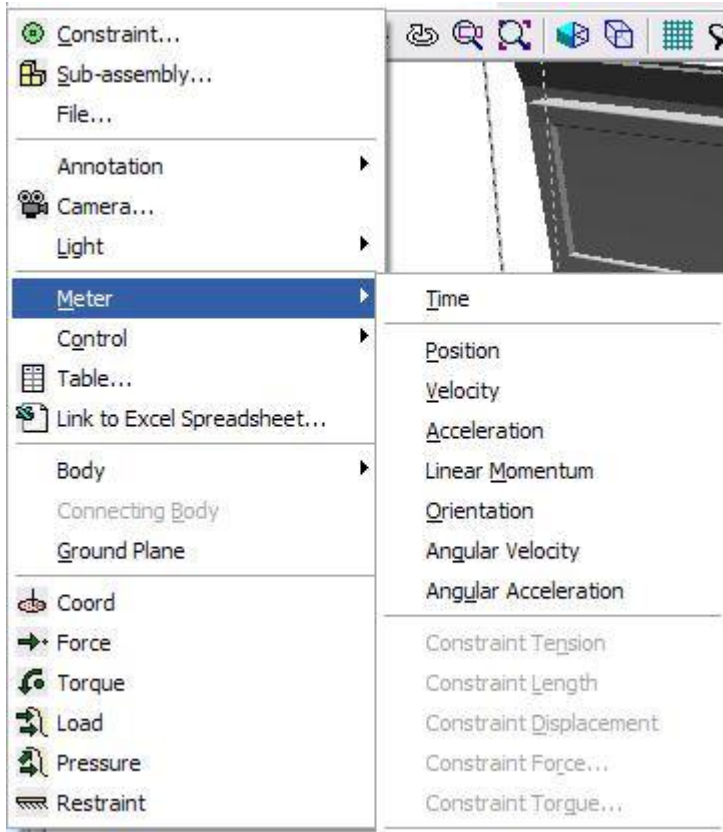
Resim 5.5. VisualNastran Desktop dış etmenler; dağılımlı yük



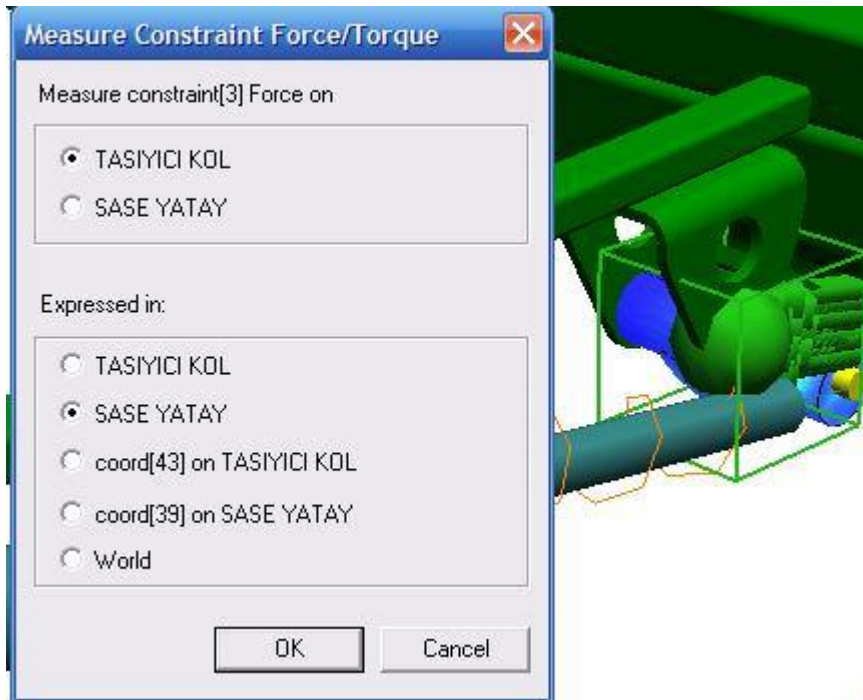
Resim 5.6. VisualNastran Desktop dış etmenler; basınç

5.1.3. VisualNASTRAN Desktop programında istenen sonuç değerleri

Daha önceki bölümde belirtildiği gibi istenilen parçalar üzerinde anlık hız ve ivme değerleri ölçülebileceği gibi bağlantı noktalarındaki kuvvet değerleri ile istenilen parçalar üzerindeki zorlanma değerleri ölçülebilir.

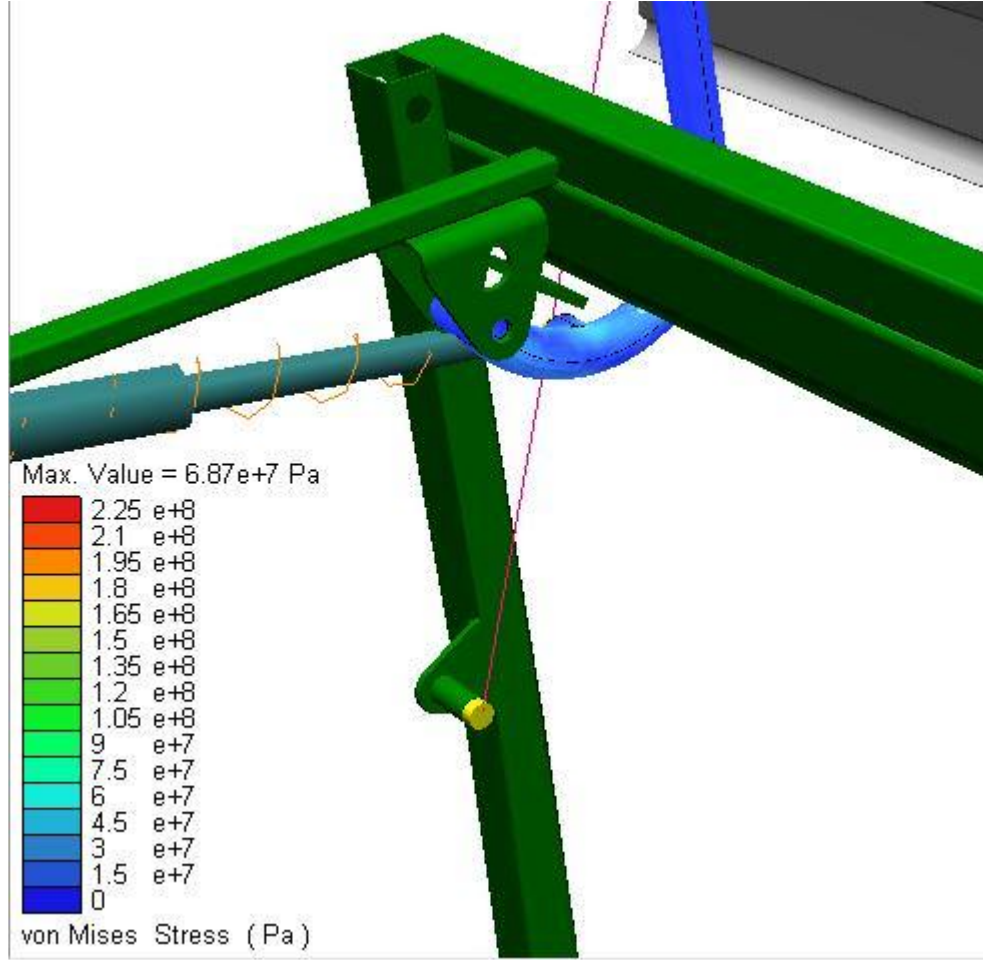


Resim 5.7. VisualNastran Desktop Sonuçlar; konum, hız, ivme, momentum



Resim 5.8. VisualNastran Desktop Sonuçlar; reaksiyon kuvveti

İstenilen parça üzerinde stress analizi yapıldığı zaman elde edilen sonuç von Mises enerji teoremine göre hesaplanmaktadır. Ayrıca maksimum kesme gerilmesi, maksimum normal gerilme teorilerine göre de analiz yapılabilmektedir [7].



Resim 5.9. VisualNastran Desktop Sonuçlar; von Mises maksimum gerilme değeri

5.2. VisualNASTRAN Desktop Programında Taşıyıcı Kol Mukavemet Analizi

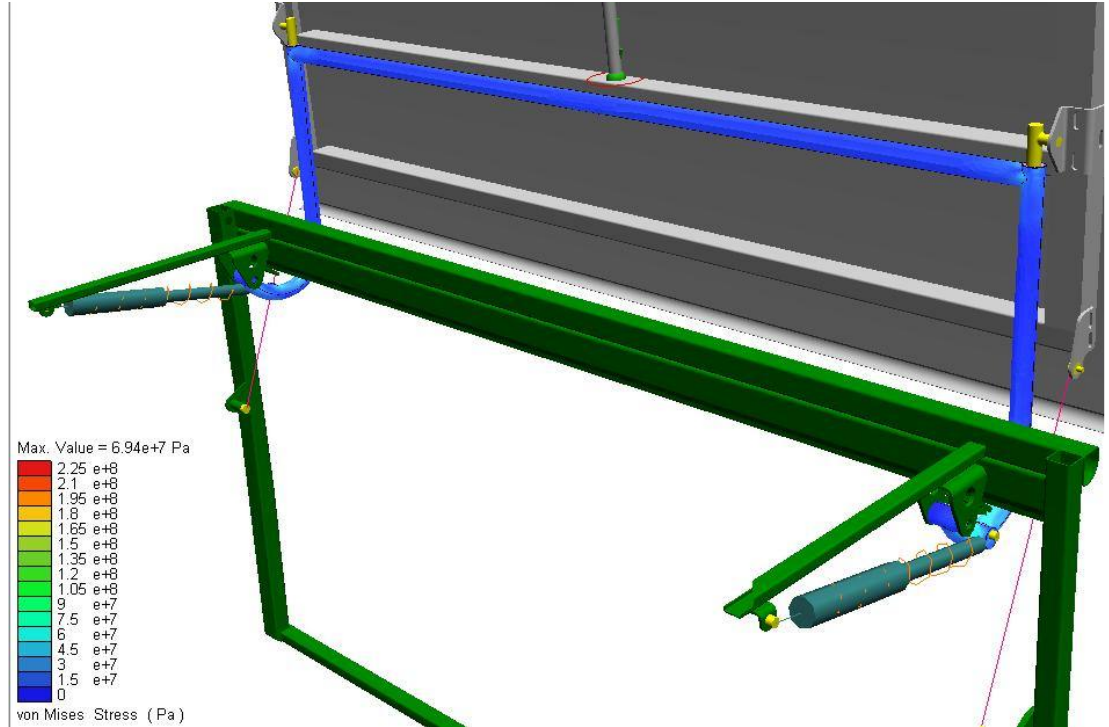
Mekanizmanın CATIA ortamında 3D modellenmesinden sonra mukavemet analizini yapmak için 3D data VisualNASRTAN Desktop programına aktarılmış ve dinamik durumda taşıyıcı kolun mukavemet analizi yapılmıştır. Buna göre mekanizma simülasyonu 30 frame de incelenmiş ve her frame de mukavemet değerleri Von Mises enerji prensibine göre hesaplanmış, maksimum minimum mukavemet değerleri elde edilmiştir.

5.2.1. Mevcut taşıyıcı kolun mukavemet analizi

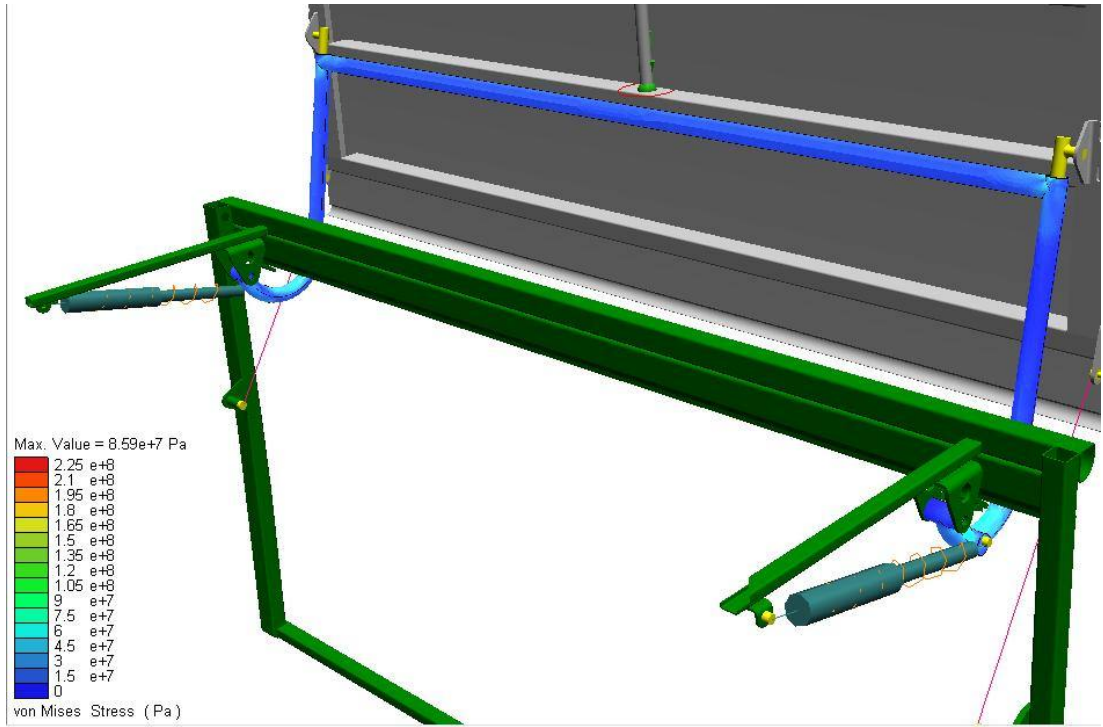
İlk olarak mekanizma VisualNASRTAN Desktop programına aktarıldıktan sonra sabit parça olan şase belirlenmiş, parçalar arasında serbestlik dereceleri göz önüne alınarak uygun kısıtlar verilmiştir. Mekanizma içerisinde yer alan amortisör bağlantıları için lineer actuator ve yay tanımlanmıştır. Daha önceden elde edilmiş olan kuvvet değerleri kapak üzerinde ağırlık merkezinden uygulanmıştır. Hareket gerçekte olduğu gibi 3 saniye sürmüş olup her bir saniye için 10 frame eşleştirilmiştir. Yani hareket 30 ayrı durum için incelenmiştir.

Mekanizma hareket başlangıcından bitişine kadar olan süre içerisinde her framede EK 17'de Çizelge17.1'de ve EK 18'de görünen Şekil 18.1'deki gibi maksimum ve minimum stress değerlerine ulaşmıştır. Elde edilen stress değerlerine karşılık olarak bu parçanın ömür hesabı yapılacaktır.

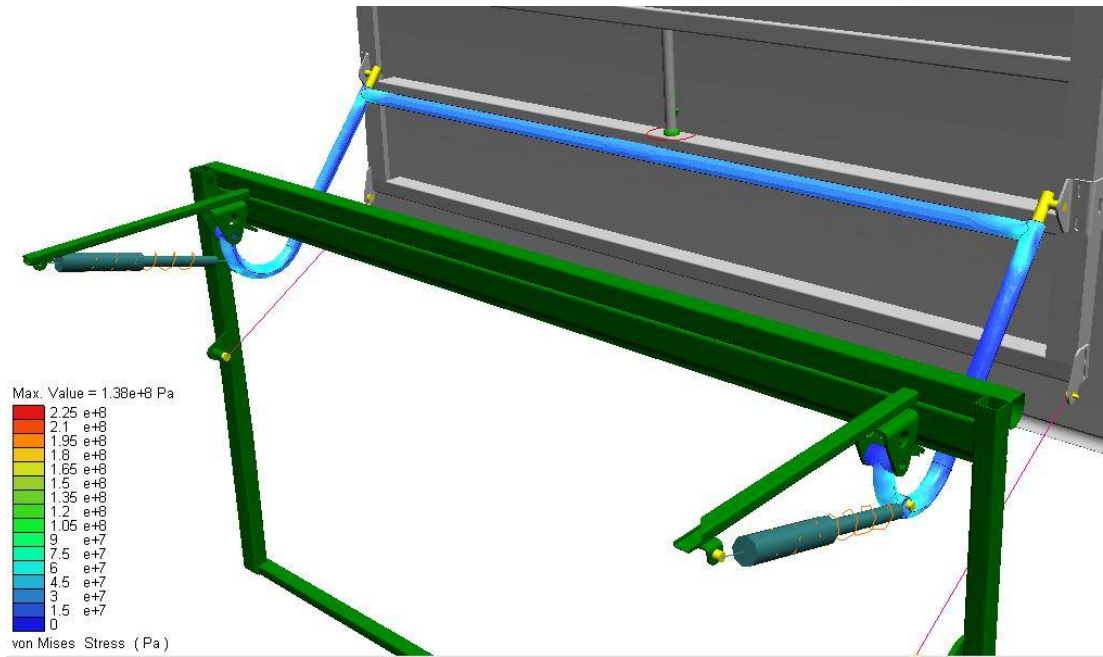
Aşağıdaki resimlerde her 5 frame için stress değerleri görülmektedir.



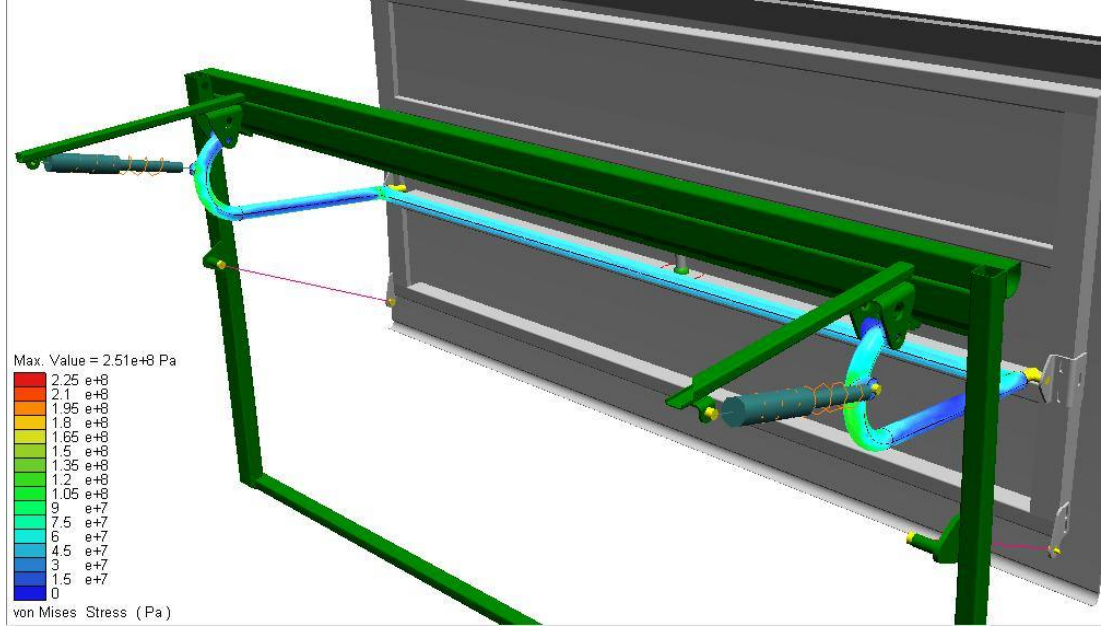
Resim 5.10. Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 5. Frame



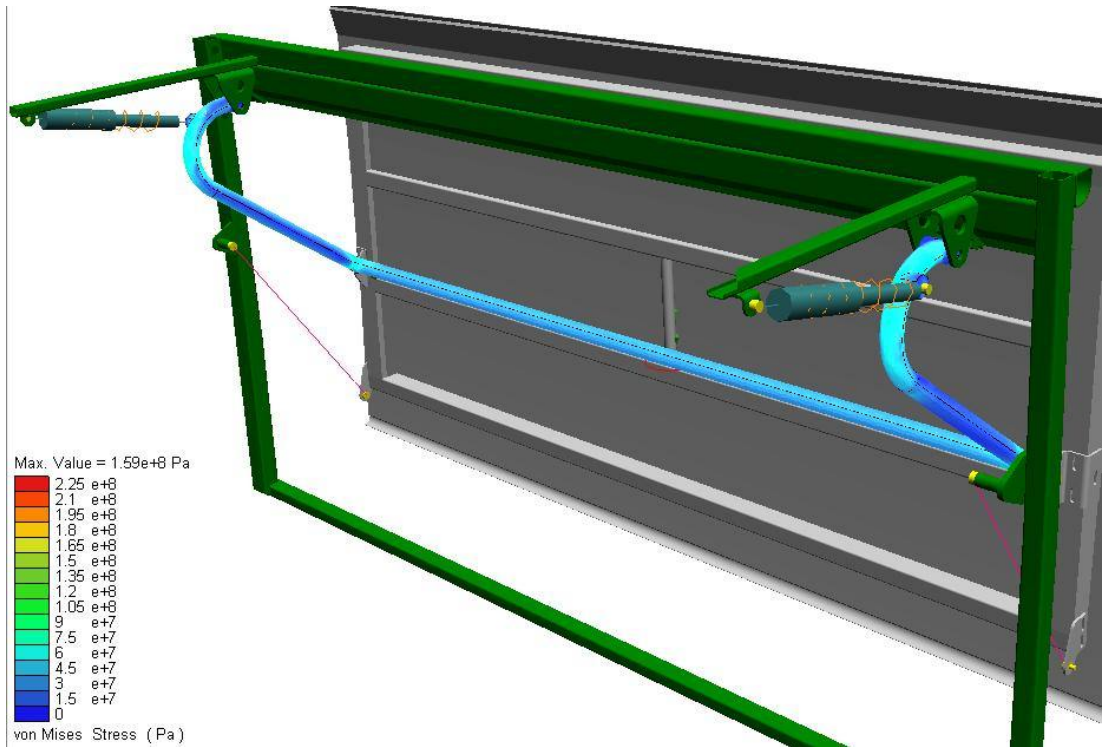
Resim 5.11. Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 10. Frame



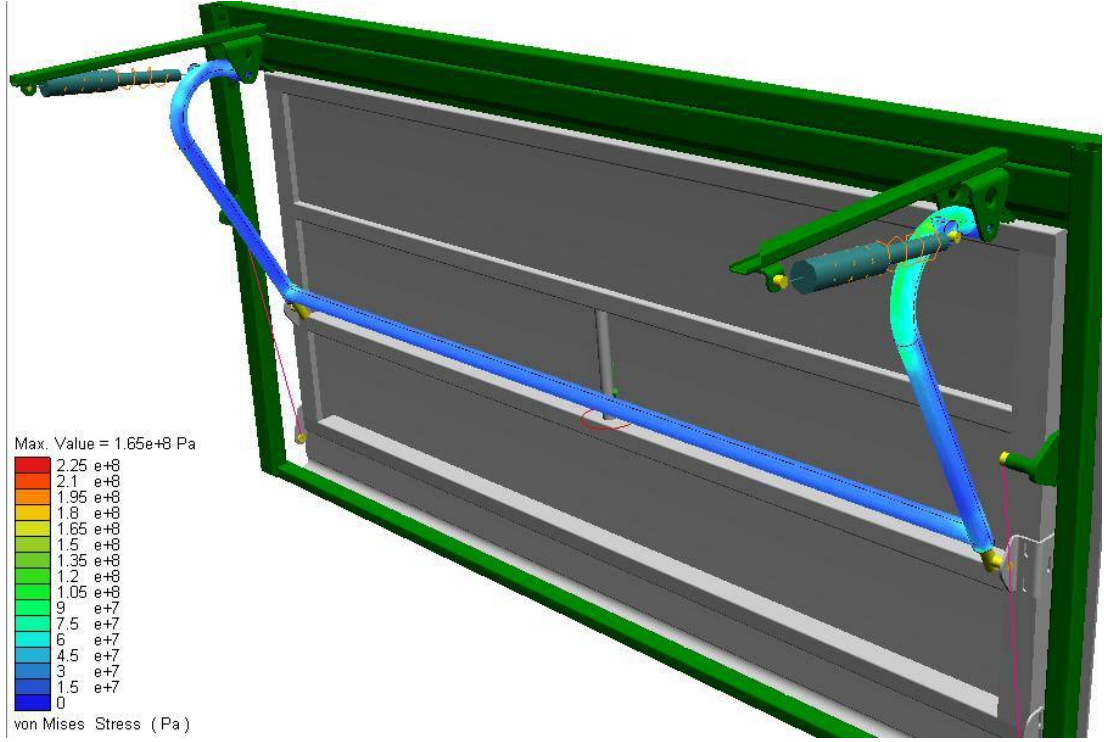
Resim 5.12. Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 15. Frame



Resim 5.13. Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 20. Frame



Resim 5.14. Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 25. Frame

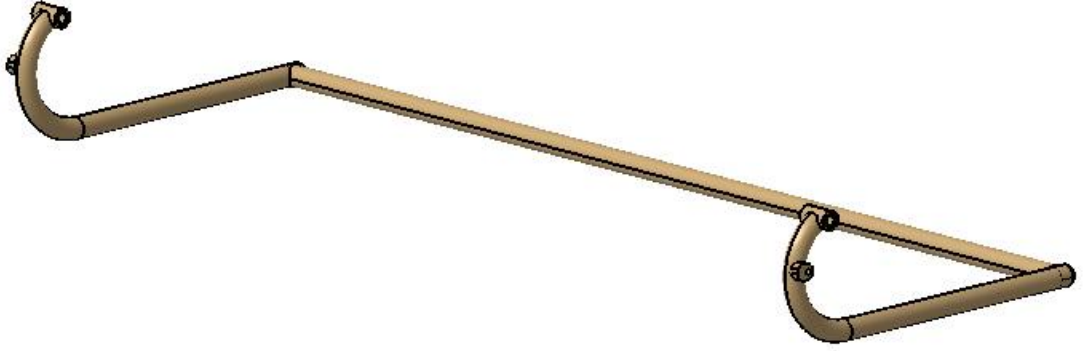


Resim 5.15. Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 30. Frame

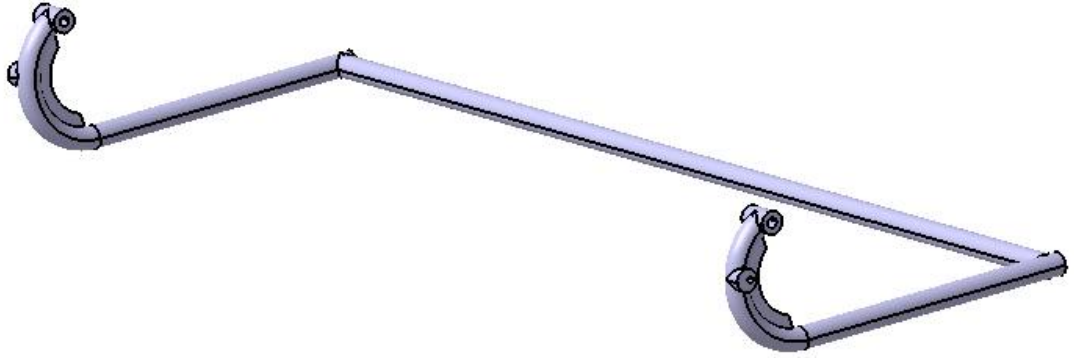
5.2.2. Alternatif taşıyıcı kolun mukavemet analizi

Bölüm 5.2.1’de mevcut mekanizmanın mukavemet analizi yapıldığında en kritik bölgenin Resim 5.16’da görüldüğü gibi boru üzerinde bulunan radyuslu kısmın olduğu göze çarpmaktadır. Eğer malzemenin bu bölgesine takviye yapılırsa parça daha mukavim olacaktır. Mevcut taşıyıcı kolun geometrisi ve amortisörün bağlantı noktası göz önüne alındığında parçanın radyuslu iç kısmına Resim 5.17’de görüldüğü gibi ilave sac kaynaklı olarak birleştirilmiş ve mukavemet analizi tekrar yapılmıştır.

Mekanizma hareket başlangıcından bitişine kadar olan süre içerisinde her framede EK 19’da Çizelge 19.1’de ve EK 20’de görünen Şekil 20.1’deki gibi maksimum ve minimum stress değerlerine ulaşmıştır. Elde edilen stress değerlerine karşılık olarak bu parçanın ömür hesabı yapılacaktır.

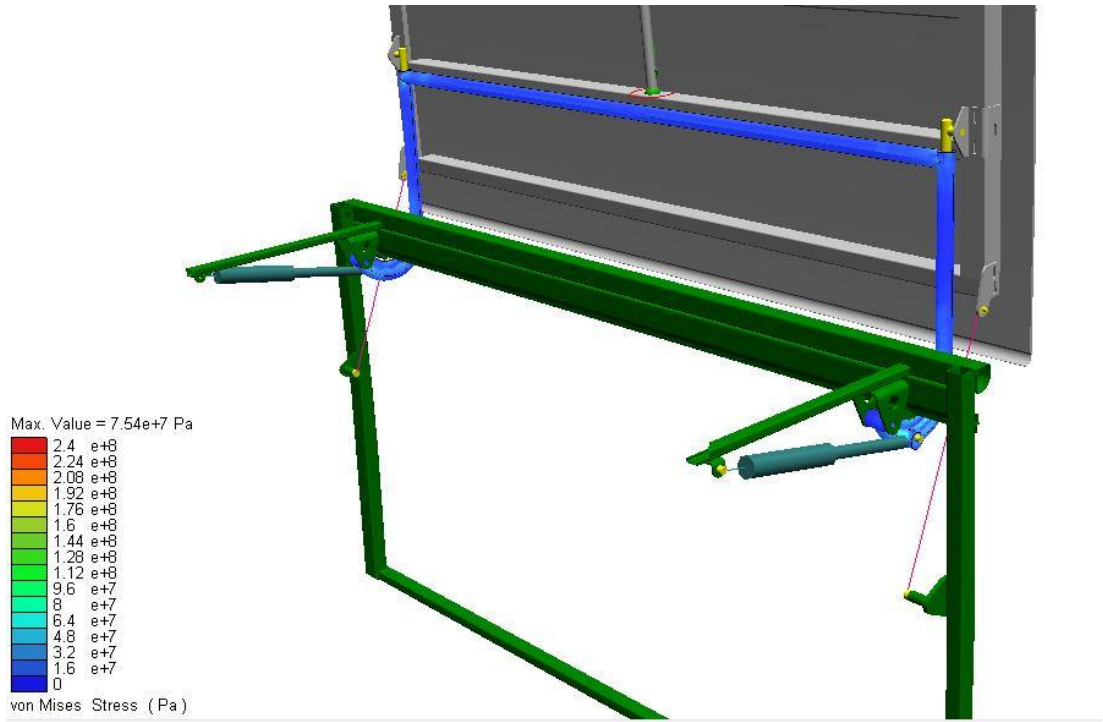


Resim 5.16. Mevcut Taşıyıcı Kolun Geometrisi

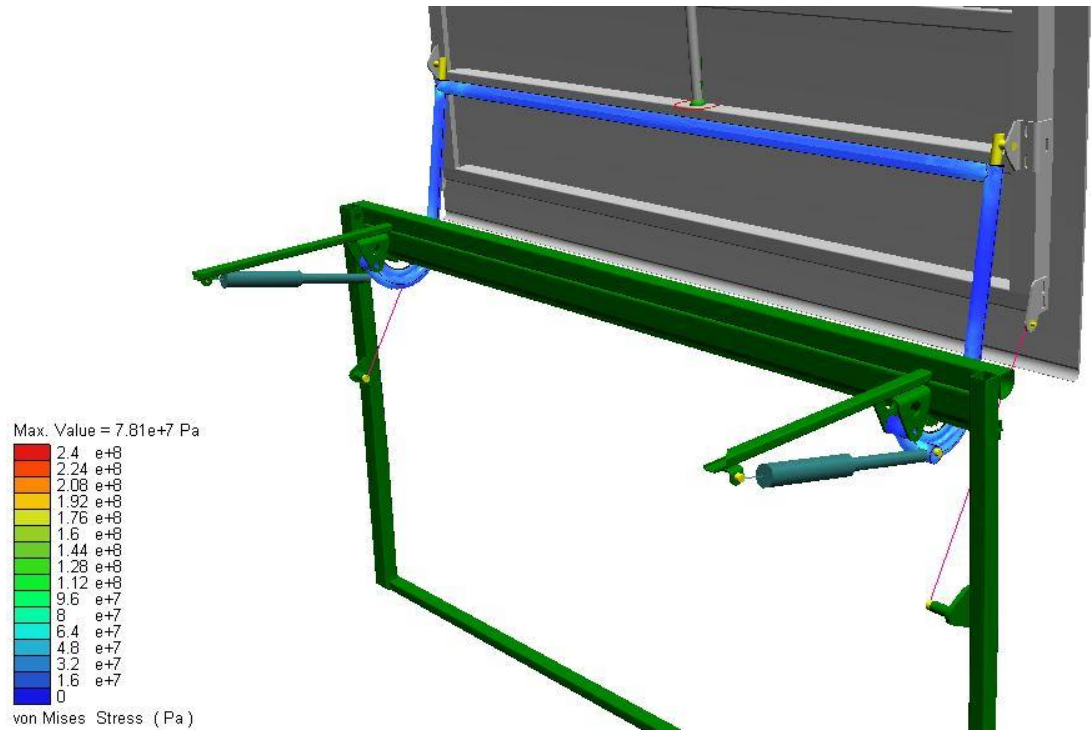


Resim 5.17. Alternatif Taşıyıcı Kolun Geometrisi

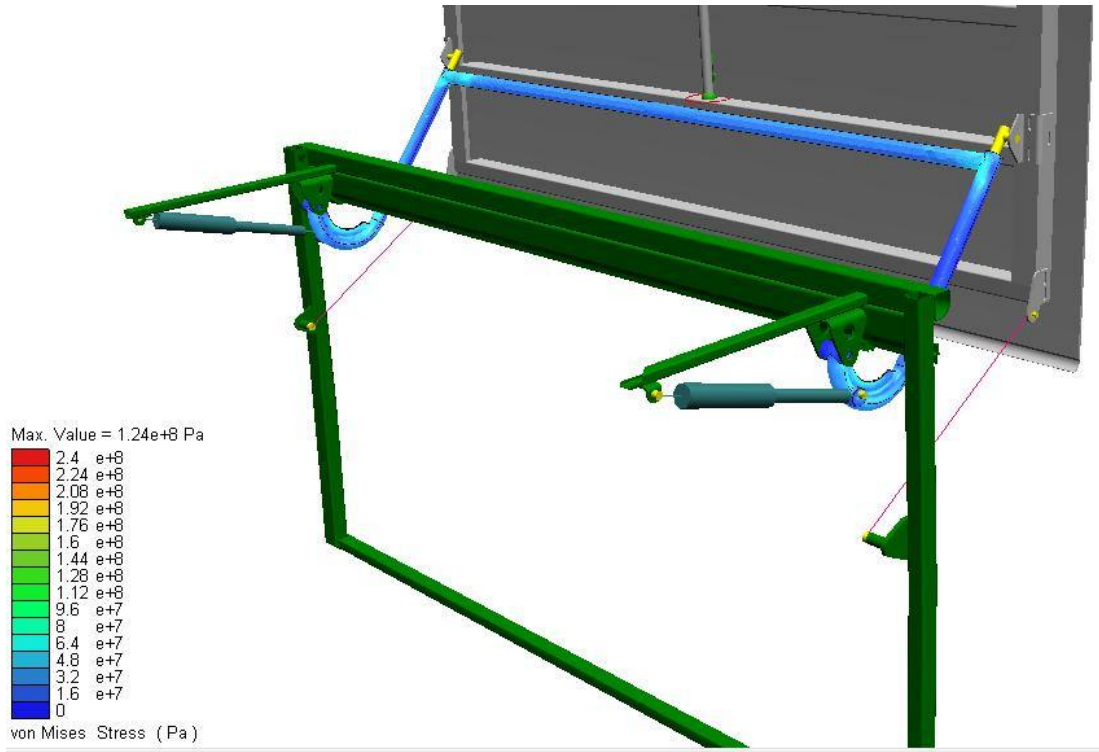
Aşağıdaki resimlerde mevcut taşıyıcı kolun analizinde olduğu gibi alternatif taşıyıcı kolun mukavemet analizinde de her 5 frame için stress değerleri gözükmemektedir.



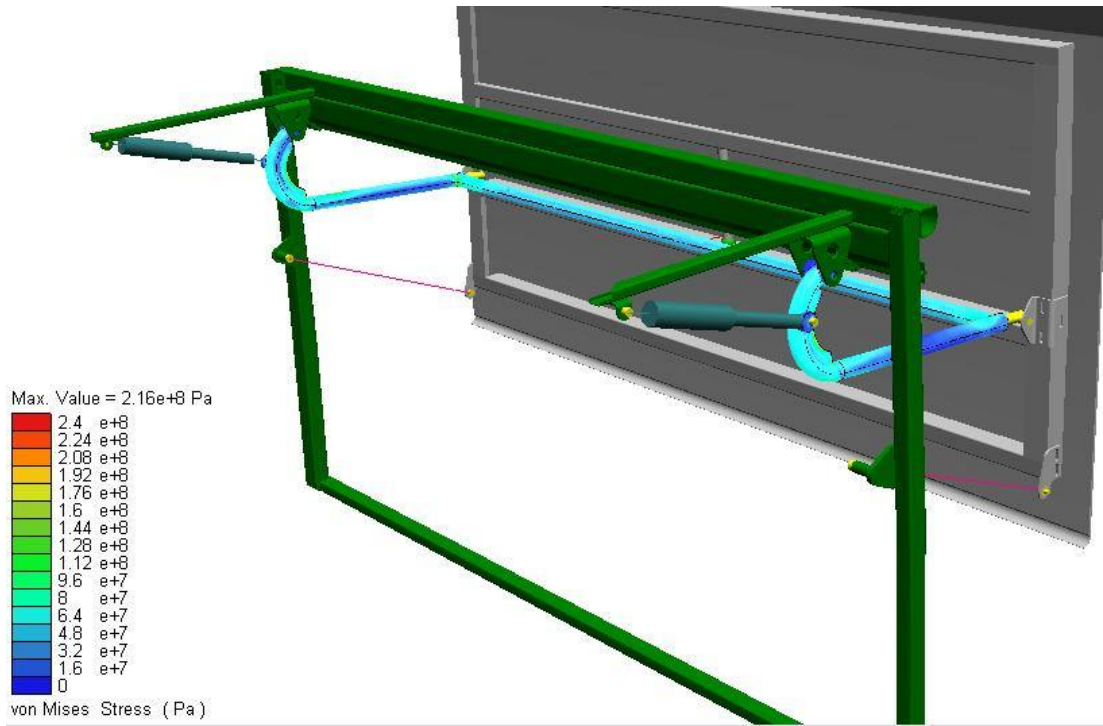
Resim 5.18. Alternatif Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 5. Frame



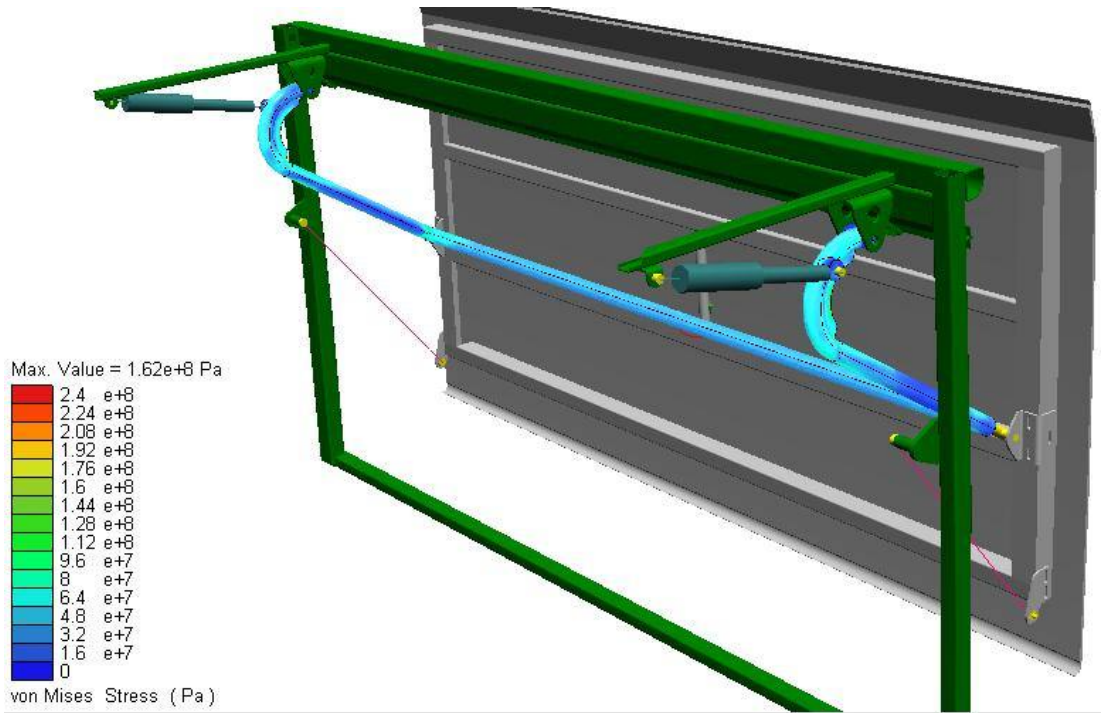
Resim 5.19. Alternatif Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 10. Frame



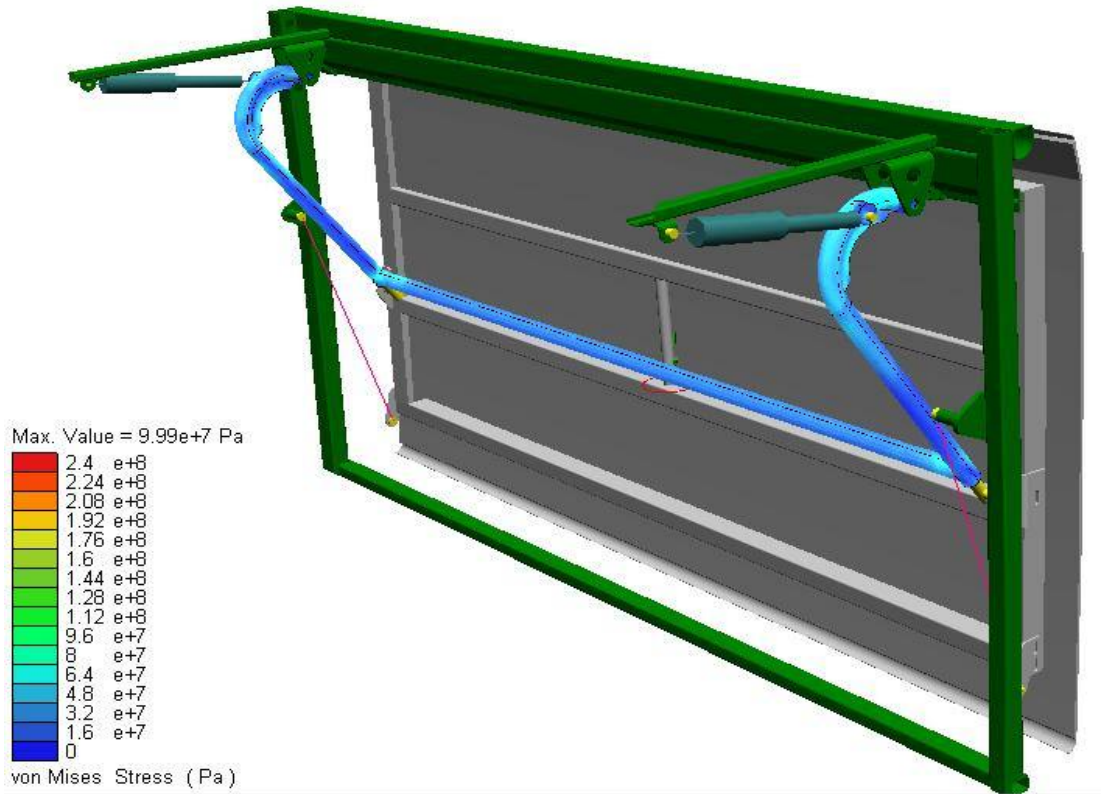
Resim 5.20. Alternatif Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 15. Frame



Resim 5.21. Alternatif Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 20. Frame



Resim 5.22. Alternatif Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 25. Frame



Resim 5.23. Alternatif Taşıyıcı kol Maksimum Gerilme değeri; 30. Frame

5.3. Malzemenin Sürekli Mukavemet Sınırı

Mekanizmada kullanılan taşıyıcı kolun malzemesi: Steel ANSI C 1020 olduğundan dolayı aşağıdaki özellikler ile istenilen değerler elde edilir [8].

$$\sigma_{ut} = 448 \text{ MPa}$$

$\overline{S_e}$: Malzemenin sürekli mukavemet sınırı için aşağıdaki formül kullanılır [9].

$$\overline{S_e} = 0,5 \cdot \sigma_{ut}$$

$$\overline{S_e} = 0,5 \cdot 448 \text{ MPa}$$

$$\overline{S_e} = 224 \text{ MPa}$$

$\overline{S_e}^I$: Makine parçasının sonlu mukavemet sınırı için aşağıdaki formül kullanılır [9].

$$\overline{S_e}^I = 0,8 \cdot \sigma_{ut}$$

$$\overline{S_e}^I = 0,8 \cdot 448 \text{ MPa}$$

$$\overline{S_e}^I = 358,4 \text{ MPa}$$

olarak elde edilir.

5.4. Makine Parçasının Sürekli Mukavemet Sınırı

Makine parçasının sürekli mukavemet sınırı değerini elde etmek için malzemenin sürekli mukavemet sınırı değeri bir takım faktörlerle çarpılarak bulunur. Aşağıdaki kısımlardan da görülebileceği gibi makine parçasının sürekli mukavemet sınır değerleri için, yüzey düzeltme faktörü, büyüklük faktörü, güvenilirlik faktörü, sıcaklık faktörü, çentik faktörü ve diğer faktörler elde edildikten sonra bu faktörler ile malzemenin sürekli mukavemet sınırı değeri çarpılarak sonuç bulunacaktır. Makine parçasının sürekli mukavemet sınırı değeri aşağıdaki formülden elde edilecektir [10].

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \overline{S_e}$$

5.4.1. k_a yüzey düzeltme faktörü

k_a yüzey düzeltme faktörünü elde etmek için Şekil 5.1 kullanılır. Bu şekilde gösterilen mukavemet değeri ksi cinsinden olduğu için ilk olarak σ_{ut} değeri ksi cinsinden yazılmalıdır. Buna göre,

$$\sigma_{ut} = 448 \text{ MPa}$$

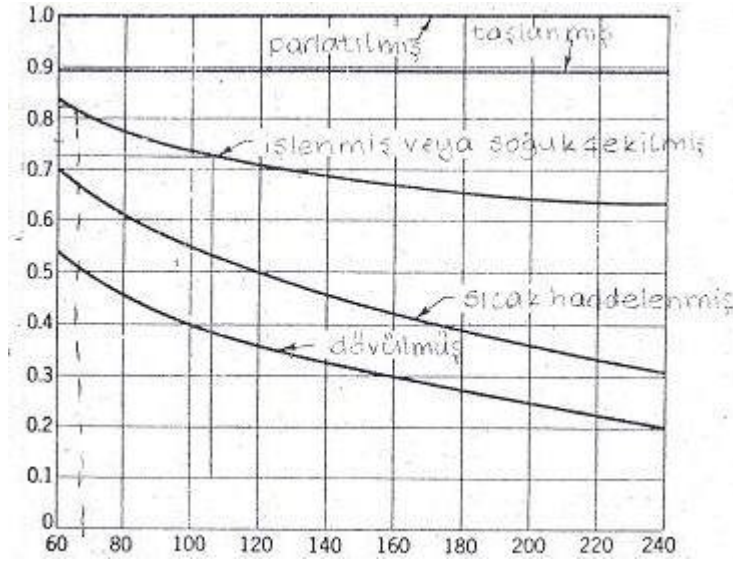
$$1 \text{ MPa} = 6,89 \text{ ksi}$$

$$\sigma_{ut} = 448 \text{ MPa} / 6,89$$

$$\sigma_{ut} = 65,02 \text{ ksi}$$

malzeme işlenmiş veya soğuk çekilmiş değerinden akma sınırına göre grafik üzerinde değerlendirildiğinde yüzey düzeltme faktörü [10],

$k_a = 0,825$ olacaktır.



Şekil 5.1. İmalat yöntemine ve çekme dayanımına göre k_a yüzey faktörü

5.4.2. k_b büyüklük faktörü

k_b büyüklük faktörü değerini elde etmek için aşağıdaki formülasyon kullanılacaktır [10]. Buna göre

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$$

burada d çapı taşıyıcı kolun çapı olup $d = 30 \text{ mm}$ 'dir.

Değerleri formülde yerine koyarsak,

$$k_b = 1,189.30^{-0,097}$$

$k_b = 0,855$ olacaktır.

5.4.3. k_c güvenilirlik faktörü

Mekanizma için güvenilirlik oranı 0,5 olarak kabul edilebilir. Buna göre Çizelge 5.1'den güvenilirlik oranı : 0,5 ise

$k_c = 1$ olacaktır [10].

Güvenilirlik Oranı	Güvenilirlik Faktörü, k_c
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659

Çizelge 5.1. Güvenilirlik oranına göre k_c güvenilirlik faktörü

5.4.4. k_d sıcaklık faktörü

Mekanizmanın çalışma sıcaklığı minimum -40°C ve maksimum 60°C olarak kabul edilirse,

$T < 450^{\circ}\text{C}$ değerine göre [10],

$k_d = 1$ olacaktır.

5.4.5. k_e çentik faktörü

Çentik faktörünü bulmak için aşağıdaki formülasyon kullanılacaktır.

q : çentik hassasiyeti

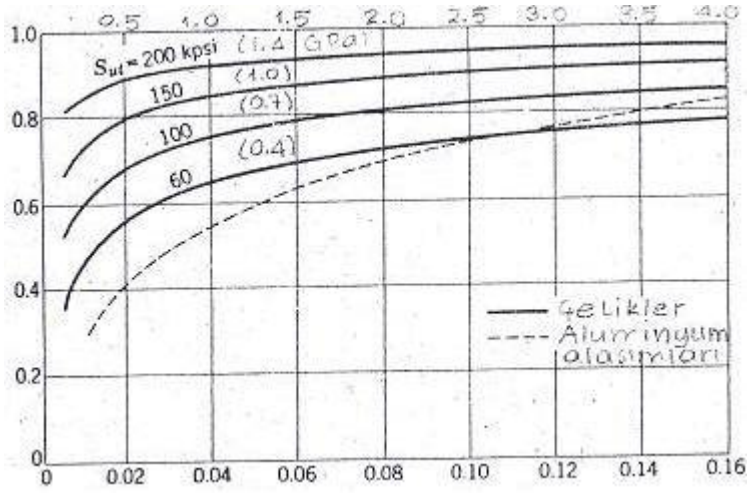
K_t : geometrik boyut faktörü

K_f : çarpım faktörü

d_1 : Kablo delik çapı

d : Taşıyıcı kol boru çapı

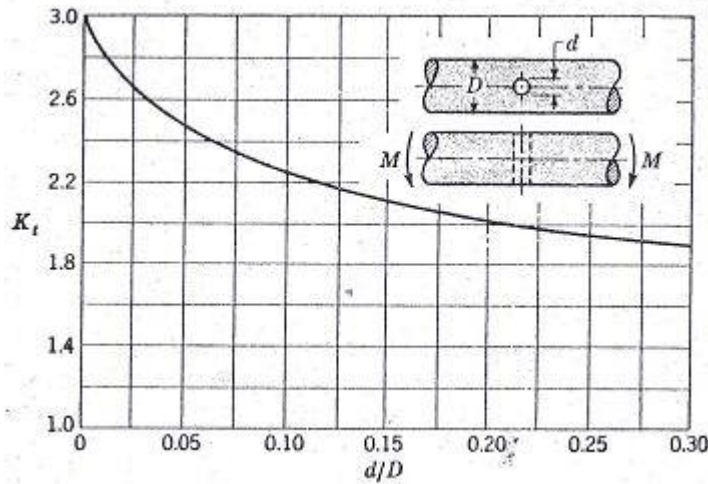
olmak üzere $\sigma_{ut} = 65,02$ ksi değerine göre Şekil 5.2'den $q = 0,8$ olarak elde edilir.



Şekil 5.2. Çentik yarıçapına ve çekme dayanımına göre q çentik hassasiyeti

$d_1 = 5$ mm ve $d = 30$ mm olduğundan $d_1 / d = 5$ mm/30 mm $d_1 / d = 0,1667$ olacaktır.

Şekil 5.3'den bulunan d_1 / d değerine göre $K_t = 2,25$ olarak elde edilir.



Şekil 5.3. Çentik ve mil çapına göre K_t geometrik boyut faktörü

Çarpım faktörü değeri ise aşağıdaki formülden elde edilecektir [10].

$$K_f = 1 + q.(K_t - 1) \quad K_f = 1 + 0,8.(2,25 - 1)$$

Buna göre

$K_f = 2$ olarak elde edilir.

k_e Çentik faktörü aşağıdaki formülden elde edilir [10].

$$k_e = 1 / K_f$$

$$k_e = 1 / 2$$

$k_e = 0,5$ olarak elde edilir.

5.4.6. k_f diğer faktörler

Analizi yapılan bagaj kapağı mekanizması için diğer faktörler 1 kabul edilecektir.

$$k_f = 1$$

Makine parçasının sürekli mukavemet sınırı yukarıdaki formüle dayanarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \overline{S_e}$$

$$S_e = 0,825 \cdot 0,855 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot (224 \text{ MPa})$$

$$S_e = 79,002 \text{ MPa}$$

5.5. Makine Parçasının Mukavemet – Ömür Grafiği

Makine parçasının ömür grafiği için daha önceki bölümden elde edilen sonuçlar göz önüne alınarak aşağıdaki logaritmik ifadeler kullanılacaktır. Buna göre,

$$\log(\overline{S_e}^I) = \log(358,4)$$

$$\log(\overline{S_e}^I) = 2,554$$

$$\log(S_e) = \log(79,002)$$

$$\log(S_e) = 1,897$$

5.5.1. Mevcut taşıyıcı kolun ömrü

Simulasyondan elde ettiğimiz mukavemet değerlerine göre maksimum gerilme,

$$\sigma_{MAX} = 252 \text{ MPa olduğu için}$$

$$\log(\sigma_{MAX}) = \log(252) = 2,401$$

Bu değerlere göre Makine parçasının mukavemet - ömür grafiği EK-21'de Şekil 21.1'de görüldüğü gibi çizilir.

Grafikteki üçgen benzerliğinden,

$$\frac{(6 - N)}{3} = \frac{(2,401 - 1,897)}{(2,554 - 1,897)}$$

$$\frac{(6 - N)}{3} = \frac{0,504}{0,657} = 0,767$$

$$(6 - N) = 2,301$$

$N = 3,6986$ olarak elde edilir. Buna göre makine parçasının ömrü N_f

$$\log(N_f) = N$$

$$\log(N_f) = 3,6986$$

$$10^{\log(N_f)} = 10^{3,6986} \text{ olacağından}$$

$N_f = 4996$ devir olarak elde edilir.

5.5.2. Alternatif taşıyıcı kolun ömrü

Simulasyondan elde ettiğimiz mukavemet değerlerine göre maksimum gerilme,

$$\sigma_{MAX} = 216 \text{ MPa olduğu için}$$

$$\log(\sigma_{MAX}) = \log(216) = 2,334$$

Bu değerlere göre EK 21'deki Makine parçasının mukavemet-ömür grafiğinden üçgen benzerliği yönteminden faydalanarak makine parçasının ömrü aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$\frac{(6 - N)}{3} = \frac{(2,334 - 1,897)}{(2,554 - 1,897)}$$

$$\frac{(6 - N)}{3} = \frac{0,437}{0,657} = 0,665$$

$$(6 - N) = 1,995$$

$N = 4,005$ olarak elde edilir. Buna göre makine parçasının ömrü N_f

$$\log(N_f) = N$$

$$\log(N_f) = 4,005$$

$10^{\log(N_f)} = 10^{4,005}$ olacağından $N_f = 10116$ devir olarak elde edilir.

5.5.3. Sonuçların karşılaştırılması

Mevcut taşıyıcı kol için $N_f = 4996$

Alternatif taşıyıcı kol için $N_f = 10116$

Burada döngü ömrünü parçanın kaç yıl ömrü olduğuna çevirmek için bir kabul yapılabilir. Bir araç 24 saatte 2 sefer yaptığı düşünülürse, her seferinde kalkış yerinde ve varış yerinde bagaj kapağının 3 kez kullanıldığı kabul edilirse ayrıca temizlik v.b için kapağın günde 2 kez kullanıldığı göz önüne alınırsa,

2 seferde 6 devir + 2 devir

2 seferde 24 saat 8 devir

Mevcut taşıyıcı kol için ömür hesabı yapılırsa,

24 saatte 8 devir

x saatte 4496 devir

yukarıdaki orantıdan,

$x = (4996 \cdot 24) / 8$ olacağından

$x = 14988$ saat olacaktır.

Yıl hesabı yapmak için,

$$\frac{1\text{gün}}{24\text{saat}} \frac{1\text{sene}}{365\text{gün}} \frac{14988\text{saat}}{\text{devir}}$$

gerekli sadeleştirmeler yapılırsa parçanın ömrü

$N_1 = 1,711$ yıl olarak elde edilir.

Alternatif taşıyıcı kol için ömür hesabı yapılırsa,

$$\begin{array}{ll} 24 \text{ saatte} & 8 \text{ devir} \\ x \text{ saatte} & 10116 \text{ devir} \end{array}$$

yukarıdaki orantıdan,

$x = (10116 \cdot 24) / 8$ olacağından

$x = 30347$ saat olacaktır.

Yıl hesabı yapmak için,

$$\frac{1\text{gün}}{24\text{saat}} \frac{1\text{sene}}{365\text{gün}} \frac{30347\text{saat}}{\text{devir}}$$

gerekli sadeleştirmeler yapılırsa parçanın ömrü

$N_2 = 3,46$ yıl olarak elde edilir.

5.6. Değişken Gerilmelere Göre Mukavemet Sınırları

Bu bölümde mevcut taşıyıcı kolun ve alternatif taşıyıcı kolun değişken gerilmeler göz önüne alınarak kabul edilebilir mukavemet sınırları belirlenecektir.

5.6.1. Mevcut taşıyıcı kolun mukavemet sınırları

Simulasyondan elde ettiğimiz mukavemet değerlerine göre maksimum ve minimum gerilme,

$$\sigma_{MAX} = 252 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{MIN} = 68,6 \text{ MPa}$$

Makine parçasının sürekli mukavemet sınırı,

$$S_e = 79,002 \text{ MPa}$$

Buna göre değişken gerilmeler dikkate alınır, ortalama gerilme ve gerilme genliği değerleri aşağıdaki gibi elde edilecektir.

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN})}{2} = \frac{(252 \text{ MPa} + 68,6 \text{ MPa})}{2} = 160,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN})}{2} = \frac{(252 \text{ MPa} - 68,6 \text{ MPa})}{2} = 91,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{yt} = 331 \text{ MPa}$$

$$m = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{91,7}{160,3} = 0,572$$

Üçgen benzerliğinden,

$$\frac{(\sigma_{ut} - S_M)}{\sigma_{ut}} = \frac{S_a}{S_e} = \frac{0,572 \cdot S_M}{79,002}$$

$$\frac{(448 - S_M)}{448} = \frac{S_a}{S_e} = \frac{0,572 \cdot S_M}{79,002}$$

$$S_M = 111,53 \text{ MPa}$$

$$S_a = 59,334 \text{ MPa}$$

olarak elde edilir.

5.6.2. Alternatif taşıyıcı kolun mukavemet sınırları

Simulasyondan elde ettiğimiz mukavemet değerlerine göre maksimum ve minimum gerilme,

$$\sigma_{MAX} = 216 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{MIN} = 75,3 \text{ MPa}$$

Makine parçasının sürekli mukavemet sınırı,

$$S_e = 79,002 \text{ MPa}$$

Buna göre değişken gerilmeler dikkate alınır, ortalama gerilme ve gerilme genliği değerleri aşağıdaki gibi elde edilecektir.

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN})}{2} = \frac{(216MPa + 75,3MPa)}{2} = 145,7MPa$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN})}{2} = \frac{(216MPa - 75,3MPa)}{2} = 70,4MPa$$

$$\sigma_{yt} = 331MPa$$

$$m = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{70,4}{145,7} = 0,483$$

Üçgen benzerliğinden,

$$\frac{(\sigma_{ut} - S_M)}{\sigma_{ut}} = \frac{S_a}{S_e} = \frac{0,483 \cdot S_M}{79,002}$$

$$\frac{(448 - S_M)}{448} = \frac{S_a}{S_e} = \frac{0,483 \cdot S_M}{79,002}$$

$$S_M = 119,8MPa$$

$$S_a = 57,856MPa$$

olarak elde edilir.

5.7. Değişken Gerilmelere Göre Maksimum Minimum Gerilme Değerleri

Bu bölümde mevcut taşıyıcı kolun ve alternatif taşıyıcı kolun değişken gerilmeler göz önüne alınarak kabul edilebilir maksimum ve minimum gerilme değerleri elde edilecektir.

5.7.1. Mevcut taşıyıcı kolun maksimum ve minimum gerilme değerleri

Elde edilen değişken gerilmelere göre parçanın sonlu ömür için olması gereken maksimum ve minimum gerilme değerleri mevcut taşıyıcı kol için aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{(\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN})}{2} = 111,53$$

$$\frac{(\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN})}{2} = 59,334$$

$$\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN} = 223,06$$

$$\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN} = 118,668$$

$$2 \cdot \sigma_{MAX} = 341,728$$

$$\sigma_{MAX} = 170,864 MPa$$

$$\sigma_{MIN} = 52,196 MPa$$

olarak elde edilir.

5.7.2. Alternatif taşıyıcı kolun maksimum ve minimum gerilme değerleri

Elde edilen değişken gerilmelere göre parçanın sonlu ömür için olması gereken maksimum ve minimum gerilme değerleri alternatif taşıyıcı kol için aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{(\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN})}{2} = 119,8$$

$$\frac{(\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN})}{2} = 57,856$$

$$\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN} = 239,6$$

$$\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN} = 115,712$$

$$2 \cdot \sigma_{MAX} = 355,32$$

$$\sigma_{MAX} = 177,66 MPa$$

$$\sigma_{MIN} = 61,94 MPa$$

olarak elde edilir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüzde yapılan tasarımların hayata geçirilmesinde gerekli olan sürelerin kısaldığı açıkça gözlenebilir. Ürün yaşam eğrisinde olgunluk döneminin kısılması, tasarımlar üzerindeki revizyonların daha kısa zaman aralıklarında yapılması gerekliliğini ortaya koymaktadır. Ürünlerin revizyon görmesi ve aynı zamanda müşteri isteklerini karşılayabilmesi firmalar arasındaki rekabetleri en üst seviyelere getirmiştir. Müşteri isteklerine hızlı cevap verebilmek, rekabet karşısında ürünü müşteriye en kaliteli ve en kısa sürede sunabilmek bir firmanın en önemli misyonudur. Dolayısıyla tasarımların başlangıç aşamasından prototip üretimine ve ürünün son haline gelmesi aşamalarında hataların ortadan kaldırılması, gelecekte yapılacak olan revizyonların sorunsuz olabilmesi için en temel kuraldır.

Otobüs endüstrisinde binek otomobilden farklı olarak müşteri isteklerinin çok fazla olması hata oranlarını ve araçların kalitelerini son derece etkilemektedir. Araçların mümkün olduğunca modüler biçimde tasarlanması müşteri isteklerinin cevaplanmasında ve araçların teslim sürelerinin kısılmasında büyük rol oynamaktadır. Bir otobüs üreticisinin çok farklı tiplerde üretim yapması ve seri araçlardan bağımsız çok fazla sayıda araç üretebilmesi bu endüstride firmanın ayakta kalabilmesi için çok önemlidir.

Tasarımların mutlak revizyonları göz önünde bulundurulduğunda mümkün olan en kısa sürelerde gerekiyorsa mühendislik analizlerinin yapılması en doğru çözümdür. Gerek parçaların, gerekse mekanizmaların hesaplamaları yapıldığı takdirde optimize edilmiş tasarımlar ortaya çıkacaktır. Günümüzde mühendislik teknolojisi ve mühendislik uygulamalarının yapılabildiği yazılımlar tasarımdan prototip üretimine kadar olan aşamaların sürelerini kısaltmıştır. 3D tasarım artık firmaların Teknik bölümlerinde kaçınılmaz hale gelmiştir. Dataların muhafaza edilmesi, üzerlerinde yapılacak olan değişikliklerin datalara işlenmesi ürün geliştirme açısından çok önemlidir.

Bu tez çalışmasında elde edilen sonuç bir parçanın kullanım ömrünün arttırılması ve müşteriden gelen bu şikayetin sonuca ulaştırılması ile tamamlanmıştır. Problemin çözümünde bir kaç farklı yöntem akla gelebilir. Taşıyıcı kolun deformasyonu göz önüne alındığında tasarlanan alternatif çözümlerden en doğrusunu seçebilmek, problemi analitik olarak bir çok kısıtı göz önüne alarak yapılabilir.

Mekanizmanın mevcut probleminin çözümü için diğer alternatifleri ortaya koyacak olursak, ilk olarak malzeme seçimi göz önüne alındığında kullanılan malzemenin maliyetinin diğer alternatiflere göre düşük olması avantaj olduğundan farklı bir malzeme seçimi ile maliyet yükselecektir. Parçanın et kalınlığının arttırılması yöntemine başvurulduğu takdirde aracın ağırlığının artması bir dezavantaj olacaktır. Tezin sonucunda sunulan alternatif çözümde maliyet diğer çözümlere göre daha düşüktür. İlave edilen takviye malzemenin boyutlarının küçük olması, araç ağırlığını ihmal edilebilir düzeyde arttırdığı için problem yaratmayacaktır.

Yapılan analiz sonucunda konstrüktif bir iyileştirme ortaya konmuştur. Bu çözüm direkt olarak tasarımda iyileştirme sağlamış olsa da bir takım imalat aşamalarının da dikkatli bir şekilde proseslere uygun olarak yapılması kaçınılmazdır. Parçaların kaynak operasyonundan önce temizlenmesi, korozyona uğramış malzemelerin kullanılmaması gerekmektedir. Ayrıca mekanizmada bağlantı noktalarına gelen parçalar için uygun apartlar kullanılmalıdır. Üretimle ilgili bu prosesler uygulanmadığı takdirde sisteme istenmeyen girdiler etki edeceği için parçaların ömürlerinde kısaltmalar olacaktır. Unutmamalıdır ki bir tasarımın en etkin biçimde uygulanabilmesi için tüm proseslerdeki aşamaların titizlikle ve en doğru şekilde uygulanması bir bütün olarak ürünün istenilen davranışı sergilemesini sağlayacaktır.

Yapılan çalışmanın mühendislik hesaplamalarının teorik ve uygulamalı olarak yapılması bir tez çalışmasının temelidir. Bu tez çalışması özel bir konu içerdiğinden ve çözüm yöntemleri uygulamada direkt olarak görülebileceğinden hem firmaya hemde literatüre katkı sağlayacağı kanaatindeyim.

KAYNAKLAR

1. Erdman, A.G., Sandor, G.N., “Mechanism Design Analysis and Synthesis Volume I 4th ed.”, *Prentice hall*, 494-506, 542-545 (1997).
2. Uzmay, İ., “Mekanizma Tekniği”, *Erciyes Üniversitesi basımevi*, 11-16 (1990).
3. Shigley, J.E., Uicker, J.J., “Theory of Machines and Mechansisms 2th ed.”, *Mc GRAW-HILL International Edition*, 63-84, 490-515 (1995).
4. Uysal, M., Karahoca, A., “Mathcad 6.0 ve Mathcad Plus 6.0 Kullanıcı Rehberi 1.Basım”, *Beta Basım Yayım Dağıtım A.Ş.*, 79-88, 332-340 (1997).
5. Söylemez, E., “Mechanisms”, 3th ed., *Middle East Technical University*, 64: 112-126 (1999).
6. Moaveni, S., “Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS” , *Prentice hall*, 315-328, 338-349 (1999).
7. Hibbeler, R.C., “Mechanics of Materials”, 4th ed., *Prentice hall*, 705-710, 724-725 (2000).
8. Yüksel, M., “Malzeme Bilgisine Giriş”, *TMMOB Makine Mühendisleri Odası*, 245: 228-237 (2000).
9. Akkurt, M., “Makine Elemanları”, *Birsen Yayınevi*, I-II: 25-28 (2000).
10. Shigley, J.E., Mischke, C.R., “Mechanical Engineering Design”, 5th ed., *Mc Graw-Hill International Edition*, 281-288 (1989).

EKLER

EK-1 Konum analizi nümerik sonuçları

Çizelge 1.1. Konum analizi nümerik sonuçları

	θ3		θ6		θ4(2)		θ2		θ4(1)	
	Derece	Radyan	Derece	Radyan	Derece	Radyan	Derece	Radyan	Derece	Radyan
STEP 1	91,2474	1,5926	-11,6310	1,381	79,1255	1,194	68,4112	1,194	169,7720	2,5624
STEP 2	89,9334	1,5696	-13,1207	1,206	69,0987	1,033	59,1865	1,033	163,0200	2,3874
STEP 3	89,2131	1,5571	-14,5531	1,032	59,1292	0,867	49,6754	0,867	154,3460	2,2134
STEP 4	88,7661	1,5493	-15,7563	0,858	49,1598	0,697	39,9352	0,697	143,8270	2,0394
STEP 5	88,4624	1,5440	-16,8450	0,684	39,1903	0,527	30,1949	0,527	131,7090	1,8654
STEP 6	88,2423	1,5401	-17,7617	0,507	29,0490	0,352	20,1681	0,352	118,0100	1,6884
STEP 7	88,075	1,5372	-18,3919	0,334	19,1368	0,181	10,3705	0,181	103,5610	1,5154
STEP 8	87,9434	1,5349	-18,7357	0,159	9,1100	0,007589	0,4348	0,007589	88,3440	1,3404
STEP 9	87,8375	1,5331	-18,7357	-0,01	-0,5730	-0,16	-9,1673	-0,16	73,3480	1,1714
STEP 10	87,7513	1,5315	-18,3919	-0,195	-11,1727	-0,344	-19,7097	-0,344	57,1620	0,9864
STEP 11	87,6816	1,5303	-17,6471	-0,368	-21,0848	-0,516	-29,5646	-0,516	42,8060	0,8134
STEP 12	87,6272	1,5294	-16,5585	-0,535	-30,6532	-0,681	-39,0184	-0,681	30,1970	0,6464
STEP 13	87,5917	1,5288	-15,1834	-0,694	-39,7633	-0,839	-48,0712	-0,839	19,6530	0,4874
STEP 14	88,7141	1,5484	-6,6463	-1,377	-78,8963	-1,506	-86,2874	-1,506	-0,0350	-0,1956
STEP 15	88,9	1,5516	-6,5317	-1,387	-79,4692	-1,513	-86,6885	-1,513	0,0360	-0,2056

s
mm

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

Derece

Radyan

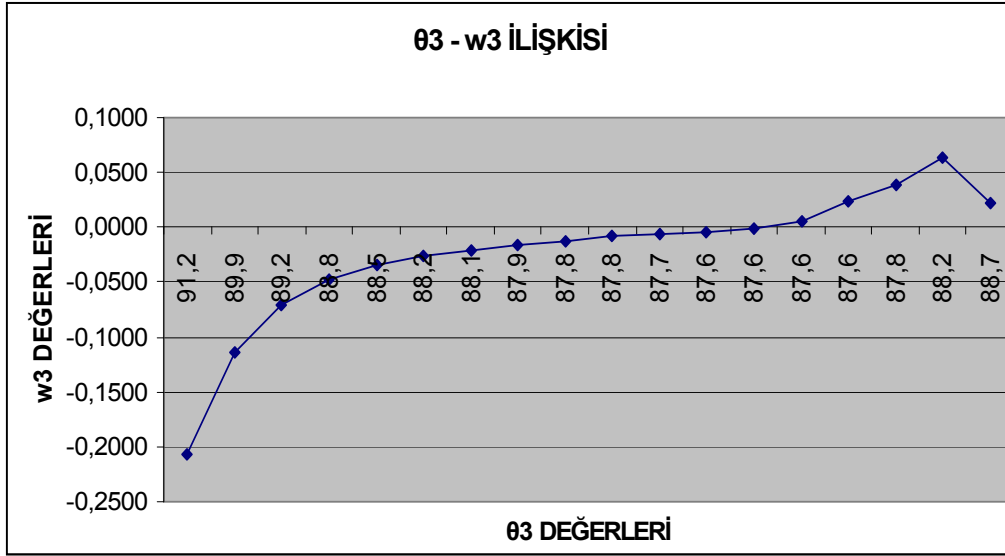
Derece

Radyan

Derece

Radyan</

EK-2 w3 açısai hızının her adımdaki değışimin grafiği



Şekil 2.1. w3 açısai hızının her adımdaki değışimin grafiği

EK-3 Hız analizi döngü denklemlerinin MATHCAD'te yazılması

$$\begin{aligned}
 x &:= 1.5484 \\
 y &:= -0.116 \\
 z &:= -1.377 \\
 t &:= -1.506 \\
 s &:= -0.035 \\
 n &:= 0.0216 \\
 \\
 v &:= -100 \quad k := 1 \quad l := -3 \quad m := -3 \quad \text{Tahmini Degerler} \\
 \text{Given} \\
 v \cdot \cos(y) - (367.5196 + s) \cdot k \cdot \sin(y) - 597.51 \cdot l \cdot \sin(z) &= -574.45m \cdot \sin(t) - 344.49n \cdot \sin(x) \\
 v \cdot \sin(y) + (367.5196 + s) \cdot k \cdot \cos(y) + 597.51 \cdot l \cdot \cos(z) &= 574.45m \cdot \cos(t) + 344.49n \cdot \cos(x) \\
 v \cdot \cos(y) - (367.5196 + s) \cdot k \cdot \sin(y) - 88.695 \cdot l \cdot \sin(z + 1.1814) &= 0 \\
 v \cdot \sin(y) + (367.5196 + s) \cdot k \cdot \cos(y) + 88.695 \cdot l \cdot \cos(z + 1.1814) &= 0 \\
 \\
 \text{Find}(k, l, m, v) &= \blacksquare
 \end{aligned}$$

Şekil 3.1. Hız analizi döngü denklemlerinin MATHCAD'te yazılması

EK-4 Hız analizi nümerik sonuçları

Çizelge 4.1. Hız analizi nümerik sonuçları

	θ3		θ6		θ4(2)		θ2		s	w3	w6	w4	w2	Vrod	t	Δt
	Derece	Radyan	Derece	Radyan	Derece	Radyan	Derece	Radyan								
STEP 1	-0.2940	-16.8450	0.6840	0.5270	30.1949	131.7090	1.8654	106.8795	-8.2514	-0.175	-1.14	-1.016	-37.159	0.1111	0.1111	
STEP 2	-0.3100	-17.7617	0.5070	0.3520	20.1681	118.0100	1.6884	96.73819	-5.6728	-0.178	-1.228	-1.16	-54.63	0.2222	0.1111	
STEP 3	-0.3210	-18.3919	0.3340	0.1810	10.3705	103.5510	1.5154	86.82602	-3.0943	-0.175	-1.319	-1.276	-73.038	0.3333	0.1111	
STEP 4	-0.3270	-18.7357	0.1590	0.0076	0.4348	88.3440	1.3404	76.79926	0.0000	-0.155	-1.317	-1.287	-85.979	0.4444	0.1111	
STEP 5	-0.3270	-18.7357	-0.0100	-0.1600	-9.1673	73.3480	1.1714	67.11628	3.0943	-0.141	-1.425	-1.403	-105.132	0.5555	0.1111	
STEP 6	-0.3210	-18.3919	-0.1950	-0.3440	-19.7097	57.1620	0.9864	56.51656	6.7043	-0.107	-1.407	-1.389	-113.547	0.6666	0.1111	
STEP 7	-0.3080	-17.6471	-0.3680	-0.5160	-29.5646	42.8060	0.8134	46.60439	9.7986	-0.071	-1.441	-1.427	-123.342	0.7777	0.1111	
STEP 8	-0.2890	-16.5585	-0.5350	-0.6810	-39.0184	30.1970	0.6464	37.03599	12.3771	-0.027	-1.456	-1.444	-128.568	0.8888	0.1111	
STEP 9	-0.2650	-15.1834	-0.6940	-0.8390	-48.0712	19.6530	0.4874	27.92596	16.8413	0.021	-1.477	-1.466	-130.656	0.9999	0.1111	
STEP 10	-0.1160	-6.6463	-1.3770	-1.5060	-86.2874	-0.0350	-0.1956	-11.2071	0.7639	0.057	-1.042	-1.035	-89.2	1.1499	0.15	
STEP 11	-0.1140	-6.5317	-1.3870	-1.5130	-86.6885	0.0360	-0.2056	-11.78	43.5448	0.091	-0.972	-0.966	-77.628	1.2999	0.15	
STEP 12	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0	0.0000	0.177	-1.339	-1.33	-95.604	1.4499	0.15	
STEP 13	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0	0.0000	0.16	-0.958	-0.951	-58.081	1.5999	0.15	
STEP 14	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0	0.0000	0.018	-0.073	-0.06	0.517	1.7499	0.15	
STEP 15	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0	0.0000	0.018	-0.073	-0.06	0.517	1.8999	0.15	

EK-5 Hız vektörleri

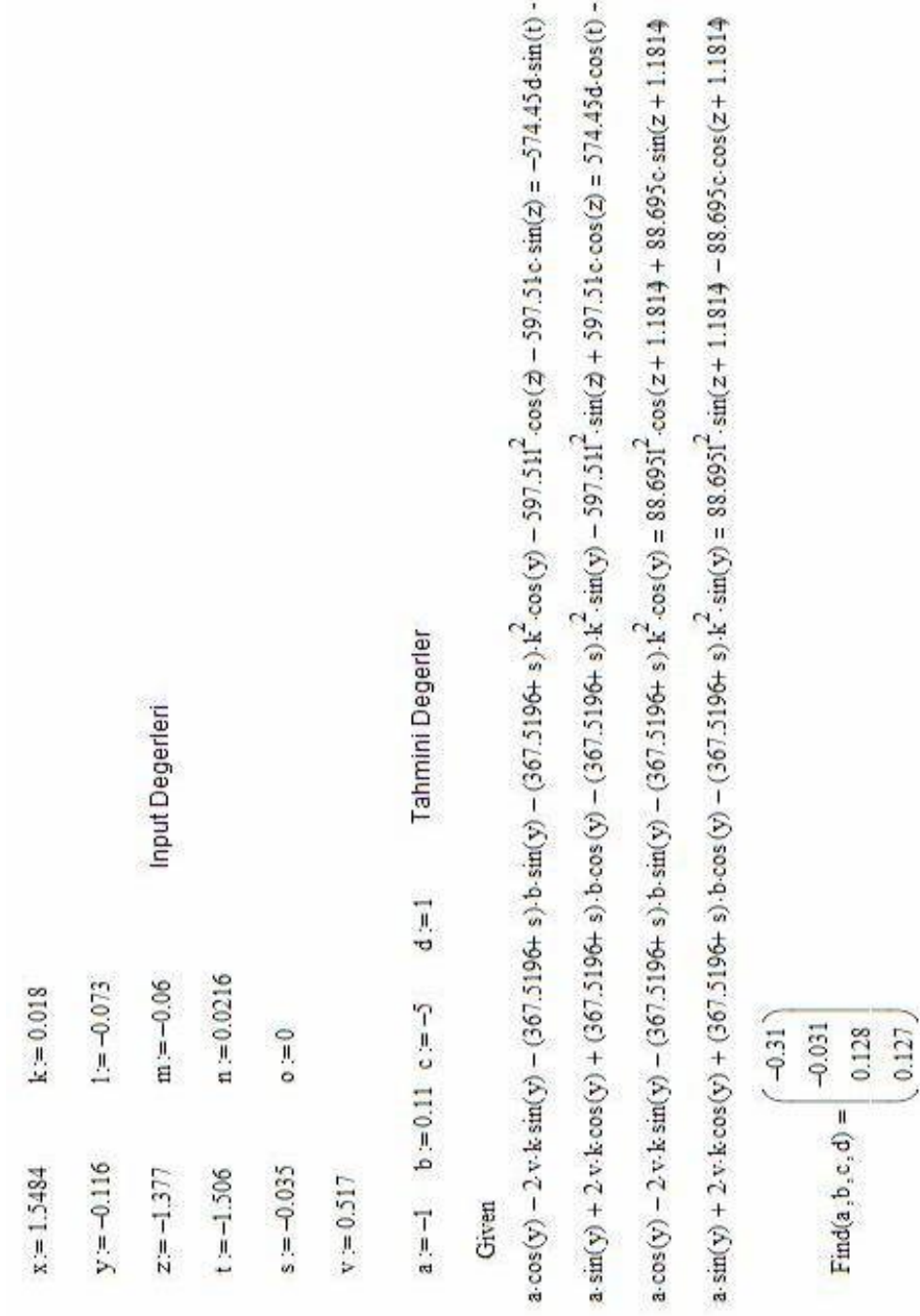
Çizelge 5.1. Hız vektörleri

	VA6		VA5/A6		VA5		VB		VD	
	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i
STEP 1	-8,72482	-42,3874	-36,396	7,491575	-45,1208	-34,8958	-55,3524	-84,6037	542,6977	-214,747
STEP 2	-9,7194	-41,6983	-53,2038	12,40121	-62,9232	-29,2971	-74,6412	-79,5695	572,2981	-341,34
STEP 3	-10,196	-39,2746	-70,6946	18,35281	-80,8905	-20,9218	-93,6429	-70,0435	558,8312	-474,335
STEP 4	-9,31643	-33,0196	-82,7484	23,34733	-92,0648	-9,67225	-104,271	-52,9333	474,5827	-566,887
STEP 5	-8,54895	-28,2354	-100,621	30,46546	-109,17	2,230051	-121,019	-36,9055	405,3483	-696,601
STEP 6	-6,38234	-19,9244	-108,135	34,63849	-114,517	14,71409	-123,983	-14,8368	275,1005	-748,987
STEP 7	-4,0565	-12,2	-117,042	38,91633	-121,098	26,71632	-127,595	7,178053	147,5642	-806,349
STEP 8	-1,43845	-4,24101	-121,755	41,29648	-123,194	37,05547	-125,709	29,64038	6,295059	-829,482
STEP 9	1,017643	3,000336	-123,733	41,96716	-122,715	44,96749	-120,759	50,73479	-134,169	-831,387
STEP 10	2,422167	7,284721	-84,6437	28,14399	-82,2215	35,42872	-77,0061	51,11437	-200,517	-559,723
STEP 11	3,319417	10,43436	-73,975	23,53319	-70,6555	33,96755	-62,6553	59,11568	-273,8	-482,668
STEP 12	5,433646	18,27517	-91,6392	27,24655	-86,2056	45,52172	-71,5769	94,72303	-481,003	-593,599
STEP 13	4,072065	15,00489	-56,0535	15,21195	-51,9815	30,21684	-39,8289	74,99713	-406,435	-365,043
STEP 14	0,161425	1,38535	0,513526	-0,05984	0,674951	1,325512	1,279114	6,510431	-34,3947	-2,23177

EK-5 (Devam) Hız vektörleri

Çizelge 5.1. Hız vektörleri

	VC/D		VC/B		VC (I.YOL VB+VC/B)		VB II.YOL		VC (II.YOL VD+VC/D)	
	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i
STEP 1	71,0939	1,548047	668,9296	-128,507	613,5771	-213,111	-55,3437	-84,6214	613,7916	-213,199
STEP 2	38,98101	-0,04531	685,4594	-261,769	610,8183	-341,339	-74,5758	-79,3817	611,2791	-341,386
STEP 3	24,18836	-0,33222	676,4609	-404,385	582,818	-474,428	-93,6539	-70,1092	583,0196	-474,668
STEP 4	16,43176	-0,35392	595,334	-514,608	491,0631	-567,541	-104,219	-52,7568	491,0144	-567,241
STEP 5	11,90703	-0,31962	538,0309	-659,919	417,0117	-696,824	-120,945	-36,6988	417,2553	-696,921
STEP 6	9,049644	-0,27771	408,206	-734,941	284,223	-749,778	-123,932	-14,6424	284,1501	-749,265
STEP 7	7,11788	-0,23923	282,2609	-813,431	154,6662	-806,253	-127,613	7,076556	154,682	-806,588
STEP 8	5,727381	-0,20567	137,7439	-859,001	12,03517	-829,36	-125,728	29,49083	12,02244	-829,688
STEP 9	4,66163	-0,17603	-8,82508	-882,478	-129,584	-831,743	-120,692	50,94193	-129,507	-831,563
STEP 10	2,79165	-0,10962	-120,64	-610,806	-197,646	-559,691	-77,0826	50,98785	-197,726	-559,832
STEP 11	2,178743	-0,08821	-208,936	-541,896	-271,591	-482,78	-62,6437	59,23008	-271,621	-482,756
STEP 12	1,421735	-0,05891	-407,906	-688,272	-479,483	-593,549	-71,5327	94,80312	-479,582	-593,658
STEP 13	-44,9497	1,890473	-366,126	-440,011	-405,955	-365,014	-39,7939	75,07537	-451,385	-363,152
STEP 14	-7,4496	0,167221	-42,8017	-8,40024	-41,5226	-1,88981	1,258398	6,35127	-41,8443	-2,06455



Şekil 6.1. İvme analizi döngü denklemlerinin MATHCAD’te yazılması

EK-7 İvme analizi nümerik sonuçları

Çizelge 7.1. İvme analizi nümerik sonuçları

	Δt	α_3	a_{rod}	α_6	α_4	α_2
	s	rad/s ²	mm/s ²	rad/s ²	rad/s ²	rad/s ²
STEP 1	0,1111	0,839491	-119,116	-0,079	-0,87	-1,371
STEP 2	0,1111	0,386446	-137,404	-0,035	-0,866	-1,096
STEP 3	0,1111	0,202626	-152,117	0,022	-0,859	-0,979
STEP 4	0,1111	0,11821	-129,874	0,101	-0,582	-0,652
STEP 5	0,1111	0,074659	-132,163	0,184	-0,571	-0,614
STEP 6	0,1111	0,05048	-112,824	0,236	-0,565	-0,592
STEP 7	0,1111	0,03634	-64,949	0,329	-0,222	-0,242
STEP 8	0,1111	0,027856	-27,973	0,393	-0,115	-0,129
STEP 9	0,1111	0,04889	249,861	0,411	2,664	2,634
STEP 10	0,15	0,011868	47,586	0,229	0,247	0,242
STEP 11	0,15	0,014661	129,655	0,113	1,125	1,116
STEP 12	0,15	0,898185	113,195	0,395	0,089	0,093
STEP 13	0,15	-0,72644	1459	-3,643	22,93	22,761
STEP 14	0,15	0	-0,31	-0,031	0,128	0,127
STEP 15	0	0	0	0	0	0

EK-8 İvme vektörleri

Çizelge 8.1. İvme vektörleri

	aA6t		aA6n		aA6		aA5/A6t		aA5/A6c		aA5/A6		aA5	
	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i
STEP 1	-3,93863	-19,1349	-7,4178	1,526844	-11,3564	-17,608	-116,67	24,01481	2,622051	12,73859	-114,048	36,75341	-125,404	19,14537
STEP 2	-1,91112	-8,1991	-7,4223	1,730054	-9,33341	-6,46905	-133,817	31,19122	4,414832	18,94056	-129,402	50,13178	-138,735	43,66274
STEP 3	1,281778	4,937377	-6,87305	1,784293	-5,59127	6,72167	-147,236	38,2236	6,423485	24,7431	-140,813	62,9667	-146,404	69,68837
STEP 4	6,070705	21,51598	-5,11803	1,444046	0,95267	22,96003	-124,994	35,26689	7,237674	25,65199	-117,756	60,91888	-116,804	83,87891
STEP 5	11,15608	36,8462	-3,98119	1,205402	7,174888	38,05161	-126,492	38,29858	8,591259	28,37513	-117,901	66,67371	-110,726	104,7253
STEP 6	14,07693	43,94542	-2,13191	0,68291	11,94501	44,62833	-107,446	34,41794	7,412638	23,14081	-100,033	57,55874	-88,0884	102,1871
STEP 7	18,79701	56,53242	-0,8662	0,288011	17,93081	56,82043	-61,6314	20,49243	5,526119	16,61993	-56,1053	37,11235	-38,1745	93,93279
STEP 8	20,93745	61,73029	-0,11451	0,038838	20,82295	61,76913	-26,4907	8,985024	2,23001	6,574781	-24,2607	15,55981	-3,43776	77,32893
STEP 9	19,91673	58,72087	-0,06301	0,021371	19,85372	58,74224	236,6209	-80,2562	-1,76262	-5,19677	234,8583	-85,453	254,712	-26,7107
STEP 10	9,731161	29,26668	-0,41523	0,138063	9,315932	29,40475	45,15533	-15,0141	-3,20842	-9,64938	41,94691	-24,6635	51,26284	4,741239
STEP 11	4,121913	12,95695	-0,94953	0,302067	3,172387	13,25902	123,5537	-39,3053	4,28304	-13,4634	119,2706	-52,7688	122,443	-39,5098
STEP 12	12,12593	40,78356	-3,2347	0,961755	8,89123	41,74532	108,5007	-32,2599	-9,64528	-32,4403	98,85545	-64,7002	107,7467	-22,9549
STEP 13	-92,7158	-341,643	-2,40078	0,65153	-95,1166	-340,991	1408,07	-382,126	4,86782	-17,9374	1403,202	-400,063	1308,086	-741,054
STEP 14	-0,27801	-2,38588	-0,02494	0,002906	-0,30295	-2,38297	-0,30792	0,035879	0,002154	0,018487	-0,30576	0,054366	-0,60871	-2,32861

EK-8 (Devam) İvme vektörleri

Çizelge 8.1. İvme vektörleri

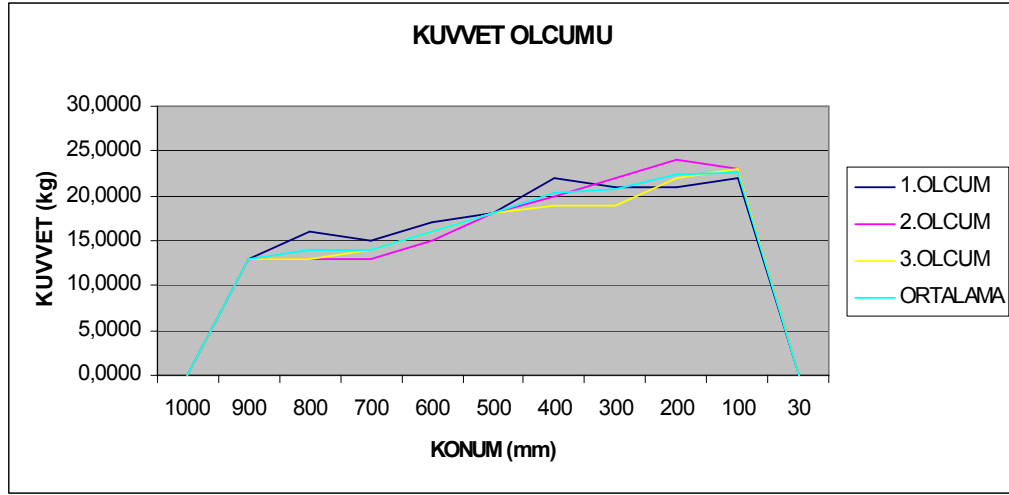
	aB5/A5t		aB5/A5n		aB5/A5		aBt		aBn		aB	
	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i
STEP 1	-4.61885	-22.4396	-8.69888	1.790537	-13.3177	-20.649	-42.236	-64.5795	-96.4684	63.09177	-138.722	-1.50367
STEP 2	-2.30409	-9.88502	-8.94849	2.085792	-11.2526	-7.79923	-52.5918	-55.9809	-97.4808	91.57913	-149.988	35.8635
STEP 3	1.603151	6.175298	-8.5963	2.231659	-6.99314	8.406957	-60.9922	-45.6587	-92.474	123.5295	-153.397	78.09533
STEP 4	7.95361	28.18943	-6.70546	1.891935	1.248153	30.08137	-46.0558	-23.3139	-69.4807	137.2565	-115.556	113.9603
STEP 5	15.46282	51.07045	-5.51811	1.67074	9.944709	52.74119	-48.4629	-14.7053	-52.2958	172.3468	-100.781	157.4665
STEP 6	20.87821	65.17771	-3.16195	1.012859	17.71627	66.19057	-49.7665	-5.87986	-20.6019	174.3721	-70.3722	168.3776
STEP 7	30.10335	90.53649	-1.38722	0.461249	28.71613	90.99774	-19.6601	1.090212	10.19732	183.891	-9.45837	184.9305
STEP 8	36.60756	107.9308	-0.20021	0.067906	36.40735	107.9987	-9.9304	2.32929	42.93865	183.0593	32.96959	185.3276
STEP 9	38.28424	112.8741	-0.12111	0.041079	38.16313	112.9152	217.687	-91.8817	75.24123	178.2622	292.8751	86.20448
STEP 10	20.95339	63.0178	-0.89408	0.297282	20.05931	63.31508	18.27196	-12.0864	53.12934	80.32009	71.32215	68.05632
STEP 11	9.934336	31.2279	-2.28848	0.72802	7.645855	31.95592	72.50423	-68.5533	57.57163	60.88963	130.0889	-7.55385
STEP 12	32.64604	109.7995	-8.70863	2.589286	23.93741	112.3888	4.7546	-6.30133	126.9414	95.78227	131.6841	89.43397
STEP 13	-276.699	-1019.59	-7.16485	1.944414	-283.864	-1017.65	952.479	-1796.95	71.92221	38.12259	1024.221	-1758.7
STEP 14	-1.0405	-8.92958	-0.09333	0.010875	-1.13383	-8.91871	-2.20651	-11.1365	0.463643	-0.09186	-1.74254	-11.2473

EK-8 (Devam) İvme vektörleri

Çizelge 8.1. İvme vektörleri

	aB		aDt		aDn		aD		aC/Dt		aC/Dn		aC/D	
	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i
STEP 1	-138,704	-1,4877	732,3214	-289,782	-218,183	-551,381	514,1385	-841,162	-289,128	-6,29567	0,319553	-14,6754	-288,808	-20,9711
STEP 2	-150,073	35,59821	540,723	-322,508	-395,955	-663,866	144,7682	-986,374	-133,127	0,154745	-0,00513	-4,41093	-133,132	-4,25618
STEP 3	-153,466	77,87084	428,7585	-363,93	-605,252	-713,069	-176,493	-1077	-69,7961	0,958639	-0,02333	-1,69855	-69,8194	-0,73991
STEP 4	-115,536	113,9425	240,4257	-287,188	-729,584	-610,788	-489,158	-897,976	-40,7128	0,876912	-0,01689	-0,78396	-40,7297	0,092955
STEP 5	-100,759	157,6415	177,3941	-304,856	-977,332	-568,704	-799,938	-873,56	-25,7101	0,690126	-0,01105	-0,41171	-25,7211	0,27842
STEP 6	-70,3684	168,4923	117,2494	-319,223	-1040,34	-382,115	-923,094	-701,337	-17,3816	0,533394	-0,0073	-0,23784	-17,3889	0,295551
STEP 7	-9,46277	184,9812	25,02489	-136,746	-1150,66	-210,574	-1125,64	-347,32	-12,5116	0,420519	-0,00495	-0,14715	-12,5166	0,273366
STEP 8	33,00825	185,3886	0,56237	-74,1019	-1197,77	-9,09007	-1197,21	-83,192	-9,58986	0,344371	-0,00342	-0,09528	-9,59328	0,249088
STEP 9	292,9282	86,38048	241,0646	1493,775	-1218,81	196,6915	-977,749	1690,466	-16,83	0,635514	-0,00238	-0,06313	-16,8324	0,572388
STEP 10	71,40132	68,23372	46,8842	130,8723	-579,313	207,5353	-532,429	338,4076	4,08534	0,160421	-0,00089	-0,02264	4,08623	0,13778
STEP 11	130,0759	7,66369	316,3151	557,6166	-466,257	264,4904	-149,942	822,107	-5,04635	0,204306	-0,00056	-0,01379	-5,04691	0,190515
STEP 12	131,696	89,48094	33,63407	41,50731	-789,487	639,7344	-755,853	681,2418	-309,151	12,81023	0,00024	-0,00587	-309,151	12,80436
STEP 13	1024,401	-1758,83	9727,519	8736,846	-347,156	386,5198	9380,363	9123,366	250,0319	-10,5157	-0,24689	-5,8703	249,7851	-16,386
STEP 14	-1,74286	-11,2283	72,80205	4,723919	-0,13391	2,06368	72,66814	6,787599	0	0	-0,00362	-0,16114	-0,00362	-0,16114

EK-9 Kuvvet ölçüm verileri



Şekil 9.1. Kuvvet ölçüm verileri

EK-10 Vektör bileşenleri

Çizelge 10.1. Vektör bileşenleri

	rDC		rG3C		rPC		rDD0		rG2D0	
	x	i	x	i	x	i	x	i	x	i
STEP 1	7.499381	-344.408	67.17523	92.78326	35.94383	639.3785	211.3651	534.1513	105.6826	267.0756
STEP 2	-0.40043	-344.49	69.28524	91.21842	50.59636	638.3861	294.2589	493.3604	147.1295	246.6802
STEP 3	-4.73108	-344.458	70.42649	90.34021	58.61769	637.6996	371.7361	437.9555	185.8681	218.9778
STEP 4	-7.41823	-344.41	71.12914	89.78803	63.59094	637.2229	440.4718	368.7511	220.2359	184.3755
STEP 5	-9.24369	-344.366	71.60407	89.40974	66.96767	636.8768	496.5085	288.9154	248.2543	144.4577
STEP 6	-10.5665	-344.328	71.947	89.13402	69.41372	636.6149	539.2276	198.0565	269.6138	99.02825
STEP 7	-11.5719	-344.296	72.20696	88.92356	71.27229	636.4095	565.0659	103.4087	282.5329	51.70433
STEP 8	-12.3626	-344.268	72.41102	88.75747	72.73384	636.2441	574.4335	4.359459	287.2167	2.17973
STEP 9	-12.9989	-344.245	72.57494	88.62348	73.90969	636.1086	567.1127	-91.5203	283.5564	-45.7602
STEP 10	-13.5168	-344.225	72.70819	88.5142	74.86662	635.9967	540.7948	-193.736	270.3974	-96.8682
STEP 11	-13.9355	-344.208	72.81582	88.42568	75.64025	635.9051	499.6565	-283.436	249.8282	-141.718
STEP 12	-14.2623	-344.195	72.89974	88.35651	76.24398	635.833	446.3152	-361.657	223.1576	-180.828
STEP 13	-14.4756	-344.186	72.95447	88.31132	76.63792	635.7857	383.8516	-427.377	191.9258	-213.688
STEP 14	-7.7308	-344.403	71.2106	89.72343	64.16924	637.1649	37.19621	-573.244	18.5981	-286.622
STEP 15	-6.61333	-344.427	70.91911	89.95401	62.10158	637.3697	33.18262	-573.491	16.59131	-286.745

EK-11 2 ve 3 no'lu uzuvlara gelen kuvvetler

Çizelge 11.1. 2 ve 3 no'lu uzuvlara gelen kuvvetler

	m3aG3 (kN)		IG3a3 (Nm)		Fdis/2 (kN)		m2aG2 (kN)		IG2a2 (Nm)		F23 (kN)		F12 (kN)		F34(kN)	
	x	i	k	i	x	i	x	i	k	x	i	x	i	x	i	x
STEP 1	0.006305	-0.03531	3.521666806	0	-0.01535	0.000264	-0.00043	-0.047985	0.0823	0.2036	0.082564	0.213168	0.075995	-0.20428		
STEP 2	-0.00107	-0.04209	1.621141213	0	-0.03021	7.43E-05	-0.00051	-0.03836	0.0872	0.1416	0.087274	0.151093	0.088269	-0.27436		
STEP 3	-0.01156	-0.0464	0.850016596	0	-0.06402	-9.1E-05	-0.00055	-0.034265	0.0959	0.1082	0.095809	0.117647	0.107456	-0.33726		
STEP 4	-0.02358	-0.0388	0.495892446	0	-0.0666	-0.00025	-0.00046	-0.02282	0.102	0.0805	0.101749	0.090039	0.12558	-0.37514		
STEP 5	-0.0363	-0.03786	0.313195229	0	-0.06867	-0.00041	-0.00045	-0.02149	0.1063	0.0569	0.105889	0.066451	0.142604	-0.40175		
STEP 6	-0.04122	-0.03042	0.211762683	0	-0.06867	-0.00047	-0.00036	-0.02072	0.1092	0.0352	0.108726	0.04484	0.150416	-0.43089		
STEP 7	-0.04978	-0.01502	0.152445405	0	-0.07022	-0.00058	-0.00018	-0.00847	0.115	0.0161	0.114422	0.025922	0.16478	-0.46694		
STEP 8	-0.05274	-0.00353	0.116855038	0	-0.07538	-0.00061	-4.3E-05	-0.004515	0.119	-0.00413	0.118385	0.005827	0.171741	-0.50382		
STEP 9	-0.04357	0.073905	0.205092653	0	-0.08054	-0.0005	0.000868	0.09219	0.1338	-0.0272	0.133298	-0.01633	0.177366	-0.60949		
STEP 10	-0.02345	0.014802	0.049787262	0	-0.08571	-0.00027	0.000174	0.00847	0.1164	-0.0468	0.116127	-0.03663	0.139845	-0.57515		
STEP 11	-0.00682	0.035909	0.061501912	0	-0.09719	-7.7E-05	0.000422	0.03906	0.1184	-0.0725	0.118323	-0.06208	0.125216	-0.63344		
STEP 12	-0.04991	0.033125	3.767886991	0	-0.10004	-0.00039	0.00035	0.003255	0.1235	-0.1051	0.123112	-0.09475	0.173409	-0.6661		
STEP 13	0.422743	0.394806	-3.047436019	0	-0.10081	0.004817	0.004685	0.796635	0.0886	-0.1108	0.093417	-0.09612	-0.33414	-1.03426		
STEP 14	0.003168	0.000287	0	0	-0.01663	3.73E-05	3.49E-06	0.004445	0.0674	-1.0432	0.067437	-1.0332	0.064232	-1.48796		
STEP 15	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0661	-1.1468	0.0661	-1.1368	0.0661	-1.57464		

EK-12 4 No'lu uzuv vektör bileşenleri

Çizelge 12.1. 4 no'lu uzuv vektör bileşenleri

	rBM		rG4M		rCM	
	x	i	x	i	x	i
STEP 1	74,22927	-48,5471	159,5814	314,2763	186,9416	538,2356
STEP 2	64,6431	-60,7295	211,8621	281,6917	277,7976	497,4668
STEP 3	53,1533	-71,0037	257,4305	240,76	359,726	441,8619
STEP 4	40,05829	-79,1337	295,2245	192,5573	430,7908	372,9129
STEP 5	25,75354	-84,8738	324,1028	138,5395	488,8458	292,702
STEP 6	10,40683	-88,0824	343,4328	79,30787	532,7464	202,0543
STEP 7	-4,91086	-88,5589	351,9582	19,00608	559,5753	107,3321
STEP 8	-20,2547	-86,3513	349,8917	-42,563	569,716	8,266177
STEP 9	-34,4901	-81,7143	337,748	-100,807	562,9899	-87,6759
STEP 10	-48,9327	-73,9756	313,4416	-161,215	537,2555	-189,74
STEP 11	-60,9363	-64,4482	281,0116	-212,763	496,5743	-279,39
STEP 12	-70,8014	-53,4225	241,7355	-256,515	443,2243	-358,046
STEP 13	-78,3668	-41,5386	198,0721	-291,553	380,9438	-423,706
STEP 14	-87,0037	17,23833	-30,3647	-351,161	28,0812	-569,084
STEP 15	-86,827	18,10749	-33,8748	-350,839	22,38905	-569,336

EK-13 4 No'lu uzva gelen kuvvetler

Bu tablodaki R_{54} ifadesi F_{54} kuvvetinin daha önceden bilinen doğrultu vektörü, F ise kuvvet çarpanıdır.

Çizelge 13.1. 4 no'lu uzva gelen kuvvetler

	m4aG4 (kN)		IG4a4 (Nm)		R54		F	F54 (kN)		F34(kN)	
	x	i	k		x	i		x	i	x	i
STEP 1	0.0004	-0.0342	-0.2723	0.9795	-0.2016	2.5476	2.4953	-0.5136	0.0760	-0.2043	
STEP 2	-0.0005	-0.0380	-0.2711	0.9739	-0.2270	2.8098	2.7364	-0.6378	0.0883	-0.2744	
STEP 3	-0.0015	-0.0400	-0.2689	0.9679	-0.2513	3.1500	3.0489	-0.7915	0.1075	-0.3373	
STEP 4	-0.0025	-0.0316	-0.1822	0.9624	-0.2715	3.3315	3.2063	-0.9047	0.1256	-0.3751	
STEP 5	-0.0036	-0.0291	-0.1787	0.9571	-0.2898	3.3741	3.2293	-0.9778	0.1426	-0.4018	
STEP 6	-0.0040	-0.0219	-0.1768	0.9523	-0.3051	3.3902	3.2286	-1.0342	0.1504	-0.4309	
STEP 7	-0.0045	-0.0073	-0.0695	0.9489	-0.3155	3.4816	3.3038	-1.0985	0.1648	-0.4669	
STEP 8	-0.0047	0.0031	-0.0360	0.9470	-0.3212	3.5198	3.3333	-1.1306	0.1717	-0.5038	
STEP 9	-0.0029	0.0699	0.8338	0.9470	-0.3212	4.2101	3.9870	-1.3523	0.1774	-0.6095	
STEP 10	-0.0019	0.0158	0.0773	0.9489	-0.3155	3.5778	3.3950	-1.1289	0.1398	-0.5751	
STEP 11	-0.0002	0.0323	0.3521	0.9529	-0.3032	3.8323	3.6520	-1.1618	0.1252	-0.6334	
STEP 12	-0.0026	0.0301	0.0279	0.9585	-0.2850	3.6293	3.4788	-1.0343	0.1734	-0.6661	
STEP 13	0.0406	0.3004	7.1771	0.9651	-0.2619	10.2509	9.8931	-2.6848	-0.3341	-1.0343	
STEP 14	0.0003	-0.0001	0.0401	0.9933	-0.1157	-0.5013	-0.4979	0.0580	0.0642	-1.4880	
STEP 15	0.0000	0.0000	0.0000	0.9935	-0.1138	0.5494	0.5458	-0.0625	0.0661	-1.5746	

EK-14 F_a amortisör kuvveti değişimi

Çizelge 14.1. F_a amortisör kuvveti değişimi

	F_a (kN)	
	x	i
STEP 1	1,6561	-0,3409
STEP 2	1,6690	-0,3890
STEP 3	1,6872	-0,4380
STEP 4	1,7120	-0,4830
STEP 5	1,7419	-0,5274
STEP 6	1,7775	-0,5694
STEP 7	1,8176	-0,6044
STEP 8	1,8629	-0,6319
STEP 9	1,9111	-0,6482
STEP 10	1,9671	-0,6541
STEP 11	2,0218	-0,6432
STEP 12	2,0747	-0,6169
STEP 13	2,1235	-0,5763
STEP 14	2,2519	-0,2624
STEP 15	2,2521	-0,2579

EK-15 5 ve 6 No'lu uzuvlara gelen kuvvetler

Çizelge 15.1. 5 ve 6 no'lu uzuvlara gelen kuvvetler

	F56(kN)		F16 (kN)	
	x	i	x	i
STEP 1	2,4953	-0,5136	2,4953	-0,5136
STEP 2	2,7364	-0,6378	2,7364	-0,6378
STEP 3	3,0489	-0,7915	3,0489	-0,7915
STEP 4	3,2063	-0,9047	3,2063	-0,9047
STEP 5	3,2293	-0,9778	3,2293	-0,9778
STEP 6	3,2286	-1,0342	3,2286	-1,0342
STEP 7	3,3038	-1,0985	3,3038	-1,0985
STEP 8	3,3333	-1,1306	3,3333	-1,1306
STEP 9	3,9870	-1,3523	3,9870	-1,3523
STEP 10	3,3950	-1,1289	3,3950	-1,1289
STEP 11	3,6520	-1,1618	3,6520	-1,1618
STEP 12	3,4788	-1,0343	3,4788	-1,0343
STEP 13	9,8931	-2,6848	9,8931	-2,6848
STEP 14	-0,4979	0,0580	-0,4979	0,0580
STEP 15	0,5458	-0,0625	0,5458	-0,0625

EK-16 (Devam) Kinetik denklemlerin MATHCAD'te yazılması

$$\begin{aligned}
 F_a &:= \begin{pmatrix} 1.6561 \\ -0.3409 \\ 0 \end{pmatrix} & F_{54} &:= \begin{pmatrix} 0.1466 \\ -0.0302 \\ 0 \end{pmatrix} & m_{5ag5} &:= \begin{pmatrix} -0.000063 \\ 0.000004 \\ 0 \end{pmatrix} & m_{5g} &:= \begin{pmatrix} 0 \\ -0.00462 \\ 0 \end{pmatrix} \\
 F_{65} &:= \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} & F_{16} &:= \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} & m_{6ag6} &:= \begin{pmatrix} -0.000003 \\ -0.000005 \\ 0 \end{pmatrix} & m_{6g} &:= \begin{pmatrix} 0 \\ -0.0051012 \\ 0 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Given

$$F_a - F_{54} + F_{65} - m_{5ag5} = 0$$

$$\text{Find}(F_{65}) = \begin{pmatrix} -1.51 \\ 0.311 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Given

$$-F_a - \text{Find}(F_{65}) - m_{6ag6} + m_{6g} + F_{16} = 0$$

$$\text{Find}(F_{16}) = \blacksquare$$

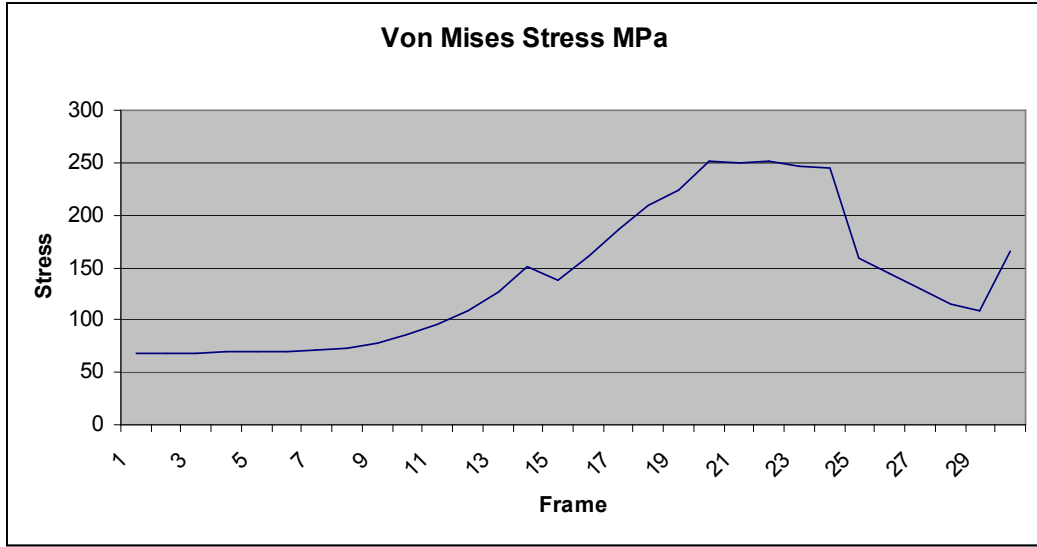
Şekil 16.1. Kinetik denklemlerin MATHCAD'te yazılması

EK-17 VisualNASTRAN Desktop mevcut taşıyıcı kolun maksimum-minimum gerilme değerleri

Çizelge 17.1 Mevcut taşıyıcı kolun maksimum-minimum gerilme değerleri

Frame	Von Mises Stress (MPa)	Frame	Von Mises Stress (MPa)
1	68,6	16	161
2	68,7	17	186
3	68,8	18	209
4	69,1	19	223
5	69,4	20	251
6	70,1	21	250
7	71,1	22	252
8	72,5	23	247
9	78,5	24	245
10	85,9	25	159
11	95,4	26	144
12	108	27	130
13	126	28	115
14	151	29	109
15	138	30	165

EK-18 VisualNASTRAN Desktop mevcut taşıyıcı kolun maksimum- minimum gerilme değişimi



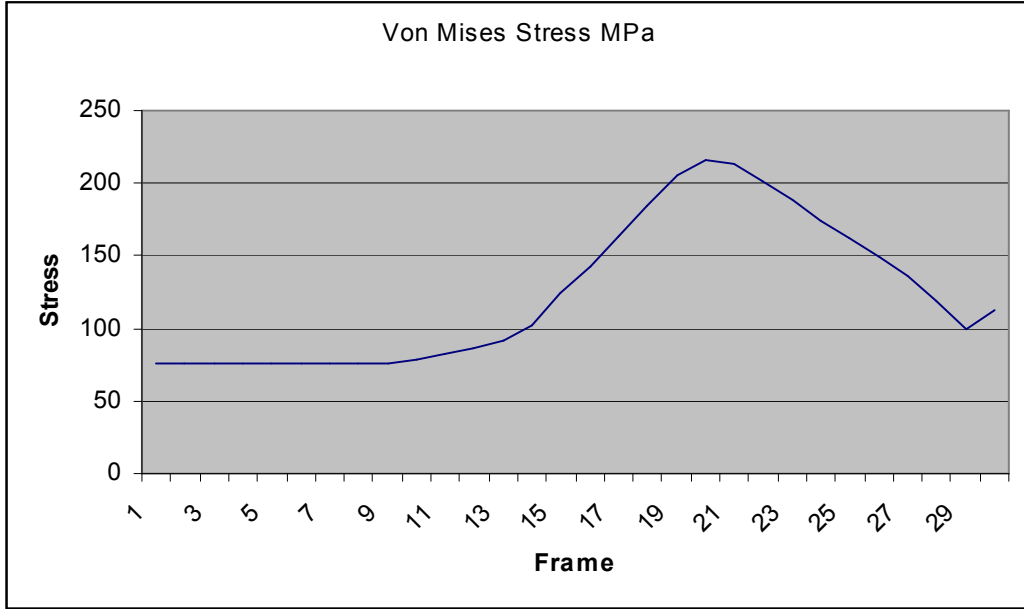
Şekil 18.1. Mevcut taşıyıcı kolun maksimum- minimum gerilme değişimi

EK-19 VisualNASTRAN Desktop alternatif taşıyıcı kolun maksimum-minimum gerilme değerleri

Çizelge 19.1 Alternatif taşıyıcı kolun maksimum-minimum gerilme değerleri

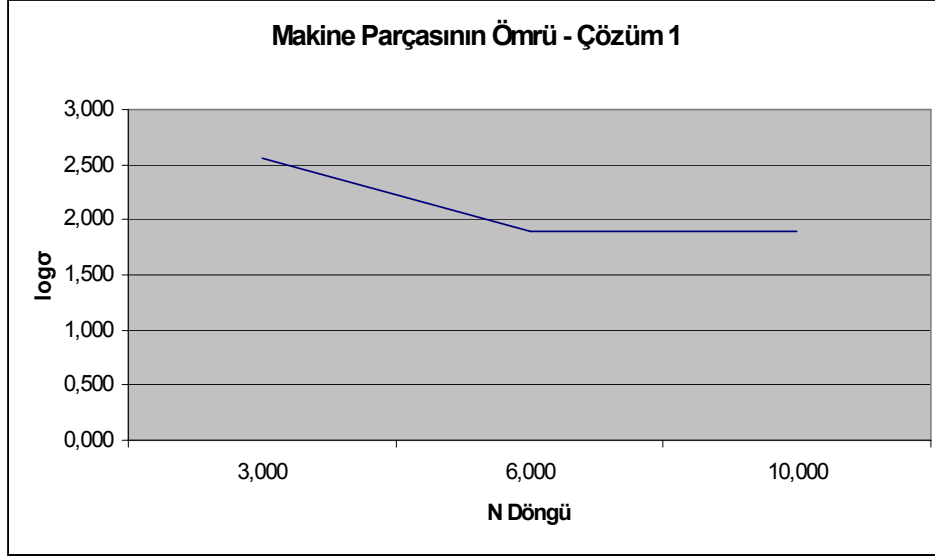
Frame	Von Mises Stress (MPa)	Frame	Von Mises Stress (MPa)
1	75,3	16	143
2	75,3	17	164
3	75,3	18	185
4	75,4	19	206
5	75,4	20	216
6	75,6	21	213
7	75,8	22	202
8	75,9	23	189
9	76,1	24	174
10	78,1	25	162
11	81,9	26	149
12	86,5	27	136
13	92,1	28	119
14	102	29	99,9
15	124	30	112

EK-20 VisualNASTRAN Desktop alternatif taşıyıcı kolun maksimum - minimum gerilme değişimi



Şekil 20.1. Mevcut taşıyıcı kolun maksimum- minimum gerilme değişimi

EK-21 Makine parçasının mukavemet – ömür grafiği



Şekil 21.1. Makine parçasının mukavemet – ömür grafiği

ÖZGEÇMİŞ**Kişisel Bilgiler**

Soyadı,adı : ERDOĞAN, Hüseyin
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 06.05.1981 - Antalya
Medeni hali : Evli
e-mail : husmak2002@yahoo.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi/Mak. Müh. Böl.	2008
Lisans	Gazi Üniversitesi/Mak. Müh. Böl.	2004
Lise	Afyon S.DEMİREL Fen Lisesi	1998

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2006-2008	MAN Türkiye A.Ş.	Konstrüksiyon Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Seyahat, Bilgisayar teknolojileri, Go Kart