

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE DİNAMİĞİ BİLİM DALI**

SİLECEK MEKANİZMASI TASARIMI VE ANALİZİ

Ömer ŞEN

**Danışman
Doç. Dr. M. M. Fatih KARAHAN**

MANİSA-2025

ÖMER
ŞEN

SİLECEK MEKANİZMASI TASARIMI VE ANALİZİ

2025

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zeka ve program kullanmadığımı beyan ederim.

İmza
Ömer ŞEN



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Ömer ŞEN
Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. M. M. Fatih Karahan

Cam sileceği mekanizması otomotiv endüstrisi için önemli bir konudur. Bu mekanizma hem öteleme hem de dönme hareketi sergileyen özel bir mekanizmadır. Otomotiv sektöründe belirli performans gereksinimlerini, regülasyonları karşılayan bir mekanizmanın tasarımının yapılması gerekir. Bu mekanizmalar analitik yöntemlerin karmaşıklığı ve zorluğu nedeniyle, genellikle CAD yazılımları yardımıyla grafik yöntemler ile gerçekleştirilir. Ancak bu deneme-yanılma yöntemi sistemin mafsal konumları, aktarma açısı gibi önemli tasarım parametreleri uygun oluncaya kadar tekrarlanır. Silecek mekanizmasının kinematik analizi hayati önem taşımaktadır. Sistemin performansının değerlendirilebilmesi amacıyla hareket boyunca oluşan hız ve ivme değerleri hesaplanmalı ve diğer tasarım opsiyonları ile değerlendirilmelidir. Grafik analiz ile mekanizmanın sadece mevcut pozisyonu için gerçekleştirilmesi sebebi ile sistemin her bir pozisyonu için işlemin tekrarlanması gerekmektedir. Bu tekrarlar zaman ve iş gücü kaybına neden olur. Bu nedenle sistem için gerekli girdiler ve kısıtlar belirlendikten sonra, gereksinimleri karşılayacak bir mekanizma tasarımını gerçekleştiren, tasarlanan sistemin performansını değerlendirebilmek adına kinematik analizini yapan basit bir algoritma oluşturulmuş ve iş akışına entegre edilmeye çalışılmıştır.

Bu çalışmada, otomotiv sektörünün performans ve regülatif gereksinimleri göz önünde bulundurularak, dört kol mekanizması geometrisinden ve bu mekanizmanın fonksiyon sentezi uygulamasından yararlanılarak bir silecek mekanizması tasarlanmıştır. Açısal hız/ivme, kuvvet iletimi ve ağırlık bakımından en uygun çözüm elde edilmeye çalışılmıştır. Sentez aşamasında farklı yaklaşımlar ile çözümler üretilmeye çalışılmış ve uygulamaya en uygun olan yöntem seçilmiştir. Elde edilen uygun çözüm ile bir MATLAB algoritması oluşturularak silecek konumları ve silme açıları belirlenen bir sistemin boyutlandırılması ve boyutlandırılan mekanizmanın

kinematik analizinin gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Bu şekilde bilimsel alt yapısı olmayan, sadece sistemin ihtiyaç duyduğu girdiler ve kısıtlar ile karmaşık analitik denklemler ile uğraşmadan basit bir arayüz ile, kolay bir şekilde sistemin tasarımı gerçekleştirilebilir. İhtiyaç duyulan çıktılar, hızlı ve basit bir şekilde elde edilebilir, yorumlanabilir. Karmaşık ve maliyetli kalıp/fikstür yatırımı, numune üretimi ve test/doğrulama süreçleri gibi aşamalara geçilmeden sistem performansının öngörölmesi, olası problemlerin saptanması, ortadan kaldırmak için gerekli aksiyonun alınabilmesine olanak sağlamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Silecek Mekanizması, Kinematik Sentez, Fonksiyon Sentezi, Kinematik Analiz

2025, 132 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Ömer ŞEN

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Education
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. M.M. Fatih KARAHAN**

The windshield wiper mechanism is an important issue for the automotive industry. This mechanism is a special mechanism that has both translational and rotational motion. In the automotive sector, it is necessary to design a mechanism that meets the specific performance and regulatory requirements of the target market. Due to the complexity and difficulty of the analytical methods, the design of these mechanisms is usually carried out by graphical methods using CAD software. However, this trial-and-error method is repeated until the important design parameters of the system, such as joint positions, transmission angle, etc., are suitable. Kinematic analysis of the wiper mechanism is critical. To evaluate the performance of the system, the velocity and acceleration values throughout the motion should be calculated and evaluated along with other design options. Since the graphical analysis is only performed for the current position of the mechanism, the process must be repeated for each position of the system. These repetitions cause loss of time and effort. For this reason, after determining the necessary inputs for the system, a simple algorithm that realizes the design of a mechanism to meet the requirements, performs kinematic analysis to evaluate the performance of the system, and tries to integrate it into the workflow.

In this study, a wiper mechanism was designed by utilizing the geometry of a four-bar linkage and the application of function synthesis of this mechanism, taking into account the performance and regulatory requirements of the automotive industry. During the synthesis phase, solutions were generated using different approaches, and the most suitable method for the application was selected. Using the optimal solution obtained, a MATLAB algorithm was created to determine the dimensions of a system with specified wiper positions and wiping angles and to perform a kinematic analysis of the sized mechanism. In this way, the system can be designed easily with a simple

interface, without dealing with complex analytical equations, based only on the inputs and constraints required by the system, without any scientific background. The required outputs can be obtained and interpreted quickly and easily. This enables the prediction of system performance, the identification of potential problems, and the implementation of necessary actions to eliminate them, without proceeding to complex and costly mold/fixture investments, sample production, and testing/validation processes.

Keywords: Wiper Mechanism, Kinematic Synthesis, Function Synthesis, Kinematic Analysis

2025, 132 pages

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Yüksek lisans sürecimde akademik anlamda desteklerini benden esirgemeyen her anlamda bana destek olan, bilgi ve deneyimi ile yol gösteren danışman hocam Sayın Doç. Dr. M. M. Fatih KARAHAN'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Yine bu süreçte her daim yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen sevgili eşim Merve ŞEN'e, anneme, babama ve kardeşim Barış'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ömer ŞEN
Manisa, 2025



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

a	: Krank uzunluğu
A_x	: Silecek uç konumu (x eksen)
A_y	: Silecek uç konumu (y eksen)
b	: Bağlantı uzvu (biyel) uzunluğu
B_x	: Silecek uç konumu (x eksen)
B_y	: Silecek uç konumu (y eksen)
c	: Çıkış uzvu (sarkaç) uzunluğu
CAD	: Computer Aided Design
d	: Mekanizma aktarma açısının optimum aktarma açısından sapma miktarı
e	: Giriş uzvu uzunluğu
ECE	: Economic Commision for Europe
f	: Bağlantı uzvu (biyel) uzunluğu
FMVSS	: Federal Motor Vehicle Safety Standards
g	: Çıkış uzvu (sarkaç) uzunluğu
GSO	: GCC (Gulf Cooperation Council) Standardization Organization
h	: Sabit uzvun uzunluğu
j₁	: Tek serbestlik dereceli mafsallık sayısı
j₂	: İki serbestlik dereceli mafsallık sayısı
j₃	: Üç serbestlik dereceli mafsallık sayısı
j₄	: Dört serbestlik dereceli mafsallık sayısı
j₅	: Beş serbestlik dereceli mafsallık sayısı
l	: Dört kol mekanizmasının en uzun uzvun uzunluğu
L	: Silecek kolu uzunluğu
M	: Mobilite (Serbestlik Derecesi)
m	: Genel uzay ya da düzlem uzayındaki bağımsız hareket sayısı
MBD	: Multi-Body Dynamics
n	: Mekanizmadaki toplam uzuv sayısı
O_x	: Silecek dönme merkezi (x eksen)
O_y	: Silecek dönme merkezi (y eksen)

P	: Dört kol mekanizmasının en uzun ve en kısa uzvu hariç diğer iki uzvundan birinin uzunluğu
q	: Dört kol mekanizmasının en uzun ve en kısa uzvu hariç diğer iki uzvundan birinin uzunluğu
s	: Dört kol mekanizmasının en kısa uzvun uzunluğu
TR	: Zaman Oranı
w	: Silecek boyu
Z₁	: Giriş uzvu vektörü
Z₂	: Çıkış uzvu vektörü
α	: Silecek kolunun yatay eksen ile olan açısı
α_2	: Giriş uzvu açısal ivmesi / sürücü tarafı
α_3	: Bağlantı (biyel) uzvu açısal ivmesi / sürücü tarafı
α_4	: Çıkış (sarkaç) uzvu açısal ivmesi / sürücü tarafı
α_6	: Giriş uzvu açısal ivmesi / yolcu tarafı
α_7	: Bağlantı (biyel) uzvu açısal ivmesi / yolcu tarafı
α_8	: Çıkış (sarkaç) uzvu açısal ivmesi / yolcu tarafı
$\alpha_{\text{çıkış}}$	: Çıkış uzvu açısal ivmesi
β	: Bağlantı uzvu (biyel) uzunluğu
Δ	: Mekanizma aktarma açısının optimum aktarma açısından sapma miktarı
Δ_1	: Mekanizma aktarma açısının min. olduğu zaman 90° sapma miktarı
Δ_2	: Mekanizma aktarma açısının max. olduğu zaman 90° sapma miktarı
$\Delta\phi$	: Giriş uzvunun yaptığı dönme
$\Delta\psi$	: Çıkış uzvunun yaptığı salınım
θ_1	: Mekanizmasının oryantasyon açısı
θ_2	: Giriş uzvu açısı / sürücü tarafı
θ_3	: Bağlantı (biyel) uzvu açısı / sürücü tarafı
θ_4	: Çıkış (sarkaç) uzvu açısı / sürücü tarafı
θ_5	: Sabit uzvu açısı / yolcu tarafı
θ_6	: Giriş uzvu açısı / yolcu tarafı
θ_7	: Bağlantı (biyel) uzvu açısı / yolcu tarafı
θ_8	: Çıkış (sarkaç) uzvu açısı / yolcu tarafı
λ	: Dört kol mekanizmasının en uzun uzvun uzunluğu

μ	: Bağlama (Aktarma) Açısı
μ_1	: Kol – sarkaç mekanizması aktarma açısı
μ_2	: Çift sarkaç mekanizması aktarma açısı
$\mu_{\mu\alpha\xi}$	: Maks. aktarma açısı
$\mu_{\mu\nu}$	: Min. aktarma açısı
ξ_2	: Giriş uzvu açısal jerki / sürücü tarafı
ξ_3	: Bağlantı (biyel) uzvu açısal jerki / sürücü tarafı
ξ_4	: Çıkış (sarkaç) uzvu açısal jerki / sürücü tarafı
ξ_6	: Giriş uzvu açısal jerki / yolcu tarafı
ξ_7	: Bağlantı (biyel) uzvu açısal jerki / yolcu tarafı
ξ_8	: Çıkış (sarkaç) uzvu açısal jerki / yolcu tarafı
ρ	: Basınç açısı
σ	: Çıkış uzvu/sürücü tarafı ile giriş uzvu/yolcu tarafı arasındaki açı
ϕ	: Bağlantı uzvu (biyel) uzunluğu
ψ	: Silecek (çıkış uzvu) salınım açısı
ψ_1	: Silecek (çıkış uzvu) salınım açısı/sürücü tarafı
ψ_2	: Silecek (çıkış uzvu) salınım açısı/yolcu tarafı
ω_2	: Giriş uzvu açısal hızı / sürücü tarafı
ω_3	: Bağlantı (biyel) uzvu açısal hızı / sürücü tarafı
ω_4	: Çıkış (sarkaç) uzvu açısal hızı / sürücü tarafı
ω_6	: Giriş uzvu açısal hızı / yolcu tarafı
ω_7	: Bağlantı (biyel) uzvu açısal hızı / yolcu tarafı
ω_8	: Çıkış (sarkaç) uzvu açısal hızı / yolcu tarafı
$\omega_{giriş}$	: Giriş uzvu açısal hızı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1: Silecek sistemi ana bileşenleri	5
Şekil 2 : Geleneksel silecek süpürgesi detayları	6
Şekil 3 : Silecek kolu bileşenleri (A), farklı süpürge destek sistemleri (B, C).....	7
Şekil 4: Silecek baskısı için farklı uygulamalar	8
Şekil 5: Farklı tiplerde silecek cam üzerine uyguladıkları baskının değişimi (A, B) Armatür takviyeli silecek süpürgesi (C) Süpürge üzerindeki spoiler geometrisi (D)	8
Şekil 6: Ön cam üzerinde silecek park pozisyonu	9
Şekil 7: Silecek kolu (A), kolu oluşturan parçalar (B)	9
Şekil 8: Silecek motoru ve redüktör yapısı	10
Şekil 9: Silecek mekanizması ve bileşenleri	11
Şekil 10: Mekaniğin temel disiplinleri	15
Şekil 11: Kinematik çiftlerin sınıflandırılması	17
Şekil 12: (a) Döner, (b) Prizmatik, (c) Helisel, (d) Silindirik, (e) Küresel, (f) Düzlemsel	19
Şekil 13: İkili, üçlü, dörtlü uzuv gösterimi ve kinematik diyagram notasyonu	21
Şekil 14: Kinematik diyagram örneği	22
Şekil 15: Serbestlik derecesi gösterilen sistemler	23
Şekil 16: Düzlemsel bir dört kol mekanizması örneği.....	25
Şekil 17: Küresel bir dört kol mekanizması	26
Şekil 18: Uzaysal bir mekanizma örneği.....	26
Şekil 19: Dört kol mekanizması.....	27
Şekil 20: (a, b) Kol-Sarkaç Mekanizması (c) Çift Kol Mekanizması (d) Çift Sarkaç Mekanizması	29
Şekil 21: Paralelgram mekanizması örnekleri	30
Şekil 22: Galloway mekanizması	31
Şekil 23: Bir dört kol mekanizmasının açık ve kapalı ölü konumları	31
Şekil 24: Krank-biyel mekanizması çalışma ve geri dönüş stroğu gösterimi.....	33
Şekil 25: Max. ve min. aktarma açıları	34
Şekil 26: Dört kol mekanizmalarında aktarma açısı ve aktarma açısının mafsal kuvvetleri ile olan ilişkisi	35
Şekil 27: Kinematik sentez akış diyagramı.....	37
Şekil 28: Kinematik sentez sınıflandırılması	38
Şekil 29: Fonksiyon sentezi genel akışı.....	40
Şekil 30: Dört kol mekanizması fonksiyon sentezi örneği.....	40
Şekil 31: Yörünge sentezi genel akışı	41
Şekil 32: Yörünge sentezi örneği (film sarma makinası ya da D mekanizması)	42
Şekil 33: Konum sentezi	42
Şekil 34: Konum sentezi örneği.....	43
Şekil 35: Rijit cisim hareketinin sınıflandırılması.....	44
Şekil 36: Rijit cisim hareket örnekleri.....	45

Şekil 37: Kinematik analizi akış diyagramı	46
Şekil 38: Dört kol mekanizması açık ve kapalı konfigürasyonları.....	47
Şekil 39: Konum değişimi ve bağıl konum	48
Şekil 40: Bir vektörün karmaşık sayı notasyonunda gösterimi ve tanımı	48
Şekil 41: Dört kol mekanizması pozisyon vektörlerinin gösterimi.....	49
Şekil 42: Regülasyonlara göre sürücü pozisyonu ve görüş açıları.....	56
Şekil 43: Ön cam geometrisi ve tanımlanan regülatif görüş alanları.....	57
Şekil 44: Kullanılan silme desenleri ve silecek montaj pozisyonları	57
Şekil 45: Silecek kolu parametreleri	58
Şekil 46: Grübler-Kutzbach kriterine göre elde edilen kinematik zincir	60
Şekil 47: Silecek mekanizması opsiyonları	60
Şekil 48: Silecek mekanizması kinematik diyagramı.....	61
Şekil 49: Kol – sarkaç mekanizması.....	62
Şekil 50: Dört kol mekanizmasının alt ve üst ölü konumları	62
Şekil 51: Dört kol mekanizması grafik sentezi	65
Şekil 52: Metot 1 kullanılarak elde edilen değerleri.....	66
Şekil 53: A_0OB_0 , ARB ve A_0RO üçgenlerin gösterimi.....	67
Şekil 54: Metot 2 kullanılarak elde edilen değerler.....	69
Şekil 55: Metot 3 algoritması kullanılarak elde edilen değerler	72
Şekil 56: Çift sarkaç mekanizması	72
Şekil 57: Elde edilen ve istenilen fonksiyonların grafiği	75
Şekil 58: Oluşan yapısal hatanın grafiği	75
Şekil 59: $n=3$ için Chebyshev noktaları dağılımı.....	76
Şekil 60: Mekanizmanın sağlama noktalarındaki pozisyonu	78
Şekil 61: Metot 4 kullanılarak elde edilen değerler.....	78
Şekil 62: Çift sarkaç mekanizmasının uzunlukları ve açıları.....	79
Şekil 63: Çift sarkaç mekanizması optimum aktarma açısı	80
Şekil 64: Metot 5 kullanılarak elde edilen değerler.....	81
Şekil 65: Kol-Sarkaç mekanizması aktarma açısındaki değişim.....	82
Şekil 66: Kol-Sarkaç mekanizması uzuv ağırlıkları	83
Şekil 67: Krank boyutları ve fizibilite analizi	83
Şekil 68: Bağlantı uzvu boyutları ve fizibilite analizi	84
Şekil 69: Sarkaç uzvu boyutları ve fizibilite analizi	84
Şekil 70: Kol-sarkaç mekanizmalarının bağlantı uzuvlarının açısız hız-ivme değişimi	85
Şekil 71: Kol-Sarkaç mekanizmalarının sarkaç uzuvlarının açısız hız ve ivme değişimi	85
Şekil 72: Çift sarkaç mekanizması aktarma açısındaki değişim	87
Şekil 73: Çift sarkaç mekanizması için giriş uzvu boyutları karşılaştırılması.....	87
Şekil 74: Çift sarkaç mekanizması için bağlantı uzvu boyutları karşılaştırma.....	88
Şekil 75: Çift sarkaç mekanizması için çıkış uzvu boyutları karşılaştırma.....	88
Şekil 76: Çift sarkaç mekanizması uzuv ağırlıkları.....	89
Şekil 77: Çift sarkaç mekanizması bağlantı uzuvlarının açısız hız ve ivme değişimi	89
Şekil 78: Çift sarkaç mekanizması çıkış uzuvlarının açısız hız ve ivme değişimi.....	90

Şekil 79: Oluşturulan Matlab algoritmasında kinematik sentez girdileri.....	91
Şekil 80: Oluşturulan Matlab algoritmasında uzuv boyutlarının hesabı ve gösterimi	92
Şekil 81: Algoritmada kullanılan parametrelerin gösterimi.....	92
Şekil 82: Kol sarkaç mekanizmasının kinematik analizi için ihtiyaç duyulan parametreler.....	94
Şekil 83: Çift sarkaç mekanizmasının kinematik analizi için ihtiyaç duyulan parametreler.....	95
Şekil 84: Dört kol mekanizması için verilen ω_2 açısal hızına göre hız vektörlerinin gösterimi.....	97
Şekil 85: Dört kol mekanizması için hız ve ivme vektörlerinin gösterimi.....	99
Şekil 86: Matlab algoritmasında mekanizma giriş parametreleri	105
Şekil 87: Kol-sarkaç mekanizması kinematik analiz Matlab scripti	106
Şekil 88: Çift sarkaç mekanizması kinematik analiz Matlab scripti	106
Şekil 89: ADAMS ortamında oluşturulan silecek mekanizması kinematik modeli ..	107
Şekil 90: 3 no.lu uzvun açısal hız ve ivme analizine ait MATLAB ve ADAMS sonuçlarının karşılaştırılması	108
Şekil 91: 4 no.lu uzvun açısal hız ve ivme analizine ait MATLAB ve ADAMS sonuçlarının karşılaştırılması	108
Şekil 92: 7 no.lu uzva ait açısal hız ve ivme analizine ait MATLAB ve ADAMS sonuçlarının karşılaştırılması	109
Şekil 93: 8 no.lu uzva ait açısal hız ve ivme analizine ait MATLAB ve ADAMS sonuçlarının karşılaştırılması	109
Şekil 94: Silecek mekanizmasının hareketi boyunca aktarma açılarının değişimi ..	111
Şekil 95: Silecek mekanizmasının hareketi boyunca basınç açılarının değişimi	112
Şekil 96: Açısal hızın hareket boyunca değişimi.....	113
Şekil 97: 3 ve 7 no.lu uzuvların açısal hızların hareket boyunca değişimi.....	114
Şekil 98: 4 ve 8 no.lu uzuvların açısal hızlarının hareket boyunca değişimi.....	114
Şekil 99: Açısal ivmenin giriş açısına göre değişimi	115
Şekil 100: 3 ve 7 no.lu uzuvların açısal ivmelerinin değişimi.....	115
Şekil 101: 4 ve 8 no.lu uzuvların açısal ivmelerinin değişimi.....	116
Şekil 102: Açısal jerkin giriş açısına göre değişimi.....	116
Şekil 103: 3 ve 7 no.lu uzuvların açısal jerk değişimi.....	117
Şekil 104: 4 ve 8 no.lu uzuvların açısal jerk değişimi.....	118
Şekil 105: Sürücü tarafındaki dört kol mekanizmasının ivme karakteristiği	118
Şekil 106: Yolcu tarafındaki dört kol mekanizmasının ivme karakteristiği	119

TABLolar DİZİNİ

<i>Tablo 1: Bağıl hareket türüne göre kinematik çiftler.....</i>	<i>20</i>
<i>Tablo 2: Regülatif görüş alanları ve ihtiyaç duyulan minimum temizlenme oranları.....</i>	<i>57</i>
<i>Tablo 3: Chebyshev noktaları ve bu noktalara karşılık gelen giriş-çıkış uzuvlarının açıları.....</i>	<i>77</i>
<i>Tablo 4: Kol-Sarkaç sentez metotları kullanılarak boyutlandırılan mekanizmaların değerlendirilmesi.....</i>	<i>85</i>
<i>Tablo 5: Matrisin ağırlık faktörü ile güncellenmiş hali.....</i>	<i>86</i>
<i>Tablo 6: Çift sarkaç sentez metotları kullanılarak boyutlandırılan mekanizmaların değerlendirilmesi.....</i>	<i>90</i>
<i>Tablo 7: Matrisin ağırlık faktörü ile güncellenmiş hali.....</i>	<i>90</i>
<i>Tablo 8: Kinematik sentez algoritması kullanılarak tasarımı yapılan silecek mekanizmasının parametreleri.....</i>	<i>93</i>
<i>Tablo 9: Kinematik analiz algoritması kullanılarak incelenen silecek mekanizmasının parametreleri.....</i>	<i>104</i>
<i>Tablo 10: Mekanizmaların uzuv ağırlıkları.....</i>	<i>119</i>
<i>Tablo 11: Tasarımı yapılan mekanizmanın önceki tasarımlara göre ağırlık değişimi.....</i>	<i>120</i>
<i>Tablo 12: Silecek mekanizmalarının silme alanlarını ve silme oranlarının karşılaştırılması.....</i>	<i>120</i>
<i>Tablo 13: Tasarımı yapılan mekanizmanın önceki tasarımlara göre silme oranlarının değişimi.....</i>	<i>121</i>
<i>Tablo 14: Mekanizmaların karşılaştırılması ve değerlendirilmesi.....</i>	<i>121</i>

İÇİNDEKİLER

ÖZET	II
ABSTRACT	IV
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	VI
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	X
TABLolar DİZİNİ.....	XIII
GİRİŞ.....	1
1. SİLECEK SİSTEMİ.....	5
1.1. SİLECEK.....	6
1.2. SİLECEK KOLU	7
1.3. SİLECEK MOTORU.....	10
1.4. SİLECEK MEKANİZMASI	11
2. KİNEMATİK TEMELLER	13
2.1. KİNEMATİK ÇİFT	16
2.1.1. Temas Türüne Göre.....	17
2.1.2. Mekanik Kısıtlama Türüne Göre Kinematik Çiftler	18
2.1.3. Bağlı Hareket Türüne Göre Kinematik Çiftler.....	18
2.2. KİNEMATİK ZİNCİR	20
2.3. KİNEMATİK DİYAGRAM.....	21
2.4. SERBESTLİK DERECEŚİ (DOF / MOBİLİTE).....	22
2.5. MEKANİZMA TÜRLERİ	25
2.6. DÖRT KOL MEKANİZMALARI	27
2.6.1. Grashof Teoremi	28
2.6.2. Ölü Konumlar	31
2.6.3. Zaman Oranı.....	32
2.6.4. Bağlama (Aktarma) Açısı	34
3. KİNEMATİK SENTEZ	37
3.1. TİP SENTEZİ.....	38
3.2. SAYI SENTEZİ.....	39
3.3. BOYUT SENTEZİ	39
4. KİNEMATİK ANALİZ.....	44
4.1. GRAFİK YÖNTEM.....	46
4.2. ANALİTİK YÖNTEM.....	47
5. YÖNTEM	54
5.1. AMACIN BELİRLENMESİ.....	55
5.2. KİNEMATİK SENTEZ.....	59
5.2.1. Yapısal Sentez	59
5.2.2. Boyut Sentezi.....	61
5.3.1. Konum Analizi	94
5.3.2. Hız Analizi.....	96

5.3.3. İvme Analizi	98
5.3.4. Jerk (Sarsıntı) Analizi	100
6. DEĞERLENDİRME	110
7. SONUÇ	122
KAYNAKLAR	124



GİRİŞ

Günümüzde otomotiv sektöründe artan rekabet sebebi ile araçların dış görünüşleri mümkün olduğunca sık yenilenmekte ve geliştirilmektedir. Araç dış stili değişirken bundan en fazla etkilenen bileşenlerden biri ön cam geometrisidir. Ön cam geometrisi hem ergonomiyi hem de sürüş güvenliğini birinci dereceden ilgilendirdiği için regülatif anlamda önemlidir.

Sürüş güvenliği açısından silme alanını artırmak önemli bir hedeftir ancak silecek mekanizmasının performansına olumsuz etkileri (sürtünme kuvvetinde artış, gürültü seviyesindeki artış, uzuvlar üzerine gelen kuvvetlerdeki artış, mekanizmanın kilitlenmesi vb.) olabilir.

Silecek mekanizmaları alt sistem özelinde bir dört kol mekanizmasıdır. Bu bağlamda çalışmaya referans olarak silecek mekanizması üzerine olan çalışmalara ek olarak, dört kol mekanizması üzerine birçok makale de incelenmiştir. Söylemez ve Kiper çalışmalarında; bir binek aracı ön cam geometrisi için cam sileceği mekanizması sentezi adımları açıklanmıştır. Ayrıca iki farklı mekanizma tipinin kinematik, dinamik analizleri gerçekleştirilmiş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır (Söylemez & Kiper, 2009). Gökçe'nin çalışmasında silecek mekanizmasının tasarımı ve bu mekanizmanın kinematik analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen analiz sonuçları değerlendirilmiş, kinematik model oluşturmada dikkat edilmesi gereken hususlar belirtilmiştir (Gökçe vd., 2018). Karakuş'un çalışmasında geleneksel sistemlerden farklı olarak bir esnek mekanizma silecek sistemi olarak seçilmiş ve tasarımı gerçekleştirilmiştir (Karakuş, 2012). Silecek sistemi temelde farklı şekillerde bağlanmış bir dört kol mekanizması olduğu için, çalışma sırasında dört kol mekanizması üzerine olan çeşitli yayınlardan faydalanılmıştır. Khare ve Dave analitik metotlar kullanarak dört farklı dört-kol mekanizması sentezi gerçekleştirmişler. Burada mekanizmanın boyutlarını belirlemek için sarkacın ölü konumlarından faydalanılmış, kuvvet iletim karakteristiğini iyileştirmek için aktarma açısındaki değişim değerini maksimize etmiştir (Khare & Dave, 1978). Student, Brodell ve Soni; birim zaman oranı için minimum aktarma açısı tasarım kriteri kullanılarak düzlemsel bir kol-sarkaç mekanizması tasarlanmıştır. Kol-sarkaç mekanizmasının boyutlarını sağlayan açık bağıntılar türetilmiş ve iletim açısının pratik bir aralığı için bir tasarım grafiği sunulmuştur (Student et al., 1970). Balli ve Chand aktarma açısının mekanizmanın hareketinin kalitesi üzerine etkilerini

incelemiştir. Düzlemsel 4,5,6 ve 7 uzuvlu mekanizmalar ile uzaysal bağlantıya sahip mekanizmalardaki aktarma açısı hakkında literatür düzenlenmiştir. Aktarma açısı kontrolü ile mekanizma sentezinin bir özeti yapılmıştır (Balli & Chand, 2002). Mutlu çalışmasında kol-sarkaç tasarımı belirli tasarım kısıtlarını için ortaya çıkan çeşitli gereksinimlere uygun, kol-sarkaç mekanizmasının tüm etkili parametrelerini düşünen bir kapalı form çözüm ile gerçekleştirilmiştir (Mutlu, 2021). Kiper çalışmasında eski yöntemlere (fonksiyon üretme, yörünge üretme vb.) ilave olarak ölü konum ve karşılık gelen krank açıları problemleri ile değerlendirilerek bir sentez yöntemi geliştirmiştir. Buta çalışmasında silecek mekanizmasının kinematik modelini oluşturmuş, optimizasyonu için tasarım değişkenleri ve amaç fonksiyonları tanımlamıştır (Buta, 2015). Yine benzer şekilde Alexandru da çalışmasında MBD (multi-body dynamics) prensibi ile silecek mekanizmasını modellenmiş, tasarım değişkenleri tanımlanmış, kısıt-amaç fonksiyonları belirlenerek bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir (Alexandru, 2009). Zvozil in çalışmasında ise öncelikle problem ve mekanizma tipi belirtilmiş, analitik ve nümerik yaklaşımlar ile kinematik analiz gerçekleştirilmiş, mekanizmanın kritik pozisyonları için FE modeli üzerinde yapısal analizler gerçekleştirilmiştir (Zvozil, 2018).

Bu çalışmada, otomotiv sektörünün performans ve regülatif gereksinimleri göz önünde bulundurularak, dört kol mekanizması geometrisinden ve bu mekanizmanın fonksiyon sentezi uygulamasından yararlanılarak bir silecek mekanizması tasarlanmıştır. Açısal hız/ivme, kuvvet iletimi verimliliği ve ağırlık bakımından değerlendirilerek en uygun çözüm elde edilmeye çalışılmıştır. Sentez aşamasında kol sarkaç ve çift sarkaç mekanizmaları için farklı yaklaşımlar (grafik yöntem, analitik yöntem, Freudenstein, ölü konum sentezi, merkezci kol sarkaç mekanizması sentezi vb.) ile çözümler üretilmeye çalışılmış ve pratik uygulamaya en uygun olan yöntem olarak CENTRIC ve LINEARIZATION olarak tanımlanan yöntemler seçilmiştir. Elde edilen uygun çözüm ile bir MATLAB algoritması oluşturularak silecek konumları ve silme açıları belirlenen bir sistemin boyutlandırılması ve boyutlandırılan mekanizmanın kinematik analizinin gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Bu şekilde bilimsel alt yapısı olmayan, sadece sistemin ihtiyaç duyduğu girdiler ve kısıtlar ile karmaşık analitik denklemler ile uğraşmadan basit bir arayüz ile, kolay bir şekilde sistemin tasarımı gerçekleştirilebilir. İhtiyaç duyulan çıktılar, hızlı ve basit bir şekilde elde edilebilir, yorumlanabilir bir durum elde edilmiştir. Karmaşık ve maliyetli

kalıp/fikstür yatırımı, numune üretimi ve test/doğrulama süreçleri gibi aşamalara geçilmeden sistem performansının öngörülmesine yardımcı olur. Bu durum özellikle fiziksel ürününün üretilebilmesi için gerekli yatırımların yapılması sonrası ya da fiziksel testlerin gerçekleştirildiği aşamada görülebilecek problemlerin büyük ölçüde önceden saptanmasına ve ortadan kaldırmak için gerekli aksiyonun alınabilmesine; bu bağlamda maliyet (kalıp/fikstür revizyonları, revize sistemin üretilmesi, test maliyeti vb.) ve zamanın (farklı bir ürünün üretilmesi ve testlerin tekrarlanması) daha verimli kullanılmasına olanak sağlamaktadır.

1.Bölüm de silecek sisteminin tarifi, sistem bileşenleri ve bileşenlerin fonksiyonları, silecek sisteminin alt bileşeni olan silecek mekanizması ve onu oluşturan alt bileşenlerden kısaca bahsedilmiştir. 2.Bölüm de sistemin tasarımını etkileyecek mafsal tipleri, mekanizma türleri gibi konular ile serbestlik derecesi, Grashof teoremi, Kutzbach-Grübler teoremi, zaman oranı, aktarma açısı gibi kavramlar ait genel bilgiler paylaşılmıştır. 3.Bölüm de ise mekanizma tasarımının en önemli aşaması olan kinematik sentez, sentez yöntemleri, bu yöntemleri uygulamak için gerekli parametreler ve uygulama örnekleri ile ilgili genel bilgi paylaşılmıştır. 4.Bölümde ise tasarımı gerçekleştirilen sistemin performansının değerlendirilebilmesi için gerçekleştirilen kinematik analiz ile ilgili temel bilgiler paylaşılmıştır. 5.Bölümde ise mekanizmanın tasarımı için izlenecek yöntem detayları ile paylaşılmıştır. Regülatif gereksinimlere uygun olacak şekilde görüş alanları ve min. silme oranlarını belirlenmiştir. Silecek silme düzeni seçildikten ve silecek yerleşimi belirlenmiş ve kinematik sentez için gerekli girdiler (giriş uzvu dönüşü, çıkış uzvu salınımı, sabit uzuv boyu gibi) elde edildikten sonra mekanizmanın tasarım aşamasına geçilmiştir. Sırasıyla tip sentezi, sayı sentezi ve boyut sentezi gerçekleştirilerek silecek mekanizması tasarımı gerçekleştirmek adına algoritmalar oluşturulmuştur. Oluşturulan algoritmaların açısal hız/ivmede değişimleri, aktarma açısındaki sapma miktarı, uzuv ağırlıkları ve üretilebilirlik açısından karşılaştırılmıştır. Yapılan inceleme sonucu kol-sarkaç ve çift sarkaç mekanizmaları için en uygun yöntemler seçilmiştir. Bölüm 6'da silecek sistemi için sentez algoritması oluşturulduktan sonra bu algoritma ile oluşturulan sistem, daha önce tasarımı yapılmış iki farklı sistem ile silme performansı, ağırlık/maliyet, hareket karakteristiği, kuvvet iletimi verimliliği (aktarma açısı değişimi) bakımından karşılaştırılmıştır. Bu sistemler ile arasındaki farklar, avantajları ve dezavantajları incelenmiştir. Bölüm 7'de ise yapılan çalışmanın

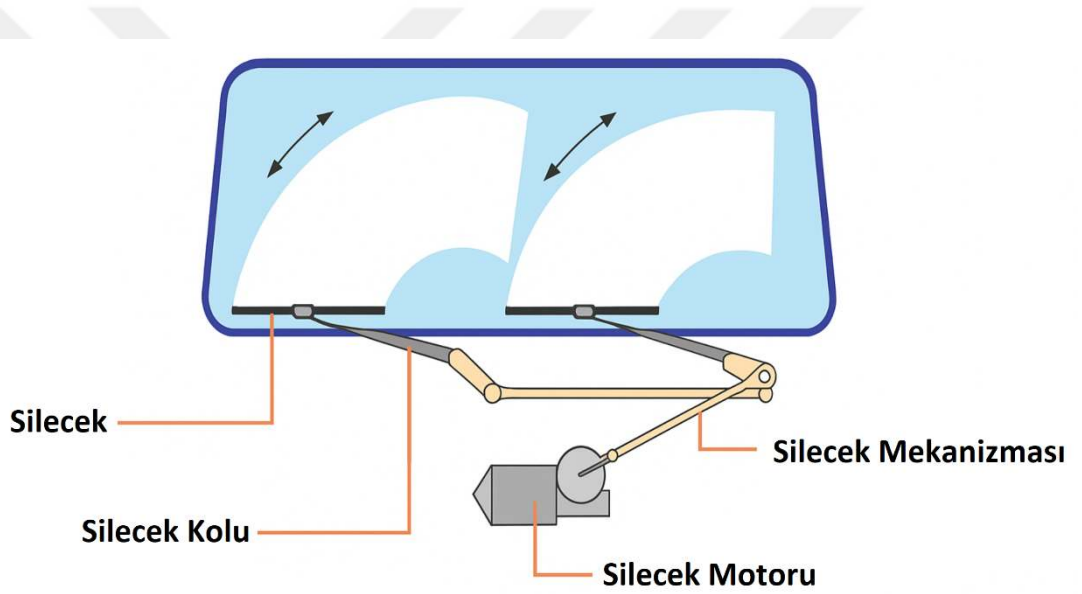
sonuçları değerlendirilmiş, çalışma sonucu oluşturulan algoritmanın sağlayacağı avantajlardan bahsedilmiştir.



BÖLÜM 1

SİLECEK SİSTEMİ

Ön cam ve arka cam sileceğinin birinci görevi, kazaların önlenmesinde katkıda bulunacak şekilde dış görüş alanını kabul edilebilir bir seviyede tutmak, ön ve arka cam yüzeylerinde su, kar ya da çamurun temizlenmesini sağlamaktır. Ek su püskürtücülerle donatılan silecekler; bu yüzeyleri toz, çamur ya da diğer katı kirleticilerle kaplandığında bile temizleyebilmelidir. Araç güvenlik sisteminin bir parçası olan silecekler, uluslararası düzenlemelere uymak zorundadır.



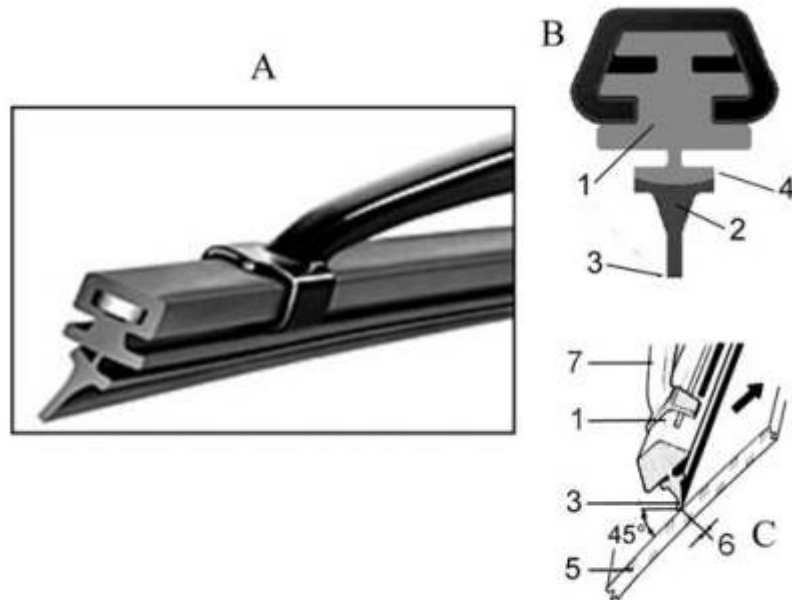
Şekil 1: Silecek sistemi ana bileşenleri

Silecek sisteminin temel bileşenleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir.

- Silecek: Camdan suyu ve içerisindeki katı partikülleri süpürmek, camdan uzaklaştırmak ile görevlidir.
- Silecek Kolu: Silecek lastiklerini hareket ettirir ve belirlenen yükte cama bastırır.
- Silecek Motoru: Kolların hareketi için gerekli gücü sağlayan elektrik motoru.
- Silecek Mekanizması: Motordan aldığı dönme hareketini salınım hareketine dönüştüren mekanizma.

1.1. SİLECEK

Silecek kolu, detayları Şekil 2’de görülen, elastomerik bir bıçağı (süpürge) cama doğru bastırır. B görünüşü silecek süpürgesinin kesitini gösterir. Kesiti genellikle iki farklı elastomer malzemeden yapılır. Şekil 2-1 no.lu kısım daha düşük sertliğe dolayısıyla daha düşük bir elastisite modülüne sahiptir. Bu sebeple gerekli esnekliği sağlar. Şekil 2-2 daha serttir ve gerekli dayanım ve aşınma direncine sahiptir. Şekil 2-2 no.lu parçanın üzerindeki Şekil 2-3 no.lu uç ile su ve çamuru temizlemek için cam üzerine gerekli baskı sağlanır. Şekil 2-1 no.lu parçanın daha dar bir kesite sahip kısmı ile gerekli yanal hareket sağlanır. Şekil 2-4 no.lu kısım ile her iki silme yönü için de yanal deformasyon sınırlanır.



Şekil 2 : Geleneksel silecek süpürgesi detayları

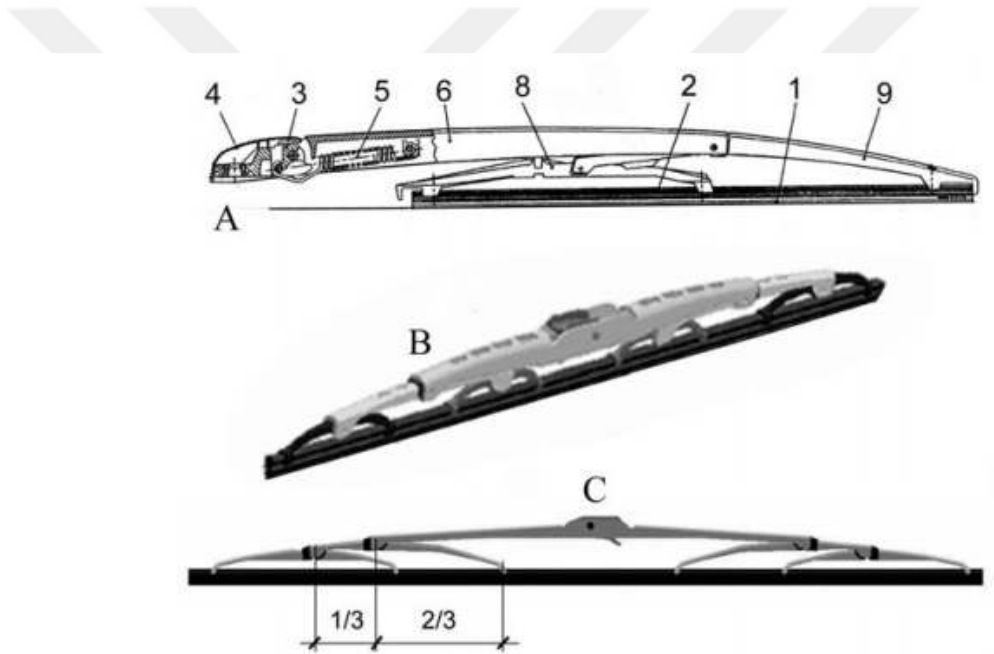
Şekil 2-1 no.lu kısım boyuna metal bir profil yardımıyla güçlendirilmiştir. Bu profil Şekil 2-1 no. lu parçanın kesitindeki bir boşluğa yerleştirilebilir. (bkz. A detayı) ya da parçanın içerişine yerleştirilebilir (bkz. B Detayı). Takviye, yaydan uzak konumlarda dahi cam yüzeyine yeterli baskının uygulanmasına ve sileceğin farklı cam temas pozisyonlarında formunun (eğriliğinin) değişmesine imkân verir.

Detay C’de ok ile gösterilen silme yönüne göre bir silecek süpürgesinin çalışma şeklini göstermektedir. Daha önce söz edilen yanıl hareketi sağlayan Şekil 2-4 no.lu

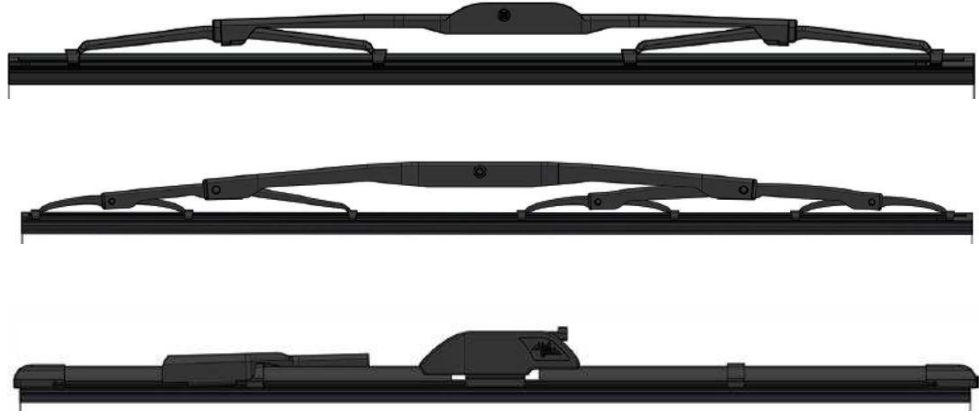
kısım sebebi ile süpürgenin temas ucu, temas basıncını maksimize etmek için Şekil2 - 5 ile gösterilen cam yüzeyi ile yaklaşık 45°'lik bir açı yapar.

1.2. SİLECEK KOLU

Silecek süpürgesi, silme yönüne paralel bir eksen etrafında serbestçe dönmesine olanak tanıyan bir mafsallı yapıyla, orta kısmından bağlanan silecek kolları tarafından uygulanan yükü ön cama bastırılır. Mafsallı yükü, baskı noktalarının mesafesine ve bıçağın konfigürasyonundan bağımsız olarak, bir dizi yay tarafından paylaşılır (Şekil 3). Bu baskı farklı tipte, geometride ve konfigürasyonda yaylar ile uygulanabilir (Şekil 4).

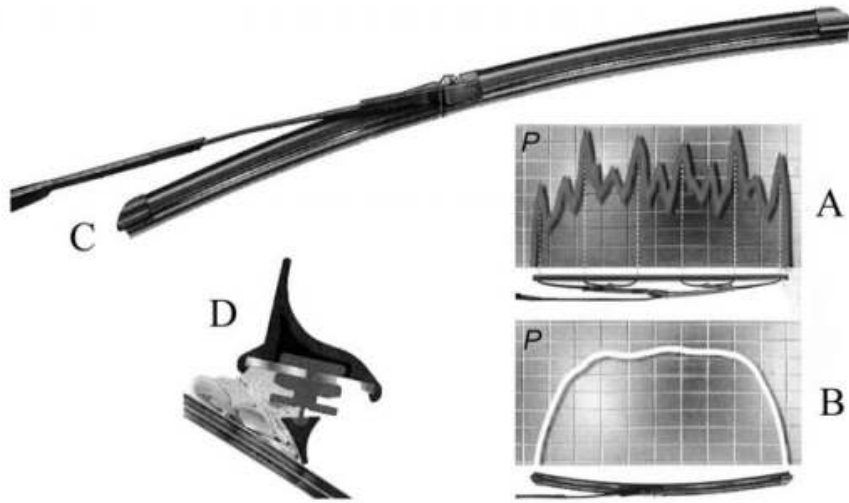


Şekil 3 : Silecek kolu bileşenleri (A), farklı süpürge destek sistemleri (B, C)



Şekil 4: Silecek baskısı için farklı uygulamalar

Şekil 5 teki gösterilen Grafik A da sileceğin harici yaylar ile güçlendirilmiş bir silecek süpürgesinin baskısının silecek uzunluğuna bağlı değişimi, Grafik B de ise metal armatür ile kalıplanmış elastomer bir süpürge için yük dağılımı görülmektedir. Yay bölgelerinde baskı pik yaparken bu noktalardan uzaklaştıkça majör bir dalgalanma görülür. (Grafik A) C de gösterilen silecek süpürgesi form verilmiş bir armatür yardımıyla cam üzerine daha eşit bir baskı uygular. (Grafik B) Süpürge için aerodinamik yükler altında cam ile temasının azalmasını ya da kesilmesini engellemek için spoiler geometrisi kullanılır.

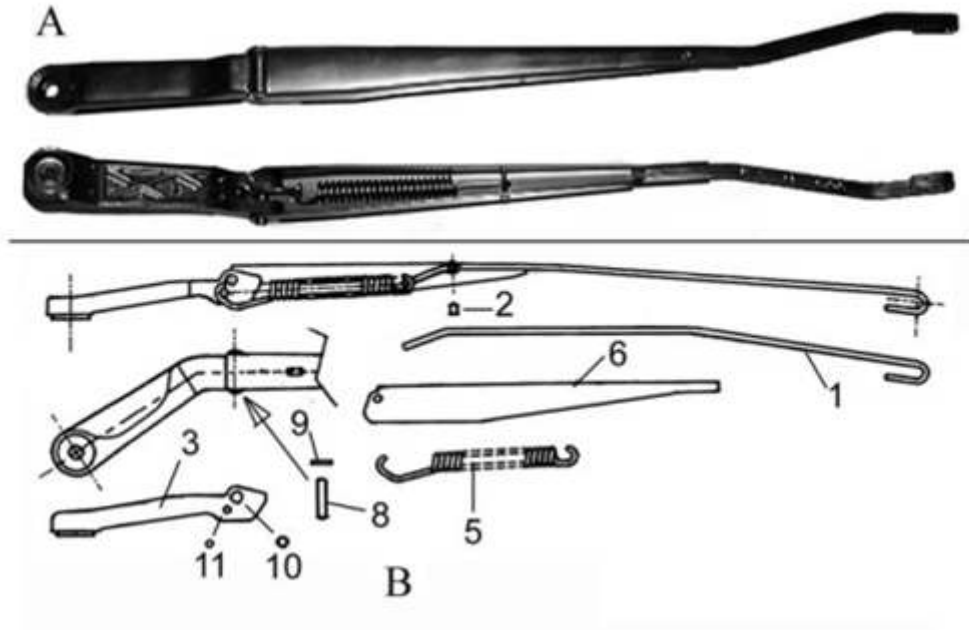


*Şekil 5: Farklı tiplerde silecek cam üzerine uyguladıkları baskının değişimi (A, B)
Armatür takviyeli silecek süpürgesi (C)
Süpürge üzerindeki spoiler geometrisi (D)*



Şekil 6: Ön cam üzerinde silecek park pozisyonu

Şekil 6 'da silecek sistemi park pozisyonunda görülmektedir. Silecek kolu silecek süpürgesinin cam üzerine baskı uygulamasında yardımcı olur. Silecek kolu üzerinde iki mafsal bulunur. Bu mafsallardan ilki silecek dönme merkezine daha yakın olanı, silecek kolunun süpürgeye belirli bir kuvvet uygulamasını sağlar ve bakım periyodunda kolun kaldırılarak silecek süpürgelerinin değişimine izin verir. Diğer mafsal süpürge tarafında yer alır ve süpürgenin her iki ucunda cam uygulanan yükün dağılımının eşit olmasını ve süpürgenin ön cam formunu, eğrisini takip edebilmesini sağlar.

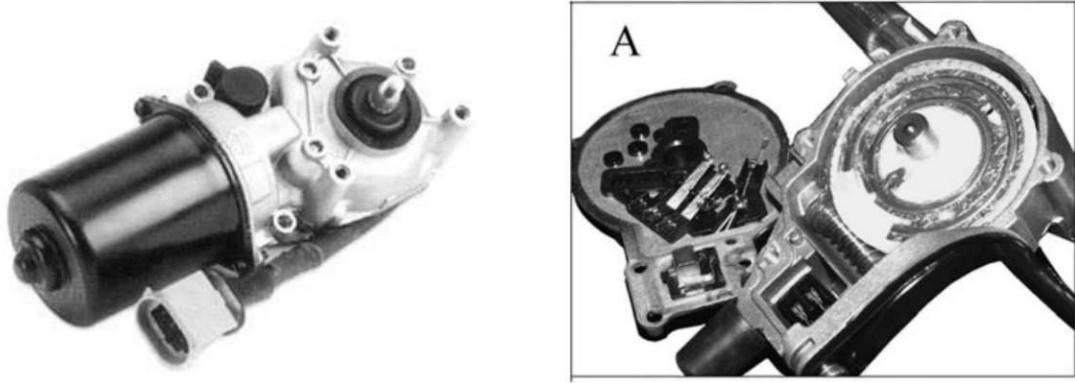


Şekil 7: Silecek kolu (A), kolu oluşturan parçalar (B)

Şekil 7’de bir silecek kolunun görünümü ve kolu oluşturulan bileşenlerin detayları paylaşılmıştır. Sileceği cam yüzeyine bastırmak için gerekli yükü 5 no.lu yay ile sağlar. Bu yük sisteme özgü belirlense de genellikle 15N/m olarak kabul edilebilir. Silecek ile cam arasındaki sürtünme ıslak camda 0.1-0.5, kuru cam üzerinde 1-2.5 aralığında değişebilir.

1.3. SİLECEK MOTORU

Günümüzde kullanılan silecek motorlarının neredeyse tamamı sabit mıknatıslı DC motorlardır. Bu motorlara çıkış torkunu artırmak amacıyla sonsuz dişli tipinde bir redüktör entegre edilerek çıkış milinde düşük hız, yüksek tork elde edilir (Şekil 8).

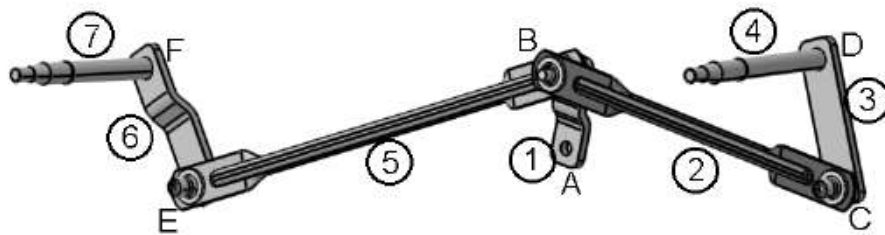


Şekil 8: Silecek motoru ve redüktör yapısı

Silecek motoru regülasyonlar gereği min. iki farklı hız kademesine sahip olmalı, yine bu hız kademelerinin min. – max. değerleri ve aralarındaki hız farkı yine geçerli regülasyonlara göre belirlenir. Silecek motorlarının belirli bir yükte (silecek üzerinde biriken kar, çamur vb. silecek kadar ya da cama donarak yapışmış bir sileceği camdan ayıracak kadar) çalışabilmesi, istenilen torku üretebilmesi beklenir. Ancak yine de aşırı yükte çalışıp zarar görmesini engellemek için sürücü yazılımında ya da motor üzerinde koruma bulunabilir.

1.4. SİLECEK MEKANİZMASI

Silecek motorundan aldığı hareketi silecek kollarına ileten bir mekanizmadır. Silecek motorunun ürettiği dairesel hareketi silecek kollarında salınım hareketine çevirir. Kullanılan sistem her araç ve ön cam geometrisi gereksinimlerine göre farklı olmak üzere, genellikle silme hareketi oluşturmak için iki ya da üç set dört kol mekanizmasının bir kombinasyonu kullanılır. Şekil 9'da temel bir silecek mekanizması ve bileşenleri gösterilmiştir.



Şekil 9: Silecek mekanizması ve bileşenleri

Mekanizmanın farklı tip ve konfigürasyonları olsa da temelde aşağıdaki bileşenlerden oluşur.

- i. Krank
- ii. Bağlantı Uzvu (Biyel) / Sürücü Tarafı
- iii. Silecek Paleti (Sarkaç) / Sürücü Tarafı
- iv. Kule (Sabit Uzuv) / Sürücü Tarafı
- v. Bağlantı Uzvu (Biyel) / Yolcu Tarafı
- vi. Silecek Paleti (Sarkaç) / Yolcu Tarafı
- vii. Kule (Sabit Uzuv) / Sürücü Tarafı

Silecek sistemini iki mekanizmanın birleşimi gibi görürsek;

ABCD: sol silecek kolu ve süpürgeyi kontrol etmek için

DCEF: sağ silecek kolu ve süpürgeyi kontrol etmek için

Krank (1), sol ve sağ silecek kolları (3, 6) döner mafsalları kullanarak (A, D ve F) sabit uzva (araç gövdesi ya da silecek karkası) bağlıdır. AB uzvu (krank) tam tur

döndüğünde BC (biyel/sürücü tarafı) ve BD (biyel/yolcu tarafı) uzuvları AB'den aldığı hareketi CD (silecek/sürücü tarafı) ve EF (silecek/yolcu tarafı) uzuvlarına iletir ve salınım hareketi oluşur.



BÖLÜM 2

KİNEMATİK TEMELLER

Makina teorisi; makina ya da mekanizma parçalarının geometrisini, hareketini ya da bu hareketi oluşturan kuvvetleri anlamak için kullanılan bir uygulamalı bilimdir (Uicker et al., 2017).

Reulaux ya göre makina; doğada mevcut mekanik kuvvetlerin belirli bir hareket ile iş yapmasını sağlayabilen, kuvvete karşı direnç gösterebilen cisimlerin birleştirilmesi ile oluşturulan bir sistemdir.(Söylemez, 2010) Makine; mekanik kuvvetlerin belirli hareketler eşliğinde iş yapmaya zorlanabileceği şekilde düzenlenmiş rijit cisimlerin bir kombinasyonu olarak tanımlanır (Uicker et al., 2017).

Mekanizma; bir uzvu sabit ve hareketi ve/veya kuvveti bir uzuvdan diğerine iletmek, kontrol etmek, sınırlamak ya da dönüştürmek amacına sahip kapalı bir kinematik zincir oluşturmak için hareketli mafsallarla birbirine bağlanan rijit cisimlerin bir araya gelmesi olarak tanımlanabilir. Mekanizmalar, öngörölmüş bir düzen uyarınca hareket iletecek şekilde biçimlendirilip bir araya getirilen rijit cisimler topluluğudur (Turhan, 2021).

Mekanizmayı oluşturan cisimlerden birine hareket verildiğinde, bu hareket her bir cisim farklı bir hareket yapacak şekilde cisimden cisme iletilir. Bu anlamda her mekanizma, kendisine verilen bir $q(t)$ giriş hareketini $s(t)$ çıkış hareketine dönüştüren bir düzen olarak algılanabilir. Bu dönüşümün öngörölmüş bir kural çerçevesinde gerçekleşmesi ve istenilen hareketin elde edilebilmesi için çıkış girişe $s(t)=g[q(t)]$ şeklinde belli ve öngörölmüş bir g fonksiyonu uyarınca eşleşmelidir (Turhan, 2021).

Bu temsil, üstü örtölü olarak, mekanizmanın sağladığı dönüşümün hep aynı kalacağı varsayımını içerir. Varsayıma göre, mekanizmayı oluşturan cisimlerin hareket iletimi bakımından önem taşıyan boyutlarının hiçbir şekilde değişmeyeceğinin varsayılması anlamına gelir. Bu nedenle uzuvlar rijit cisim olarak kabul edilir (Turhan, 2021).

Başka bir tanıma göre mekanizma; bir güç kaynağından çıkışa hareketi ve kuvveti aktarma işlevine sahip bir makinenin mekanik kısmı olarak ifade edilebilir (Gündeşli, 2022).

Makinelerin ve mekanizmaların ortak özellikleri; rijit cisimlerin oluşmaları ve bu cisimler arasındaki bağıl hareketlerin tam tanımlı olmasıdır. Makine ve mekanizma arasındaki farklar şu şekilde sıralanabilmektedir.

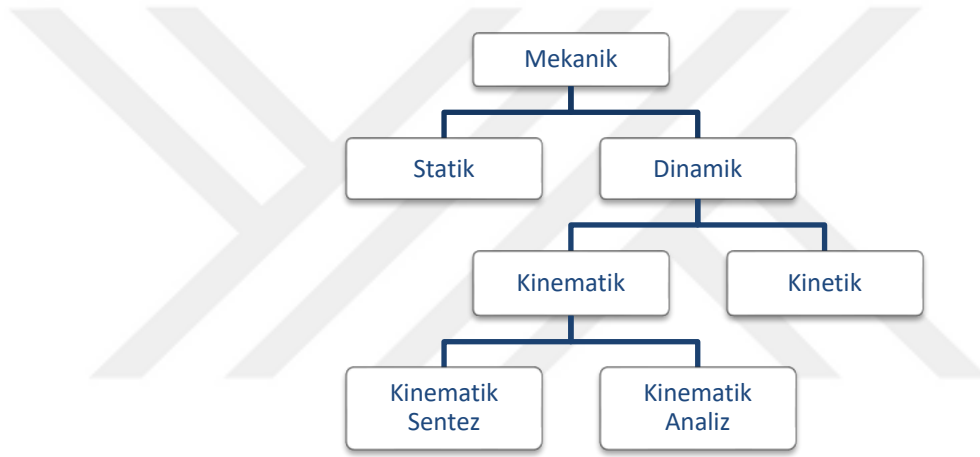
- i. Makinelerin amacı mekanik enerjiyi iletmek iken; mekanizmaların amacı hareketi iletmektir.
- ii. Makina belirli bir amaç için üretilir. Buna karşın mekanizma daha geneldir ve çok farklı makinalarda kullanılıyor olabilmektedir.
- iii. Makinalar yaptıkları iş için incelenirken mekanizmalar kullanım alanına bakılmadan incelenerek farklı uygulamalarda benzer mekanizmalar için de kullanılabilmektedir.
- iv. Mekanizmalar, makina yapısını analiz ve sentez edebileceğimiz bir idealleştirilmiş sistemdir. Oysa makina gerçek (reel) bir sistemi ifade eder.
- v. Makinalarda ayrıca hidrolik kuvvet iletim kısımları, yay gibi rijit olmayan elemanlar ve elektronik kontrol elemanları bulunmaktadır. Bu tip rijit olmayan elemanlar, mekanizma için verilmiş olan tanıma göre mekanizma çalışmalarında ihmal edilmektedir (Myszka, 2012).

Makine, iş yapmak için parçalardan oluşan bir düzenek, güç uygulamak ya da hareketin yönünü değiştirmek için kullanılan bir cihazdır. Mekanizmadan farklıdır. Bir makinede, kuvvet, tork, iş ve güç gibi baskın kavramlar tanımlanır. Mekanizmada ise, güç ve kuvvet aktarımı söz konusu olsa da tasarımcının zihnindeki baskın fikir istenen hareketin elde edilmesidir (Uicker et al., 2017).

Yapı; mafsallarla birbirine bağlanmış rijit cisimlerin bir kombinasyonudur, ancak yapının amacı iş yapmak ya da hareketi dönüştürmek değil, rijit olmaktır (Uicker et al., 2017).Yapı, makine ve mekanizma terimleri ile mekaniğin dalları arasında doğrudan bir benzerlik vardır. Yapı terimi statığe, mekanizma terimi kinematiğe ve makina da kinetiğe karşılık gelir.

Kinematğin temel amacı, mekanizmanın istenen hareketleri yapabilmesi için, hareketin geometrisi ve zamanın fonksiyonları olarak kabul edilen yer değiştirme, hız ve ivme kavramları ile ilgilenmektir.

Makine tasarımı probleminin çözümü için yapılması gereken ilk görevlerden birisi, istenen hareketleri sağlayan kinematik konfigürasyonu başka bir ifade ile mekanizmaları belirlemektir. Mekanizmanın kinematğı ise, kinematik analiz ve kinematik sentez olarak kategorize edilerek gerçekleştirilmektedir (Şekil 10). Mekanik sistemler üzerinde yapılan çalışmaların birbirinden tamamen farklı iki boyutu vardır. Tasarım (sentez) ve Analiz (Uicker et al., 2017) .



Şekil 10: Mekanğin temel disiplinleri

Tasarım boyut, şekil ve parçaların hizalanması gibi tanımlamaların yapılarak ortaya çıkan makinanın öngörülen görevi yerine getirmesi sürecidir. Tasarımcılar ortaya çıkan çeşitli alternatifleri değerlendirmek için büyük bir matematiksel ve bilimsel araçlar topluluğuna ihtiyaç duyar. Tasarımcıların elinde sonuçları değerlendirmek için kullanacağı en önemli bilimsel metotlar analiz kategorisinde yer alır. Bu teknikler, tasarımcının görev için uygunluğunu değerlendirmek için zaten var olan veya önerilen bir tasarımı eleştirel olarak incelemesine izin veren tekniklerdir. Bu nedenle, analiz yaratıcı bir bilim değil daha önce düşünölmüş ya da tasarlanmış şeyleri değerlendirme derecelendirme yöntemidir.

Bir makinenin diğ er bir parçasına göre hareket eden, üzerinde kuvvet ve moment taşıyabilen elemanlara uzuv denilmiştir. Daha önce belirtildiği gibi bir uzvun tamamen rijit olduğu varsayılır (Uicker et al., 2017).

Rijitlik varsayımı, aynı uzuv üzerinde keyfi olarak seçilen iki nokta arasında bir bağıl hareket (aralarındaki mesafede değişiklik) olmayacaktır. Özellikle herhangi bir uzuv üzerindeki mafsalları elemanlarının bağıl konumları, hangi yükler uygulanırsa uygulansın değişmez. Başka bir deyişle, bir uzvun amacı mafsalları elemanları arasında sabit bir uzamsal ilişki sağlamaktır (Uicker et al., 2017).

Bir mekanizmada bulunan uzuvların kinematik boyutu o uzvun üzerinde bulunan kinematik elemanların birbirlerine göre konumlarını belirleyen boyutlardır ve bu boyutlar verildiğinde kinematik açıdan uzuv boyutları tanımlanmıştır. Bu boyutlar genellikle uzunluk ise de iki doğru arasında kalan bir a ı da olabilir (Söylemez, 2010).

Örneğin imalat için, montaj için ya da dinamik analiz için uzva ait farklı boyutlar (kalınlık, parça eni-boyu, ağırlık merkezi vb.) verilmesi gerekecektir ve bu boyutlar kinematik boyutlardan farklı olabilir. Hareketin incelenmesi sırasında sadece kinematik boyutlar gereklidir (Söylemez, 2010).

2.1. K NEMAT K ÇİFT

Mekanizmayı oluşturan uzuvlar, kinematik eleman olarak adlandırılan, mafsalları (temas noktalarından) birbirlerine bağlanarak kinematik çift gruplarını oluştururlar. Bir mekanizmayı diğ erlerinden ayıran özellik rijit uzuvlardan daha çok kinematik çiftlerdir. Mafsalları noktalarındaki hareket serbestlikleri, bu noktalarda cisimlerin birbirlerine göre bağıl hareketleri her bir mekanizmayı diğ erlerinden ayıran özellikleri oluşturmaktadır (Gündeşli, 2022).

Hareketi giriş uzvundan çıkış uzvuna iletmek için mekanizmanın uzuvları bir şekilde bağlanmalıdır. Uzuvlar arasındaki mafsallar kinematik çift olarak adlandırılır, çünkü her mafsalları bir çift eşleşme yüzeyinden, iki elemandan oluşur (Uicker vd., 2017). Kinematik çiftlerinin görevi, mekanizma uzuvlarını, bağıl hareketlerine olanak verecek biçimde birbirine bağlamaktır (Turhan, 2021).

Bir mekanizmada kullanılan kinematik çiftler kinematik elemanlar arasındaki bağıl harekete, temas türüne ve mekanik kısıtlama durumlarına göre üç kategoride sınıflandırılmaktadır (Şekil 11) (Norton, 2020).



Şekil 11: Kinematik çiftlerin sınıflandırılması

Bir mekanizmanın faydalı olabilmesi için, uzuvlar arasındaki hareketler tamamen keyfî olamaz; bunlar da tasarımcı tarafından seçilen belirli bir görev için uygun bağıl hareketleri üretecek şekilde kısıtlanmalıdır. Bu istenen bağıl hareketler, bağlantıların sayısının ve bunları bağlamak için kullanılan mafsal tiplerinin doğru seçilmesiyle elde edilir (Uicker et al., 2017).

Her bir mafsal tipi, kendi karakteristik şekline sahiptir ve belirli bir hareket türüne izin verir. Bu mafsallar, iki bağlanmamış uzvun keyfî hareketini, önceden belirlenmiş bazı bağıl hareket türleri ile sınırlar ve mekanizmanın hareketi üzerinde kısıtlayıcı koşullar (kısıtlamalar) oluşturur (Uicker et al., 2017).

2.1.1. Temas Türüne Göre

Bağıl hareket süresince kinematik elemanlar arasındaki temas, yüzey boyunca sağlanmaktadır. Bu nedenle kinematik elemanlar arasındaki temas gerilimleri daha düşük olmaktadır. Bu nedenle basit kinematik çiftler büyük yükler taşıyabilir, oluşacak gerilmeler düşük olduğundan az aşınır fakat büyük sürtünme kayıplarına yol açarlar (Turhan, 2021).

Bağıl hareket süresince kinematik elemanların temasının nokta ya da çizgiler boyunca gerçekleştiği eleman çiftleridir. Hareketteki nokta veya çizgi teması belirli bir alanda meydana gelmektedir. Bu nedenle bu alanlarda yük altındaki deformasyondan

dolayı temas gerilimleri oldukça yüksek olmaktadır. Taşıyabilecekleri yükler düşük, aşınmaları fazla fakat yol açacakları sürtünme kayıpları azdır. Büyük yükler altında çalışan mekanizmalar için yüksek kinematik çiftler tavsiye edilmemektedir.

Yüksek kinematik çift kullanan mekanizmalar daha küçük hacimde aynı iş için kullanılan parça sayısı daha az olabilmektedir. Kam mekanizmaları, dişli çarklar, bilyeli ve makaralı rulmanlar yüksek kinematik çiftlere örnektir.

2.1.2. Mekanik Kısıtlama Türüne Göre Kinematik Çiftler

Kuvvet kapalı eleman çiftleri, eleman çiftindeki bağlantının ağırlık kuvveti, yay kuvveti gibi bir kuvvet yardımıyla sağlandığı eleman çiftleridir. Burada, bağlantılar mekanik olarak bir arada tutulmamaktadır, bu kuvveti yenecek bir etki ortaya çıktığı anda bağlantı kesilir, ayrılma gerçekleşir (Turhan, 2021).

Bu istenmeyen durumun ortaya çıkmaması için kuvvet kapalı kinematik çiftlerde kapalılığı sağlayan kuvvetin yeterliliğinin kontrol edilmiş olması gerekir. Kuvvet kapalı kinematik çiftlerin konstrüktif yapısı sade, dolayısıyla imalatı kolaydır (Turhan, 2021).

Kinematik çiftlerin geometrik yapısından dolayı aralarında devamlı temas sağlanıyor ise, bu tür kinematik çiftler şekil kapalı kinematik çiftler denir. Bağlantılar mekanik olarak bir arada tutulmaktadırlar. Eleman çifti parçalanmadıkça bir ayrılma riski söz konusu değildir. Buna karşılık, şekil kapalı kinematik çiftlerin konstrüktif yapısı daha karmaşık, dolayısıyla imalatı daha zordur (Turhan, 2021).

2.1.3. Bağlı Hareket Türüne Göre Kinematik Çiftler

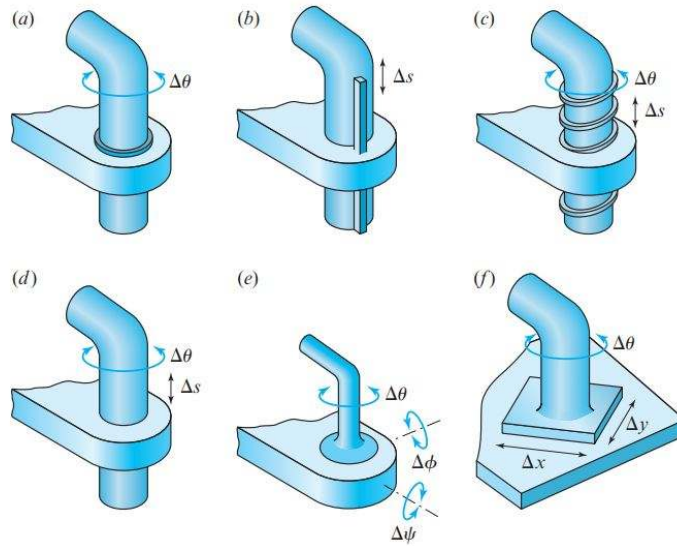
Dönen çift; sadece bağlı dönüş hareketine izin verir ve genellikle pimli mafsallık olarak adlandırılır. Kinematik elemanlar birbirlerine göre bir eksen etrafında sadece dönme hareketi gerçekleştirmektedir. R ile gösterilmektedir ve tek serbestlik derecesine sahiptir (Şekil 12a).

Prizmatik çift; sadece bağlı kayma hareketine izin verir ve bu nedenle genellikle kayar mafsallık olarak adlandırılır. Kinematik elemanlar belirlenen bir eksen

boyunca birbirlerine göre kayma hareketi gerçekleştirmektedir. Tek serbestlik derecesine sahiptir. P harfi ile ifade edilir (Şekil 12b).

Helisel çift; hem dönme hem de kayma hareketine izin verir. Ancak, dönme ve kayma hareketleri için helis açısı ile ilişkili olduğundan sadece bir serbestlik derecesine sahiptir. Bu nedenle mafsalsal değişkeni s ya da θ olarak seçilebilir. İki değişkenden birinin seçilmesi gerekir. Eğer helis açısı 0° ise mafsalsal döner mafsala, eğer açı 90° ise mafsalsal prizmatik mafsala indirgenir. H ile gösterilmektedir (Şekil 12c).

Silindirik çift; hem dönme hem de kayma hareketine izin verir. Belirli bir eksen etrafında dönme ve bu eksene göre bağımsız öteleme hareketine sahiptir. Bu yüzden iki serbestlik derecesi vardır. Silindirik çift, eksenleri paralel, prizmatik ve döner mafsalsalın seri halde bağlanması ile elde edilebilmektedir. C ile gösterilmektedir (Şekil 12d).



Şekil 12: (a) Döner, (b) Prizmatik, (c) Helisel, (d) Silindirik, (e) Küresel, (f) Düzlemsel

Küresel çift; kinematik elemanlar arasında öteleme ve ilerleme hareketinin gerçekleşmediği bir bilya-yuva mafsalsalıdır. Bir kürenin eksen etrafında kinematik elemanın diğersine göre serbestçe üç eksen etrafında dönmesine izin verir. Üç serbestlik derecesi (her bir koordinat eksen etrafında dönme) vardır ve S ile gösterilir (Şekil 12e).

Birbirine paralel düzlemler üzerinde iki öteleme ve bu düzlemlere dik, diğer düzlem üzerinde dönme hareketine sahiptir. Bu yüzden üç serbestlik derecesi vardır. F ile gösterilmektedir (Şekil 12f).

Kinematik bir problem formüle edildiğinde, her bir mafsalda izin verilen bağlı hareket türünü tanımak ve hareketi ölçmek için bazı değişken parametre(ler) atamak gerekir. Bu parametrelerin sayısı mafsaldan serbestlik derecesi kadar olacaktır ve mafsaldan değişkenleri olarak adlandırılır (Tablo 1)(Uicker et al., 2017).

<i>Kinematik Çift</i>	<i>Sembol</i>	<i>Değişken</i>	<i>Serbestlik Derecesi</i>	<i>Bağlı Hareket</i>
<i>Prizmatik Çift</i>	P	Δs	1	Öteleme
<i>Döner Çift</i>	R	$\Delta \theta$	1	Dairesel
<i>Helisel Çift</i>	H	$\Delta \theta$ veya Δs	1	Helisel
<i>Silindirik Çift</i>	C	$\Delta \theta$ ve Δs	2	Silindirik
<i>Küresel Çift</i>	S	$\Delta \theta, \Delta \phi, \Delta \psi$	3	Küresel
<i>Düzlemsel Çift</i>	F	$\Delta x, \Delta y, \Delta \theta$	3	Düzlemsel

Tablo 1: Bağlı hareket türüne göre kinematik çiftler

2.2. KİNEMATİK ZİNCİR

Kinematik zincir, sağlanan bir giriş hareketine yanıt olarak kontrollü bir çıkış hareketi sağlayacak şekilde birbirlerine mafsallarla bağlı uzuvların bir araya gelmesi olarak tanımlanmıştır (Norton, 2020).

Birkaç bağlantı mafsallarla birbirine bağlandığında bir kinematik zincir oluşturduğu söylenir. Sadece iki eklem elemanı içeren bağlantılara ikili bağlantılar, üç eklem elemanı içeren bağlantılara üçlü bağlantılar, dört eklem elemanı olanlara dörtlü bağlantılar vb. denir (Uicker et al., 2017).

Kinematik zinciri oluşturan tüm uzuvların hareketi aynı düzlemde ya da birbirine paralel düzlemlerde ise, bu kinematik zincirlere düzlemsel kinematik zincir, uzuvların üzerinde bulunan uzuvların tümü aynı merkezli küreler üzerinde hareket ediyor ise küresel kinematik zincir denilmektedir. Kinematik zincirler gerçek mekanizma yapısının modelini temsil ederler. Bu nedenle kinematik zincirlerde, uzuvların boyut, yapı ve şekilleri ile mafsalların yapı ve şekilleri önemli değildir (Söylemez, 2010).

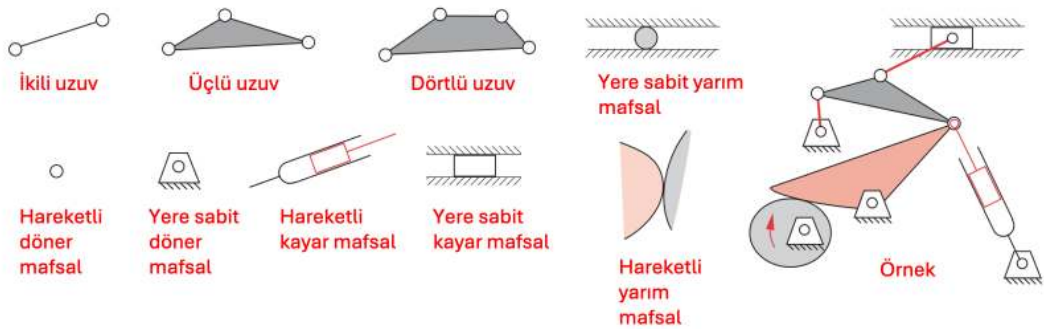
Mekanizma, bir uzvu sabit olan kapalı bir kinematik zincir olarak da tanımlanır. Bir uzvun sabit olması, diğer tüm uzuvlar için referans olarak seçilir. Yani mekanizma bağlantıları üzerindeki tüm noktaların hareketleri sabit bağlantıya göre ölçülür. Bu sabit uzuv tanımlandığında, kinematik zincir bir mekanizma olarak adlandırılır (Uicker et al., 2017).

2.3. KİNEMATİK DİYAGRAM

Kinematik diyagramlar, bir mekanizmanın bütünü oluşturarak uzuvların ve mafsalların genel geometrisinin basit, şematik ve ölçekli bir şekilde temsil edilmesidir. (Norton, 2020). Kinematik açıdan önem taşıyan boyutların gösterimi için kullanılan sistemin basitleştirilmiş bir çizimi olarak da ifade edilebilir.

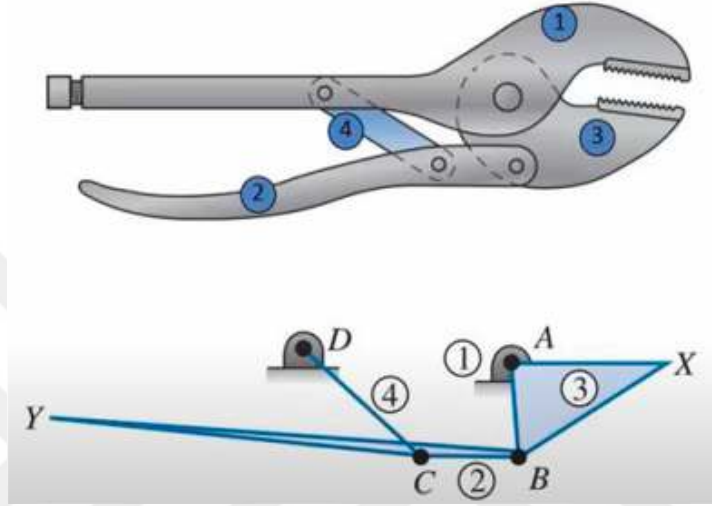
Rijitlik varsayımının bir sonucu olarak, bir makine veya mekanizma kinematikliğini incelerken gerçek parça şekillerinin karmaşık detaylarının çoğu önemsizdir. Bu nedenle, eklem bağlantılarının bağlı konumları gibi her bir bağlantının şeklinin önemli özelliklerini içeren, ancak üretilen parçanın gerçek geometrisini tamamen bastıran oldukça basitleştirilmiş şematik diyagramlar çizmek yaygın bir uygulamadır. Bu tip basitleştirilmiş şemalar analizi etkilemeyen kafa karıştırıcı faktörleri ortadan kaldırdıkları için çok yardımcı olurlar. Ancak şemaların fiziksel donanım ile çok az benzerlik taşıması gibi bir dezavantajı da vardır. Sonuç olarak gerçek makinelerden ziyade sadece akademik yapıları temsil ettikleri izlenimi verebilir (Uicker et al., 2017).

Bu basitleştirilmiş diyagramların, konuyu önemsiz ayrıntılarla (kinematik amaçlar için) veya gerçek makine parçalarının karmaşıklığıyla karıştırmamak için gerekli minimum bilgiyi taşımayı amaçlar (Uicker et al., 2017).



Şekil 13: İkili, üçlü, dörtlü uzuv gösterimi ve kinematik diyagram notasyonu

Sabit ve hareketli uzuvların sembolik gösterimleri kinematik diyagramın anlaşılabilmesi için esastır. Kinematik diyagramlarda iki elemanlı uzuvların gösterimi, iki mafsalları arasında düz çizgi, üç ve dört elemanlı uzuvların gösterimi mafsalların birleşimi ile oluşan rijit yapı gölgeleme ya da tarama olarak temsil edilmektedir (Şekil 13).

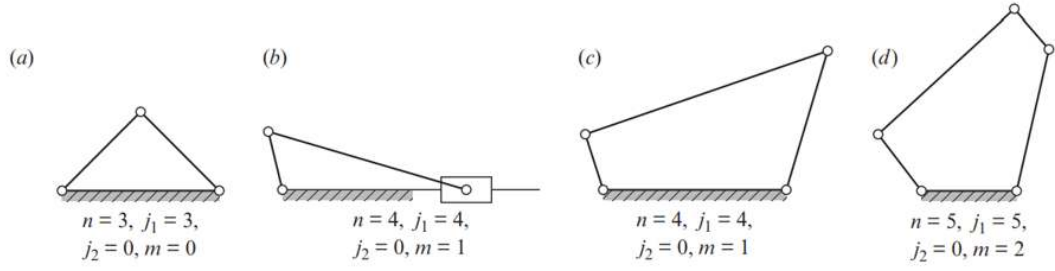


Şekil 14: Kinematik diyagram örneği

Bir kinematik diyagramın, orijinal mekanizmaya göre uygun şekilde ölçeklenmesi gerekmektedir. Kinematik diyagramlarda uzuvlar; sabit uzvu için tek (1) numaradan başlayarak, sırasıyla numaralandırılmaktadır (Şekil 14). Mafsallar ise gerçekleştirildikleri hareketin türüne göre harflerle ve komşu uzvun numarası ile temsil edilmektedir.

2.4. SERBESTLİK DERECEİ (DOF / MOBİLİTE)

Mekanizmanın tasarımında ya da analizinde dikkat edilmesi gereken ilk hususlardan biri, sistemin hareketliliği olarak da adlandırılan serbestlik derecesi sayısıdır. Bir mekanizmanın hareketliliği, sistemi belirli bir duruşa getirmek için bağımsız olarak kontrol edilmesi gereken girdi parametrelerinin sayısıdır. Bazı istisnaları göz ardı edersek, bir mekanizmanın hareketliliğini doğrudan uzuv sayısı, mafsalları sayısı ve türlerinden belirlemek mümkündür (Uicker et al., 2017).



Şekil 15: Serbestlik derecesi gösterilen sistemler

Serbestlik derecesi, mekanizmanın uzuvlarının tamamının referans sistemine göre konumunu belirlemek için gereken bağımsız değişken sayısıdır.(Erdman et al., 2001) Serbestlik derecesini, öngörülebilir bir çıkış hareketi oluşturmak için bilinmesi gereken giriş parametre sayısı olarak tanımlanır (Norton, 2020).

Serbestlik derecesi; aktüatörlerden uzuvların boyutlarından, malzemesinden, dişlinin diş sayısından, mekanizmanın; hızından, ivmesinden, kuvvetinden ve gerilmesinden bağımsızdır. Uzuv sayısına, mafsallara sayısına ve mafsallara kısıtlarına bağlıdır. M ile gösterilen mobilite ya da serbestlik derecesi (DOF) bir mekanizma tasarımı ve analizinin ana yapısal parametresidir (Söylemez, 2010).

Eğer mekanizmanın mobilitesi $M=1$ değerine sahip ise, mekanizma tek bir aktüatör tarafından çalıştırılabilir ve herhangi bir etkiyen kuvvete tepki olarak aynı hareketi üretir (Şekil 15b ve Şekil 15c).

Eğer mekanizmanın mobilitesi $M \leq 0$ değerine sahip ise, tasarım hareketsizdir. Kinematik çiftlere sahip hareketli bir tasarım olmasına rağmen, olası her hareket kinematik çiftler tarafından sınırlandırılmıştır (Şekil 15a).

Çeşitli hareket üretimi anlamına gelen $M \geq 2$ değeri için, çoklu serbestlik derecesine sahip bir mekanizma oluşmaktadır. Mekanizma böylece iki ya da daha fazla aktüatör tarafından çalıştırılabilir (Şekil 15d).

Mekanizmanın serbestlik derecesi; mafsalların serbestlik derecesi, mafsallara sayısı ve uzuv sayısı arasındaki matematiksel bağıntı Gruebler ve Kutzbach tarafından oluşturulmuştur. Mekanizmanın serbestlik derecesini veren denklem

$$M = m(n - 1) - \sum_{i=1}^{l-1} (m - 1)j_i \quad (1)$$

Bu denklem de

M : Mobilite

m : Genel uzay veya düzlem uzayındaki bağımsız hareket sayısı (m=2, 3, 4, 5, 6)

n : Mekanizmadaki toplam uzuv sayısı

(n-1) : Hareketli uzuvların sayısı

j_i : i mafsallının serbestlik derecesi

Uzaysal mekanizmalar altı olası harekete (m=6) sahiptirler, düzlemsel ve küresel mekanizmalar ise üç bağımsız harekete (m=3) sahiptirler. Uzaysal mekanizmalar için serbestlik derecesi aşağıdaki denklemde (2) olduğu gibi ifade edilmiştir.

$$M = 6(n - 1) - 5j_1 - 4j_2 - 3j_3 - 2j_4 - j_5 \quad (2)$$

Düzlemsel ve küresel mekanizmalar için serbestlik derecesi denklem (3) 'teki gibidir.

$$M = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2 \quad (3)$$

(2) ve (3) no.lu denklemlerde

j₁: bir serbestlik dereceli mafsall sayısı (döner, prizmatik ve helisel mafsall vb.)

j₂: iki serbestlik dereceli mafsall sayısı (kam, dişli, silindirik mafsall vb.)

j₃: üç serbestlik dereceli mafsall sayısı (küresel ve düzlemsel mafsall vb.)

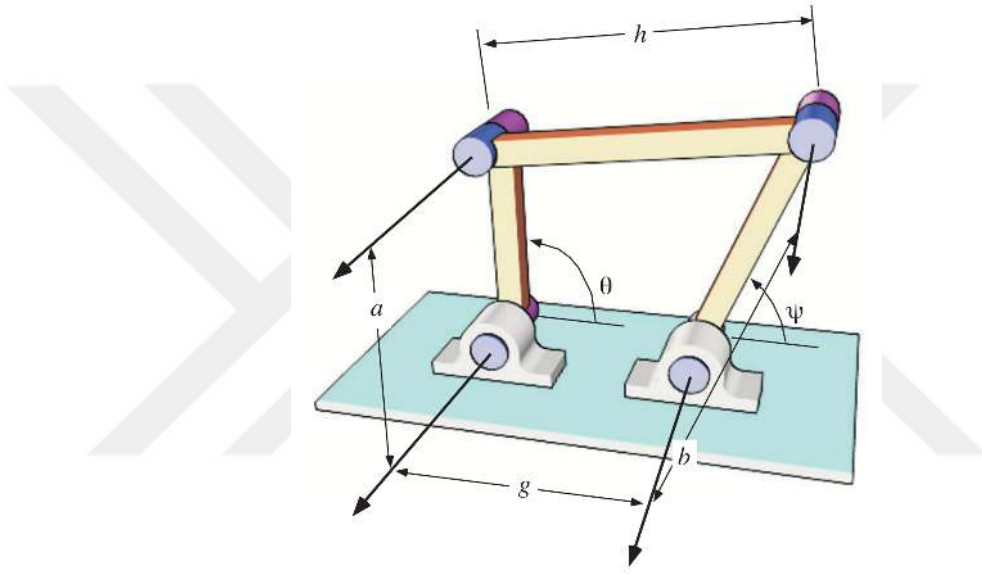
j₄: dört serbestlik dereceli mafsall sayısı

j₅: beş serbestlik dereceli mafsall sayısı

2.5. MEKANİZMA TÜRLERİ

Literatür çalışmalarında mekanizmaların sınıflandırılmasında, çalıştığı uzayın serbestlik derecesine (düzlemsel, küresel, uzaysal), mobilitesine (genel serbestlik derecesine ya da kritik boyutlara göre), mafsalların sayısına ve mafsalların türüne göre topolojik olarak sınıflandırma çalışmaları yapılmıştır.

Bu çalışmada mekanizmalar çalışma uzayına göre sınıflandırılmıştır. Bu mekanizmaların uzuvların gerçekleştirildiği hareket tipi, bu sınıflandırmanın özünü oluşturmaktadır.

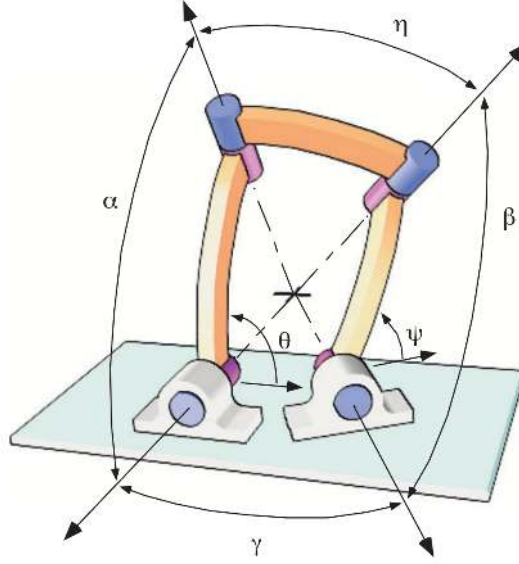


Şekil 16: Düzlemsel bir dört kol mekanizması örneği

Mekanizmayı oluşturan uzuvların tamamının hareketi aynı düzlemde ya da birbirlerine paralel düzlemlerde olan mekanizmalara düzlemsel mekanizma denir. Düzlemsel bir uzay düşündüğümüzde, rijit bir cismin düzlemde sadece iki yönde öteleme ve öteleme düzlemine dik bir eksen etrafında dönme ($m=3$) hareketi gerçekleştirmektedir (Şekil 16).

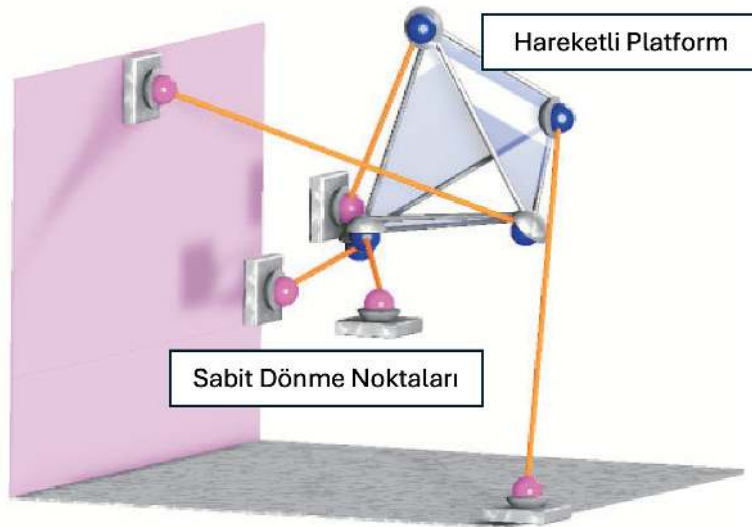
Düzlemsel mekanizma; tüm parçacıkların uzayda düzlemsel eğriler tanımladığı ve tüm bu eğrilerin paralel düzlemlerde yer aldığı bir mekanizmadır; yani, tüm noktaların yerleri tek bir ortak düzleme paraleldir (Uicker et al., 2017). Daha önce belirtildiği gibi düzlemsel bir mekanizmanın gerçek boyut ve şekildeki tüm parçaların hareketini tek bir yönden gözlemlemek mümkündür. Diğer bir deyişle, tüm hareketler

grafiksel olarak tek bir görünümde temsil edilebilir. Bu nedenle, grafik teknikler bu mekanizmaların analizi için uygundur (Uicker et al., 2017).



Şekil 17: Küresel bir dört kol mekanizması

Mekanizmayı oluşturan uzuvların üzerinde bulunan noktalarının tümü, aynı merkezli küreler üzerinde hareket eden mekanizmalara küresel mekanizmalar denilmektedir. Küresel mekanizmalar üç bağımsız dönme ($m=3$) hareketi kabiliyetine sahiptir ve her yöndeki üç ötelemeyi sınırlamaktadır (Şekil 17).



Şekil 18: Uzaysal bir mekanizma örneği

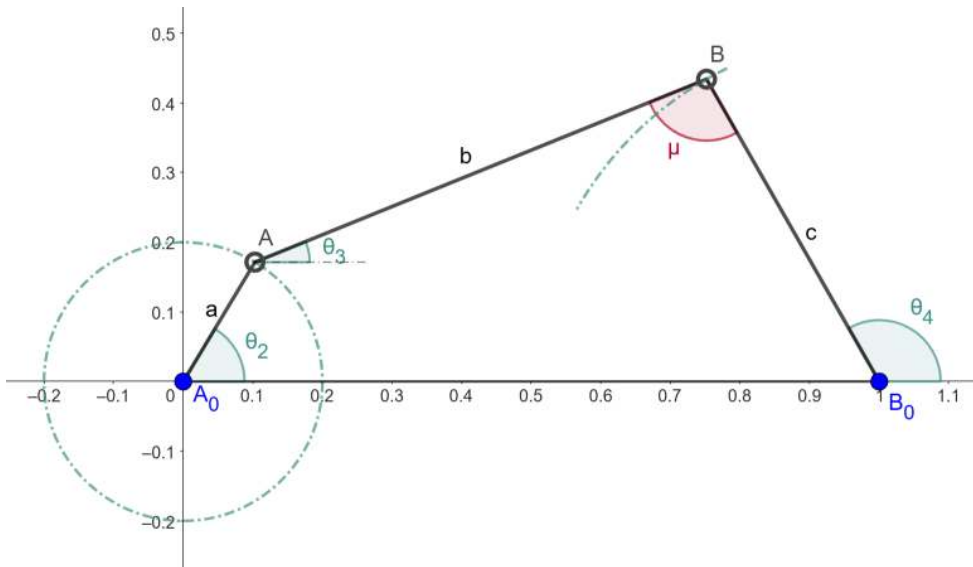
Mekanizmayı oluşturan uzuvların aynı ya da paralel düzlemlerdeki hareketleri boyunca aralarında herhangi bağıl hareketi ilişkisi olmayan mekanizmalara uzaysal mekanizma denilmektedir. Tasarımlarına bağlı olarak üç öteleme ve üç dönme hareketini ($m=6$) gerçekleştirebilmektedirler. Bu mekanizmaların yapısında basit ve yüksek kinematik çift grupları bulunmaktadır (Şekil 18) (Pucheta & Cardona, 2008).

Düzlemsel mekanizmalar, uzaysal mekanizmalara göre daha kolay hesaplama yöntemleri nedeniyle tercih edilirken, uzaysal mekanizmalar, hareket iletimi sırasında daha az sayıda uzuv gereksinimi ve daha geniş bir hareket kapasitesi ortaya çıkarması gibi sebeplerden ötürü tercih edilebilmektedir. Ayrıca düzlemsel ve uzaysal mekanizmaların birlikte kullanımları da gerçekleştirilebilmektedir.

2.6. DÖRT KOL MEKANİZMALARI

Dört çubuk mekanizmaları, mafsallı bağlantılı mekanizma ailesinin en temel üyesidir. Basitliği ve çok yönlülüğü nedeniyle hareketin mekanizasyonu ve kontrolü için en çok tercih edilen mekanik yapılarıdır. Temel olarak dört tane döner mafsallı ile dörtgen formunda birbirlerine bağlanan dört rijit uzuvdan oluşmaktadır.

Bir dört kol mekanizması Şekil 19 'da gösterilmektedir. Mekanizmanın uzuvları krank, biyel, sarkaç ve sabit (olduğu varsayılan) olarak adlandırılmaktadır. A_0A ; tam tur dönebilen krank uzvunu, AB ; kranktan ileri geri salınım yapan B_0B sarkaç uzvuna hareketi iletir. Krank ve Sarkaç uzuvları A_0B_0 sabit uzvu ile desteklenir.



Şekil 19: Dört kol mekanizması

- i. Krank: Sabit uzva bağılı tam dönüş yapan uzuv
- ii. Biyel: Sabit uzvun karşısındaki uzuv
- iii. Sarkaç: Yalnızca sonlu iki konum arasında salınım hareketi yapabilen ve sürekli olarak dönmeyen, sabit uzva bağlanan uzuvdur
- iv. Sabit: Sabit olduğu varsayılan ve krank ile sarkaç uzuvlarını birleştiren uzuv

Dört çubuk mekanizmasının hareket özellikleri Grashof teoremine göre belirlenmektedir.

2.6.1. Grashof Teoremi

Grashof dört uzuvlu bir mekanizmanın giriş ve çıkış kolları için altı bağımlı tasarım parametresi tanımlanmıştır. Buna göre uzuvları uzunlukların, hareket tipinin fonksiyonu olarak belirlenmiştir.

$$l + s < p + q \quad (4)$$

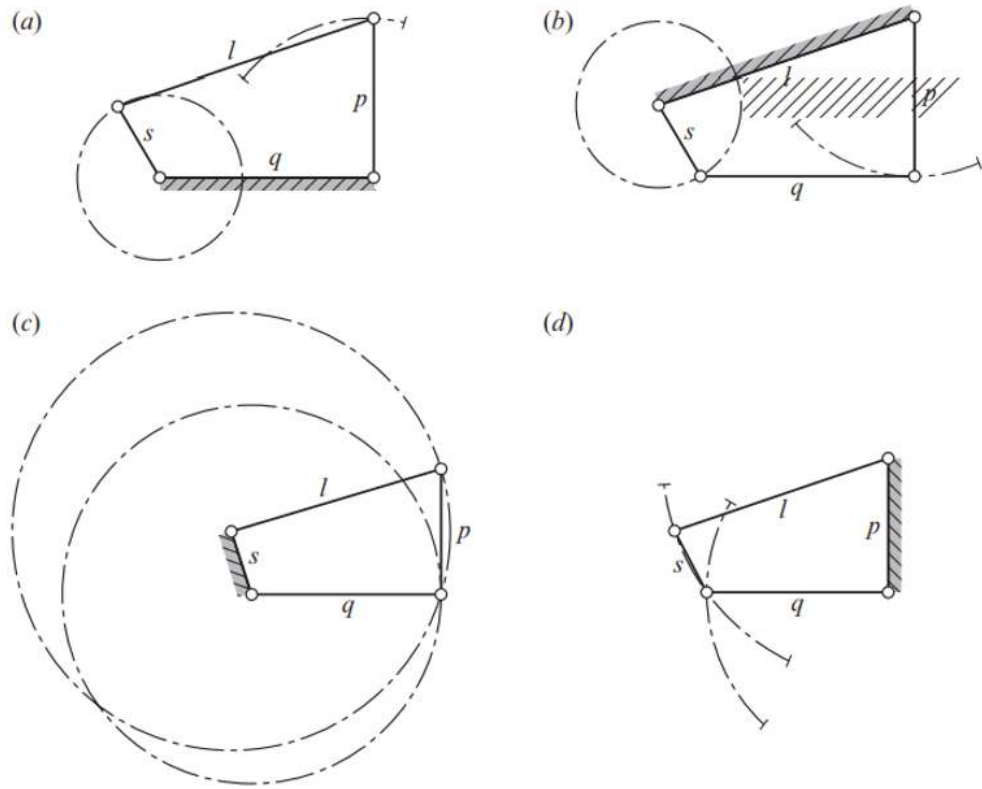
Bu denklemde;

- l : En uzun uzvun uzunluğu
- s : En kısa uzvun uzunluğu
- p : Kalan iki uzuvdan birinin uzunluğu
- q : Kalan iki uzuvdan birinin uzunluğu

Grashof yasasında uzuvların bağlanması sırasını ya da dört kol mekanizmasının hangi uzvunun sabit olduğunu belirtmediğine dikkat edilmelidir. Bu nedenle; bu dört uzuvdan herhangi birini sabitlemekte özgürüz (Uicker et al., 2017).

Denklem (4) ü sağlayan mekanizmalara Grashof mekanizmaları denir. Buna göre en az bir uzuv sabit uzva göre tam dönme hareketi yapmaktadır. Sabit uzva bağılı kolların krank ya da sarkaç olmasına göre hareket açısından üç değişik dört çubuk mekanizması oluşacaktır (Şekil 20).

- i. Sabit uzuv, en kısa uzva komşu ise kol-sarkaç mekanizması elde edilmektedir. En kısa uzuv tam dönme ve sabit uzva bağlı diğer uzuv ise sarkaç hareketi yapmaktadır.
- ii. Sabit uzuv, en kısa uzuv olursa çift-krank mekanizması elde edilir. Sabit uzva bağlı uzuvların iki de tam dönme yapmaktadır.
- iii. Sabit uzuv, en kısa uzvun karşısında ise çift-sarkaç elde edilir. Sadece biyel tam dönme yapmaktadır.



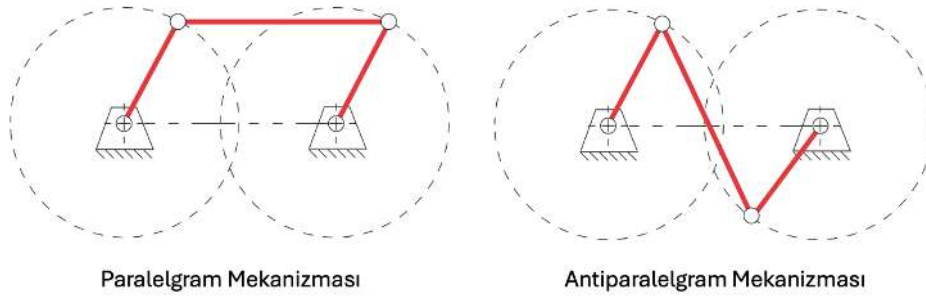
Şekil 20: (a, b) Kol-Sarkaç Mekanizması
(c) Çift Kol Mekanizması
(d) Çift Sarkaç Mekanizması

Denklem (4) ü sağlamayan mekanizmalara Grashof olmayan mekanizmalar denir. Grashof olmayan mekanizmaların hiçbiri uzvu sabit uzva göre tam dönme hareketi yapmamaktadır.

$$l + s > p + q \quad (5)$$

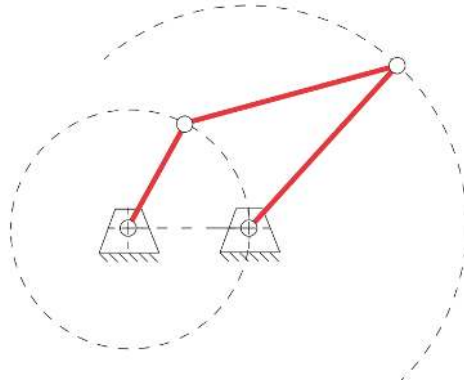
Denklem (5) 'e göre hangi uzuv sabit olursa olsun sadece değişik salınım açıları olan çift-sarkaç mekanizması elde edilmektedir. Bu denkleme göre; kol-sarkaç, çift-kol ve çift sarkaç mekanizmaları elde edilebilmektedir. Ancak tüm uzuvların bir doğru üzerinde olduğu kritik bir konum oluşmaktadır.

$$l + s = p + q \quad (6)$$



Şekil 21: Paralelgram mekanizması örnekleri

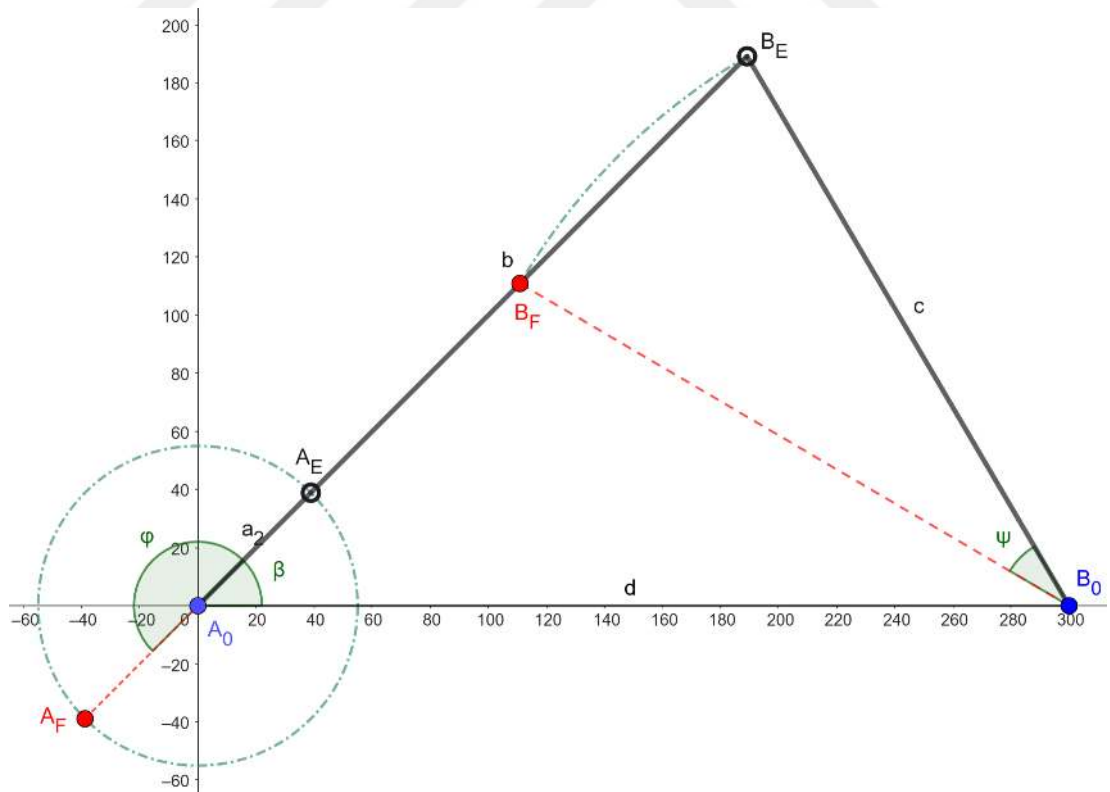
Denklem (6) 'nın diğer bir özel durumu çok bilinen bir paralelgram mekanizmasıdır. Bu durumda karşı uzuv boyutları birbirlerine eşittir. Elde edilebilecek iki değişik çift kol mekanizması vardır (Şekil 21). Ancak her iki çift kol mekanizmasının da kritik konumu olacak ve bu kritik konumda mekanizma çapraz bir konuma geçebilecektir. Denklem (6) 'nın bir diğer özel durumu ise deltoid mekanizmasıdır. Bu durumda iki aynı uzunlukta uzuv, iki aynı uzunlukta diğer uzuvlarla bağlıdır. Uzun uzuvlardan birisinin sabit olması ile bir kol-sarkaç mekanizması elde edilebilir. Kısa uzuvlardan birinin sabit olması durumunda ise, kranklardan birisinin iki turu sırasında diğer krankın bir tur attığı bir çift-kol mekanizması elde edilebilir. Bu mekanizmaya 1844 de patentini alan kişi olduğundan, Galloway mekanizması da denmektedir (Şekil 22). Dikkat edilir ise, uzuv boyutlarının tümünü bir sabit değer ile çarptığımızda veya böldüğümüzde uzuv boyutları arasında bulunan oran sabit kaldığı müddetçe, mekanizmanın hareket özellikleri değişmeyeceği gibi, uzuvların birbirlerine göre açısal konumları da aynı kalacaktır. Yani, açısal değerler uzuv boyutlarının birbirlerine göre oranlarına bağlı olup, uzuv boyutlarına bağlı değildir (Söylemez, 2010).



Şekil 22: Galloway mekanizması

2.6.2. Ölü Konumlar

Ölü konumlar bir dört çubuk (kol-sarkaç) mekanizmasının tasarımında faydalanan bir parametredir. Örneğin bir otomobilin cam silecek mekanizmasında olduğu gibi sarkaç hareketi yapan sileceğin belirli bir açıyı taraması istenebilir.



Şekil 23: Bir dört kol mekanizmasının açık ve kapalı ölü konumları

Kol sarkaç mekanizmasında sarkaç hareketi yapan çıkış uzvu iki sınır açısı arasında salınır. Sarkaç önce yavaşlar ve bu noktada durduktan sonra yönünü değiştirerek ters yönde hareketine devam eder. Sarkacın limit konumları ya da hızının sıfır olduğu bu konumlara ölü konum adı verilmektedir (Stanisic, 2015).

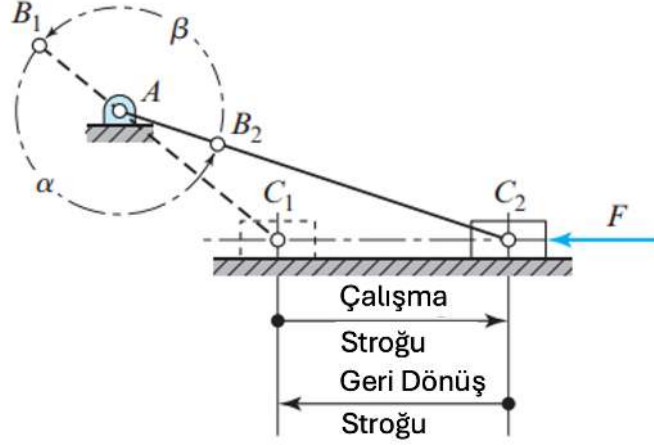
Şekil 23 de görüldüğü gibi açık ölü konumda 2 ve 3 uzuvları aynı hat üzerinde açık bir vaziyette (uç-uca) iken kapalı ölü konumda bu uzuvlar üst üste binmektedir.

Kol-sarkaç mekanizmasında sarkaç iki sınır açısı arasında salınır. Genellikle krank giriş uzvu olup sarkaç ise çıkış uzvudur. Sarkacın bir yöne doğru yapmakta olduğu salınım yavaşlar ve bir konumda durduktan sonra yön değiştirerek ters yöne doğru salınım yapar. Bu, krankın 360° dönmesi sırasında iki defa tekrarlar. Sarkacın limit konumları ya da hızının sıfır olduğu konumlar, kol-sarkaç mekanizmasının ölü konumları olarak tanımlanır (Söylemez, 2010).

2.6.3. Zaman Oranı

Birçok uygulamada mekanizmalar, parçaların bir montaj hattı boyunca itmek, kaynak yapılırken parçaları birbirine kenetlemek ya da otomatik bir paketleme makinasında karton kutuları katlamak gibi tekrarlayan işlemleri gerçekleştirmek için kullanılır. Bu tür uygulamalarda genellikle sabit hızlı bir motor kullanılması tercih edilir. Bu tür tekrarlayan işlemlerde, genellikle mekanizmaların yük altında olduğu, ilerleme veya çalışma stroğu olarak adlandırılan bir döngü kısmı ve mekanizmanın çalışmadığı, sadece işlemi tekrarlamak için geri döndüğü, dönüş stroğu olarak adlandırılan bir döngü kısmı vardır (Şekil 24) (Uicker et al., 2017).

Krank-biyel mekanizmasını düşünelim. Piston C_1 konumundan C_2 konumuna sağa doğru hareket ederken F yükünün üstesinden gelmek için iş gerekebilir, ancak yük kaldırılmış olabileceğinden C_1 konumuna dönüşü sırasında gerekmebilir. Bu gibi durumlarda, motorun güç gereksinimini minimumda tutmak ve değerli zamanın boşa harcanmasını önlemek için, pistonun geri dönüşü strok boyunca ilerleme (veya çalışma) strok sırasında olduğundan çok daha hızlı hareket edeceği şekilde bir mekanizma tasarlamak arzu edilir. (yani işi yapmak için döngü süresinin daha büyük bir kısmını geri dönüş için daha az bir kısmını kullanmak)



Şekil 24: Krank-biyel mekanizması çalışma ve geri dönüş stroğu gösterimi

Bu açıdan bir mekanizmanın uygunluğunun bir ölçüsü olan ilerleme-geri dönüş oranı (zaman oranı) şu şekilde tanımlanır.

$$TR = \frac{\alpha}{2\pi - \alpha} \quad (7)$$

Bu oran yapılan iş miktarına ya da tahrik motorunun hızına bağlı değildir. Mekanizmanın kendisinin kinematik bir özelliğidir. Bu nedenle, bu oran tamamen grafik yapılar ile tasarım ve analiz için kullanılabilir.

Açık ölü konumdan kapalı ölü konuma hareket edilirken krankın yapmış olduğu dönme miktarı ise α kadar, kapalı ölü konumdan açık ölü konuma hareket sırasında ise $2\pi - \alpha$ kadardır.

Genellikle sarkacın bir yönde hareketi sırasında iş yapılır diğer yönde sistem başlangıç noktasına boş olarak getirilir. Mühendis olarak genel hedefimiz sürati, dolayısı ile de verimliliği artırmaktır. Hız ise yapılan işin tipine bağlı olup maksimum çalışma hızı işin türü ile belirlenir. Ancak iş, sarkacın bir yönde dönmesi sırasında yapılıyor ise, ters yönde dönme sırasında iş yapılmadığından hız artırılabilir. Bu şekilde bir birim iş için geçen süre kısaltılabilir. Sabit dönen bir krank için bu, iş yapılan sarkaç dönme yönünde buna karşı gelen krank dönme açısının 180° fazla olması, ters yönde hareket sırasında ise, krank dönme açısının 180° az tutulması ile sağlanır (Uicker et al., 2017).

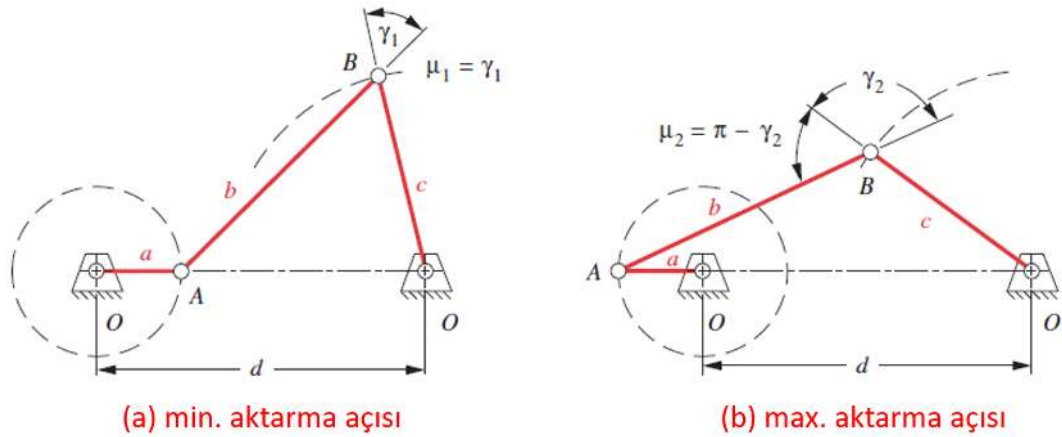
2.6.4. Bağlama (Aktarma) Açısı

Bir mekanizmanın pratikteki uygulamaları düşünüldüğünde, giriş uzvundan çıkış uzvuna kuvvet iletim kabiliyetini değerlendirmek, mekanizmanın yük altında nasıl davranış göstereceğini bilmek tasarım açısından önemlidir (Jensen, 1991).

İletim ya da aktarma açısı (μ) bir mekanizmanın yük altında davranışını gösteren kinematik bir parametredir (Şekil 25). Aktarma açısı 90° olduğunda biyelden iletilen kuvvetin tamamı sarkaç uzvuna etki etmekte ve dolayısıyla en büyük moment elde edilmektedir

Ayrıca aktarma açısının mekanizmanın sabit bir parametresi olmadığı, krankın kol açısına göre değişmektedir. Optimum aktarma açısı 90° 'dir ve dört çubuk mekanizmasında aktarma açısı en çok bir ya da iki defa bu değeri alacaktır. Diğer konumlarda 90° den farklı değerler alacaktır. Pratikte aktarma açısının 90° den yaptığı sapmanın 40° ya da 50° den az olması mekanizmanın yük altında çalışabilmesi için gereklidir.

$$\mu = \cos^{-1} \left(\frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2}{2bc} + \frac{ad}{bc} \cdot \cos \theta_2 \right) \quad (8)$$



Şekil 25: Max. ve min. aktarma açıları

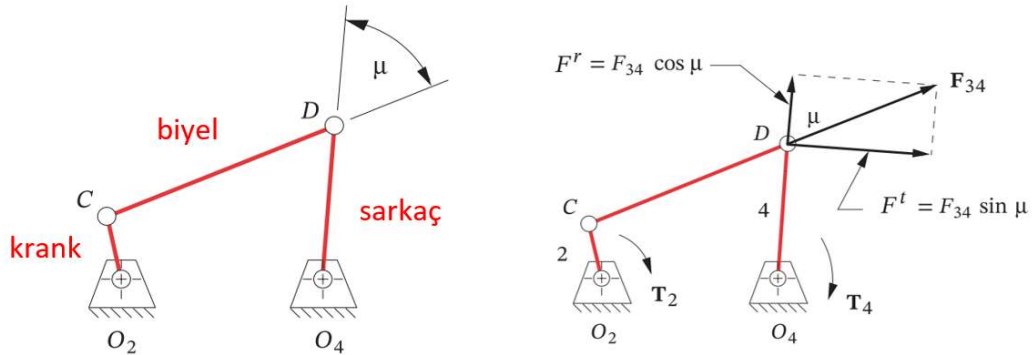
Mekanizma tasarımı için kriterler arasında giriş torkunda min. dalgalanma, kompakt boyutlar ve uzuv oranları, iyi kuvvet iletimi, düşük yatak yükleri, az titreşim, az aşınma, optimum aktarma açısı ve daha yüksek harmonikler yer almaktadır. Alt tarafından belirtildiği gibi aktarma açısı mekanizma tasarımı açısından önemlidir (Balli

& Chand, 2002). Dört kol mekanizması için max. ve min. aktarma açısı 0° ve 180° konumlarında meydana geldiği için (Norton, 2020; Söylemez, 2010; Turhan, 2021; Uicker et al., 2017)

$$\cos \mu_{\max} = \frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2}{2bc} \pm \frac{ad}{bc} \quad (9)$$

Hareket sırasında aktarma açısının değeri belirli bir aralıkta değişim gösterir ve en uygun değeri 90° 'dir. Tavsiye edile aktarma açısı değeri $90^\circ \pm 50^\circ$ 'dir. (Balli & Chand, 2002).

Mekanizmanın aktarma açısı, hareketin kalitesi, performansın hassasiyeti, ortaya çıkacak gürültü seviyesi ve genel maliyetin iyi bir göstergesidir (Kimbrell Jack T., 1991). Mekanizmalar için faydalı bir performans göstergesidir, elde edilen çözümleri karşılaştırmada bir temel oluşturur. Aktarma açısı 90° den çok fazla sapan mekanizmalar operasyonel olarak kötü karakteristik (yüksek hızlarda ses vb.) gösterirler (Hartenberg & Denavit, 1964). Eğer aktarma açısı 0° ise, kilitleme meydana gelir (Balli & Chand, 2002).



Şekil 26: Dört kol mekanizmalarında aktarma açısı ve aktarma açısının mafsal kuvvetleri ile olan ilişkisi

Aktarma açısı 0° ya da 180° iken hareketin aktarımı mümkün değildir. Eğer aktarma açısı 0° ise çıkış uzvunda tork olmayacaktır. Çok küçük ya da çok büyük aktarma açısı harekette büyük hatalara, üretim hatalarına karşı yüksek hassasiyete,

gürültüye ve kabul edilemez mekanizma gibi sonuçlara ulaştırır (Şekil 26) (Kimbrell Jack T., 1991).

Geometrik ya da analitik kinematik tasarımın ilk aşamasında, aktarma açısının bilinmesi gereklidir. Tasarımcıya tasarımını benzer mekanizmalar ile karşılaştırma ve aralarından uygun olanı seçmesi bakımından yardımcı olur. Aktarma açısı her tasarım problemi için tek çözüm değildir, ancak çoğu mekanik uygulama (yüksek hızda ve istenmeyen titreşimler olmaksızın) için performansı garanti eder. Çözüm için uygulanabilir mekanizma sayısı da indirgenmiş olur (Balli & Chand, 2002).

Lenk ve Bock hareket iletiminin kalitesini değerlendirmek için mekanizmanın sürtünme karakteristiğini de hesaba katmıştır. Bock uygulanan kuvvetin cos açısını kullanarak hareket iletiminin kalitesini ölçmede daha iyi sonuçlar almıştır (Balli & Chand, 2002).

Eğer atalet ihmal edilirse; aktarma açısının değeri küçüldükçe mekanik avantaj azalır ve çok küçük bir sürtünme mekanizmanın kilitlenmesine sebep olur. Dört kol mekanizmasının mekanik avantajı doğrudan sinü ile orantılıdır (Balli & Chand, 2002).

Üretim hatasına karşı düşük hassasiyete sahip olmak için iyi bir iletim açısına sahip olmak gerekir. İletim açısı yeterince büyük ve toleranslar küçükse, toleransın çıkışı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir düzeydedir (Balli & Chand, 2002).

Basınç açısı (ρ), aktarma açısına (μ) yardımcı bir göstergedir ve $\rho = |90 - \mu|$. (Balli & Chand, 2002) Krank ve sabit uzvun aynı hizada olduğu durumda iki uç değerine ulaşır. Eğer bu iki değer eşit ise istenilen karakteristiğe ulaşılmıştır. Küçük basınç açıları mantıklı avantaj ve yüksek kalitede hareket iletimi sağlar (Hain Kurt, 1967).

BÖLÜM 3

KİNEMATİK SENTEZ

Mekanizma sentezi olarak da bilinmektedir. Kinematik sentez, istenen bir görevi gerçekleştirebilmek için mekanik bir sistemde, güç akışını şekillendiren mekanizmaların boyutunu ve konfigürasyonunu belirlemektir (McCarthy & Soh, 2011). Uzun ve mafsallı türleri, uzunların açısal konumları, mekanizmanın serbestlik derecesi ve uzun boyutlarının belirlenmesi de dahil olmak üzere mekanizmanın temel özelliklerini belirlemek için sistematik bir tasarım sürecini içermektedir (Şekil 27) (Uicker vd., 2017).

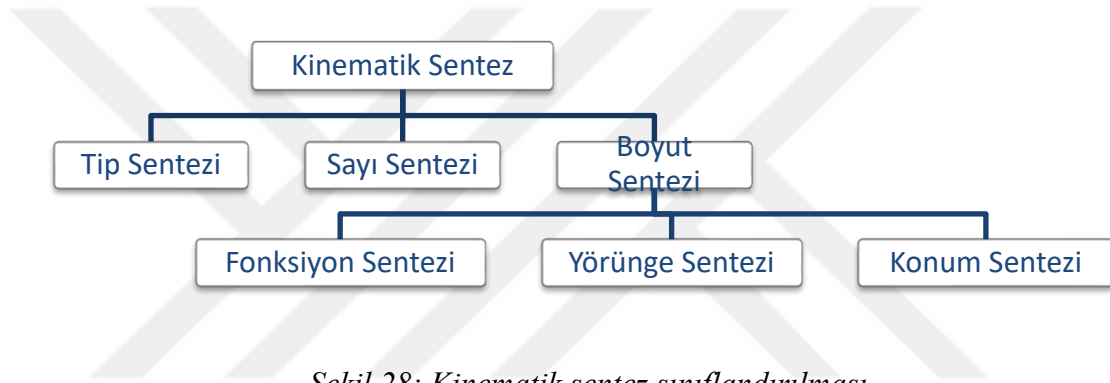


Şekil 27: Kinematik sentez akış diyagramı

Kinematik sentez problemlerinin çözümünde grafik, analitik ve nümerik olmak üzere üç yöntem bulunmaktadır. Grafik yöntemler çıkış uzvunun üçten fazla konum pozisyonu için çözüm üretmede yetersiz kalmaktadır. Analitik yöntemler ise iki, üç, dört ya da daha fazla konum pozisyonunda problem çözmek için sistematik bir yol sunmaktadır. Nümerik yöntemler ise çeşitli optimizasyon algoritmaları ile gerçekleştirilmektedir. Burada problemin çözümü matematiksel olarak, istenen ve elde

edilen çözümlerin aralarındaki farkların, toplam hata fonksiyonunun minimum olması şeklinde formüle edilmektedir.

Kinematik sentez görevinin niteliğine göre tip, sayı ve boyut sentezi olmak üzere üç temel aşamadan oluşmaktadır. Tip ve sayı sentezi kinematik sentez sürecinin kinematik kısmını ifade eder ve bazı kaynaklarda birleştirilerek yapısal sentez olarak da adlandırılabilir. Boyut sentezi ise mekanizmanın tasarım sürecini ifade etmektedir. Boyut sentezi farklı şekillerde sınıflandırılabilir olsa da genellikle; fonksiyon sentezi, yörünge sentezi ve konum sentezi olmak üzere üç alt kategoride gerçekleştirilmektedir (Şekil 28).



Şekil 28: Kinematik sentez sınıflandırılması

3.1. TİP SENTEZİ

Tip sentezi kavramı, tasarım sürecinin ilk adımı olarak “tip” seçim problemini ortaya koyan Alman profesör Franz Reuleaux'a (1829-1905) atfedilir. Kinematik sentezin ilk aşaması olan tip sentezi, mekanizma tipi hakkında karar verme sürecidir. Probleme en uygun mekanizma tipinin seçilmesidir.

Aynı giriş-çıkış ilişkisi, farklı türde mekanizmalarla gerçekleştirilebilir. Örn. dönme hareketi gidip gelmeli öteleme hareketine dönüştürülmek istendiğinde, bunun, 4 uzuvlu krank-biyel, scotch-yoke ya da 6 uzuvlu çabuk geri dönüş mekanizmalarından herhangi biri, ya da doğrusal hareketli kam mekanizması ile yapılabileceği; istenirse daha fazla uzuv sayısına sahip mekanizmalar kullanılarak bambaşka seçenekler de üretilebileceği bilinmektedir (Turhan, 2021).

Kullanım şekli, üretim süreçleri, yapısal malzemeleri, güvenlik, ekonomiklik ve çalışma alanı mekanizma tipi seçimini etkileyen faktörlerden bazılarıdır (Uicker et al., 2017).

3.2. SAYI SENTEZİ

Sayı sentezi, belirli bir hareket dizisi oluşturmak için uygulanabilir alternatifler üretmekten oluşur: gerekli serbestlik dereceleri, uzuv ve mafsalları sayıları, öngörülen parçaların türü ve bağlanabilirliği (uzuv ve kinematik çiftler); istenen mekanizmaların bağlanabilirliği ve karmaşıklığı. Yapısal karmaşıklık, bağlantı sayısı, kinematik zincirin eklem sayısı vb. açısından belirtilebilir.

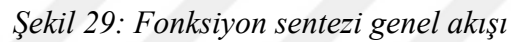
Çok sayıda potansiyel kombinasyonun incelenmesinin ardından, sayı sentezi yoluyla optimum uzuv kombinasyonu ve dizilimi seçilmektedir. Tip ve sayı sentezi birlikte yapısal sentez olarak da adlandırılmaktadır.

3.3. BOYUT SENTEZİ

Tür seçimi yapıldıktan sonra kinematik diyagramı ortaya çıkmış olsa da bir mekanizmanın istenilen hareket özelliklerine sahip olması ancak kinematik bakımından önem taşıyan boyutlarının bu amaca uygun olarak seçilmesiyle mümkündür. (mekanizmanın kinematik bakımdan önem taşımayan ve mukavemet özellikleri, dinamik performans, işlevsellik vb. ölçütler ışığında belirleyecek boyutları burada kapsam dışıdır).(Turhan, 2021) Boyut sentezindeki amaç, planlanmış bir çıkış hareketini elde edebilmek için gerekli olan mekanizmanın uzuv boyutlarını, konumlarını ve mafsalları koordinatları belirlemektir.

İstenilen mekanizma yapısının optimum boyutunu belirlemek için boyut sentezi probleminin çözümünde grafik, analitik ve nümerik olmak üzere üç çözüm yöntemi kullanılmaktadır(Erdman et al., 2001; Sandor & Erdman, 1984). Kinematik sentezi, birden fazla gövde için gövde güdümü, yörünge ve fonksiyon üretme gibi kinematik görevler için mekanizmaların bulunması şeklinde basitçe tariflenebilir.

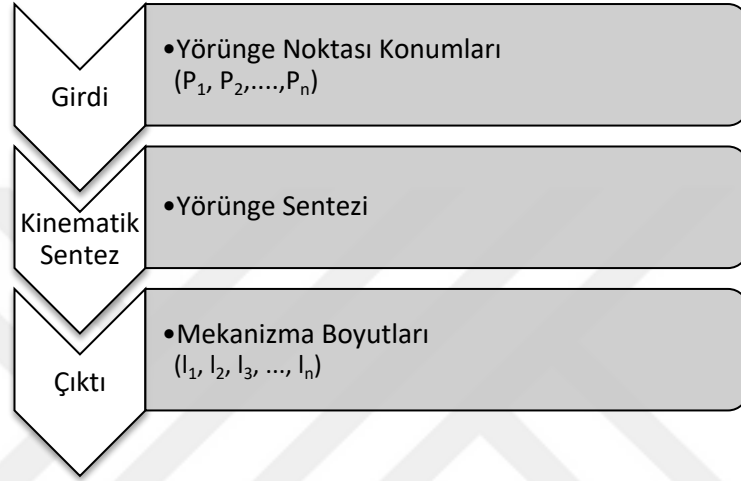
Şekil 29: Fonksiyon sentezi genel akışı



40

Bu tür uygulamalarda mekanizmanın sabit uzvuyla doğrudan bağlantı halinde bulunan hareketli bir uzvun sabit uzva göre konumunu tanımlayan s koordinatını giriş uzvunun q koordinatı ile $s=g(q)$ olacak şekilde ilişkilendiren g fonksiyonunun mekanizma kullanılarak sağlanması istenir (Turhan, 2021).

Sabit uzva bağlı olmayan uzva biyel uzvu denmektedir. Bu uzuv üzerinde bulunan bir nokta (biyel noktası) sabit uzuv üzerinde bir eğri çizecektir. Genel olarak altıncı dereceden olan bu eğriye biyel eğrisi denir (Söylemez, 2023).



Şekil 31: Yörünge sentezi genel akışı

Biyel eğrisi, uzuv boyutlarına ve biyel noktasının biyel üzerinde konumuna göre değişik şekillerde olabilir. Uygun uzuv boyutları ve biyel noktası seçimi ile biyel eğrisi belirli bir aralıkta bir doğruya, bir daireye veya başka bir eğriye (örneğin film sürme mekanizmasında bir kısmı bir doğru ile benzeşen D şeklinde bir eğri) benzeştirilebilir (Şekil 31 ve Şekil 32). Bu tür problemlere yörünge sentezi denmektedir (Söylemez, 2023).

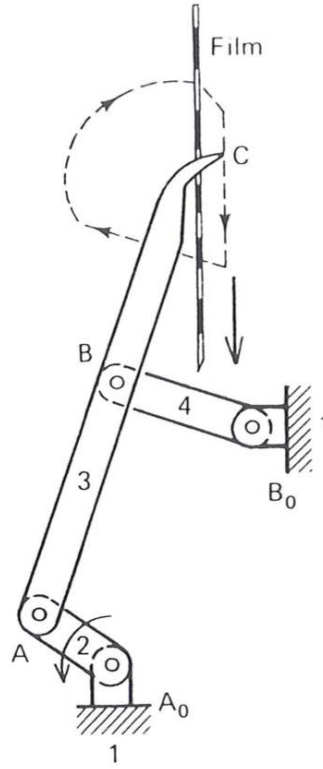
Mekanizmanın genel düzlemsel hareket yapan bir uzvuna ait bir P noktasına düzlemde arzu edilen bir yörüngeyi çizdirmek üzere

$$g_P(q) = \begin{cases} x_P(q) \\ y_P(q) \end{cases}$$

fonksiyonunun, ya da giriş uzvunun q konumundan bağımsız olarak yalnızca

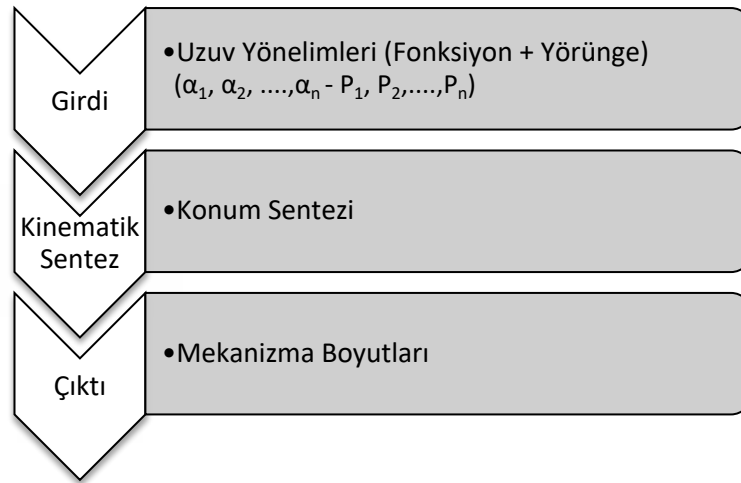
$$h_P(x_P, y_P) = 0$$

fonksiyonunun sağlatılması problemidir.



Şekil 32: Yörünge sentezi örneği (film sarma makinası ya da D mekanizması)

Bu problemlerden ikincisinde, P'ye yalnızca istenen yörüngeyi çizdirilmesiyle yetinilmekle, ilkinde ise yörünge noktaları ile giriş uzvunun q koordinatı (dolayısıyla da t zamanı) arasında belli bir eşleşmenin de bulunması istenmektedir. Bu nedenle ilk problem özel olarak zamanlamalı yörünge çizdirme problemi olarak adlandırılır (Turhan, 2021).



Şekil 33: Konum sentezi

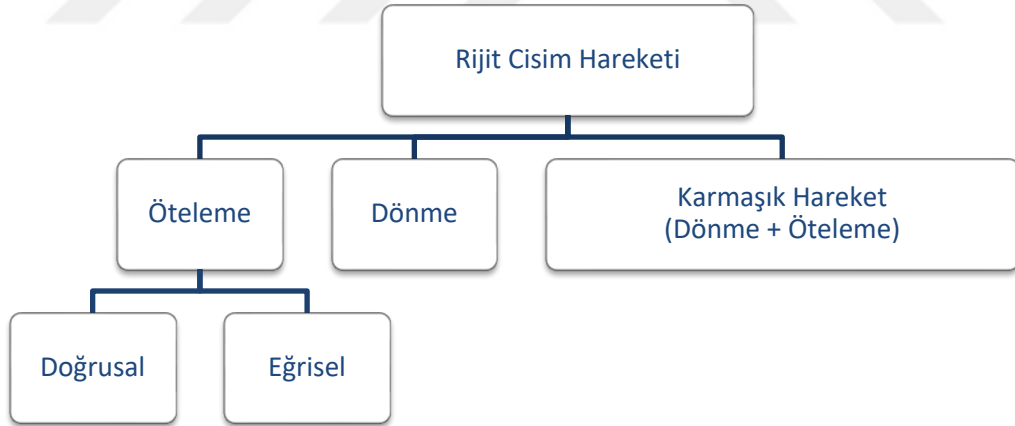
BÖLÜM 4

KİNEMATİK ANALİZ

Mekanik bir sistemin tasarımındaki ilk sorun kinematiği anlamaktır. Kinematik, hareketi üreten kuvvetlerden ayrı olarak hareketin incelenmesidir. Özellikle kinematik; konum, yer değiştirme, dönme, hız, ivme ve jerk (sarsıntı) incelenmesidir(Uicker vd., 2017).

Euler 'in dinamiği kinematik ve kinetik olarak ayırmasını, rijit cisimler ile çalışması varsayımına dayanır. Neyse ki, tüm gerçek makina parçaları bir dereceye kadar esnek olsa da makineler genellikle nispeten sert (rijit) malzemelerden tasarlanır ve parça sapmalarını minimumda tutar. Bu nedenle, bir makinenin kinematik performansını analiz ederken deformasyonun ihmal edilebilir ve parçaların rijit olduğunu varsaymak yaygın bir uygulamadır (Uicker vd., 2017).

Rijit cisim hareketi öteleme, dönme ve karmaşık hareket olmak üzere hareket üç kategoride sınıflandırılmaktadır (Şekil 35).



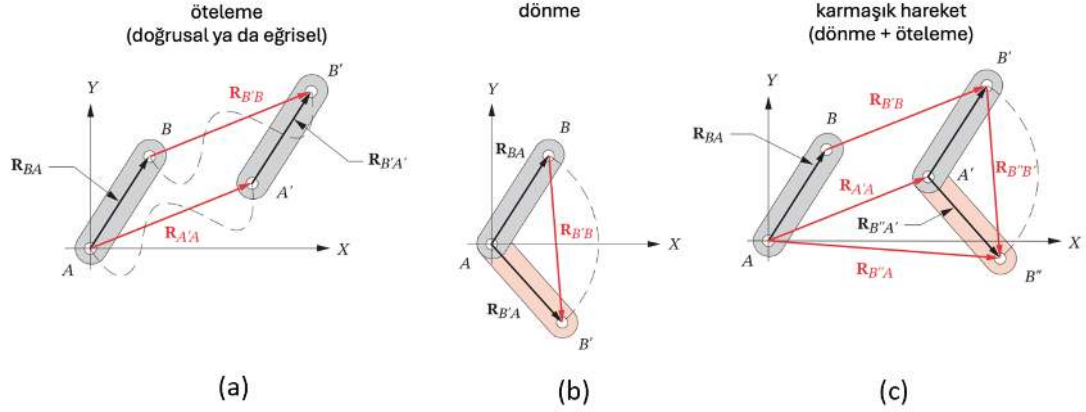
Şekil 35: Rijit cisim hareketinin sınıflandırılması

i. Öteleme

Rijit cisim üzerindeki her hattın referans konumuna göre paralel kaldığı hareket olarak tanımlanmaktadır. Doğrusal ve eğrisel olmak üzere iki çeşittir (Şekil 36a).

Doğrusal öteleme; cisim üzerindeki noktaların tamamı düzleme paralel doğrular halinde hareket ederler.

Eğrisel öteleme ise; cisim üzerindeki tüm noktalar eşleşmiş eğrisel yörüngeler üzerinde hareket etmektedir.



Şekil 36: Rijit cisim hareket örnekleri

ii. Dönme

Rijit cisim üzerindeki noktaların dönme eksenini etrafındaki dairesel yörüngelerde hareket ettiği ve dönme eksenine dik olan rijit cisim üzerindeki çizgilerin eş zamanlı aynı miktar açıyla döndükleri hareket olarak tanımlanmıştır (Şekil 36b).

iii. Genel Düzlemsel Hareket

Dönme ve öteleme hareketinin eş zamanlı bir kombinasyonudur ve cisim üzerindeki hatların herhangi bir referans çizgisine göre hem doğrusal konumunun hem de açısal yönünün değiştiği hareket olarak tanımlanmıştır (Şekil 36c).

Kinematik analiz; boyutları bilinen mekanizmalarda hareket özelliklerini belirlemek için yapılan çalışmaların tamamıdır (Şekil 37). Hareketli bir rijit uzuv üzerindeki bir noktanın yer değişimi, hızı ve ivmesi verilen giriş uzvu hareket karakteristiğine göre belirlenmektedir (Söylemez, 2010). Mekanizmaların kinematik analizinde grafik ve analitik olmak üzere iki yöntem uygulanmaktadır.



Şekil 37: Kinematik analizi akış diyagramı

4.1. GRAFİK YÖNTEM

Grafik yöntemin temel dayanağı geometrik ve kinematik bağıntılardır. Kinematik bağıntılar geometrik olarak temsil edilerek mekanizma uzuvlarının hız ve ivmeler, çizim yoluyla elde etmektedir. Bu yöntemin avantajları için, kolaylıkla çözüme varılması, mekanizmanın konumlarının görülebilir olması ve yüksek dereceli cebirsel denklemler ve bunların çözümleri ile uğraşılmamasıdır. Ancak yöntemin uygulanmasında ölçü ve çizim hataları sebebi ile kesin sonuçlar elde edilememektedir.

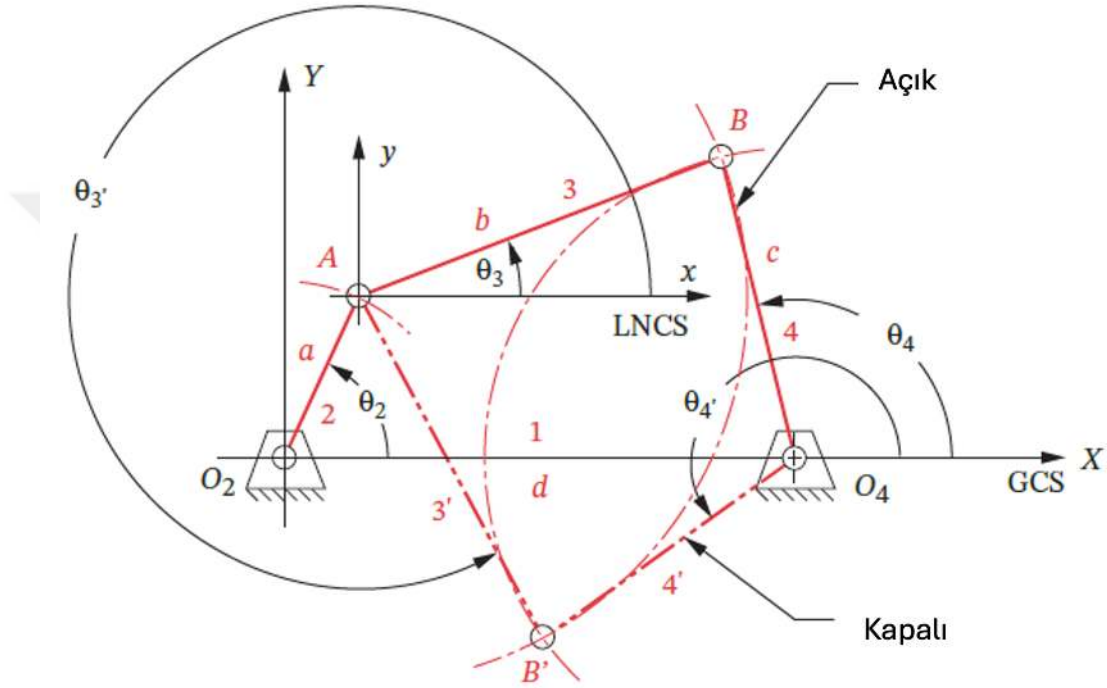
Mekanizma tasarımcısı ve konstrüksiyon mühendisi tarafından mekanizmanın uzuvlarına ait hız ve ivmelerin en büyük ya da en küçük değerlerini bilinmek istenir. Bu durumda mekanizmanın bir tek konumu yerine çok daha fazla sayıda konum pozisyonu için analizin yapılması gerekmektedir. Mekanizmanın çok sayıda konum pozisyonu için, grafik yöntem oldukça yorucu ve zaman alıcı bir hesaplama yöntemidir.

Dört kol mekanizması gibi herhangi tek serbestlik dereceli bir mekanizmanın tüm uzuvlarının konumunu tamamen tanımlamak için tek parametre gereklidir. Bu parametre genellikle giriş uzvu açısı, θ_2 olarak seçilir

Dört kol mekanizmasının grafik konum analizi basittir ve temel geometri bilgisi ile elde edilebilir. Şekil 40 grafik konum analizine ait bir çözümü gösterir. a, b, c ve d uzuv uzunlukları ve θ_2 giriş açısı verilmiş bir dört kol mekanizması gösterilmiştir. Dört kol mekanizmasının iki çözümü bulunur. Bunlar açık ve kapalı

olarak adlandırılırlar. Seçilen konfigürasyona göre θ_3 , θ_4 açılarının aldığı değerle farklılık gösterir (Şekil 38).

Grafik çözüm mekanizmanın tek bir pozisyonu için çözüm sunar. Kinematik analizde mekanizmanın tüm hareketini inceler ve limitleri, max. ve min. hız/ivme değerlerini bulmak isteriz. Bu tip ihtiyaçlar için grafik çözüm çok uygun değildir.



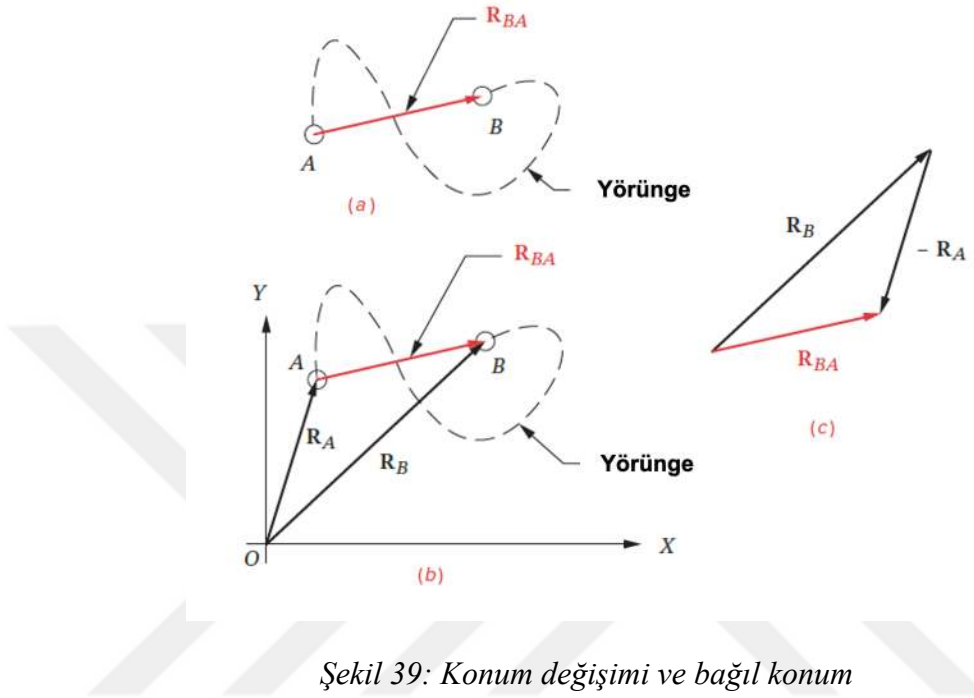
Şekil 38: Dört kol mekanizması açık ve kapalı konfigürasyonları

4.2. ANALİTİK YÖNTEM

Mekanizmaların analitik yöntemle kinematik analizinde geometrik ve cebirsel esaslardan hareketle sonunda mekanizmanın uzuvlarına ait konum, hız ve ivmeleri için analitik bağıntılar bulunmaktadır.

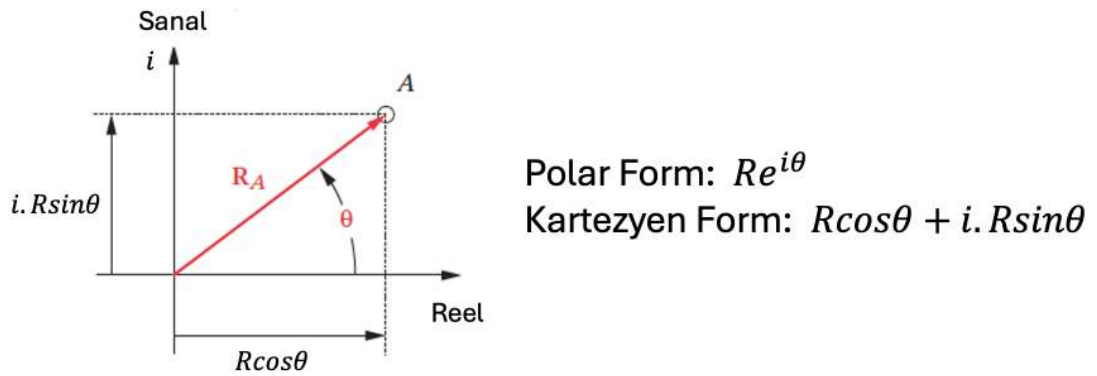
Dört çubuk mekanizması, krank-biyel mekanizması ve buna benzer az uzuvlu mekanizmalar için analitik bağıntıların elde edilmesi nispeten kolay ve mümkün olsa da çok uzuvlu mekanizmalar için güçlükler vardır. Mekanizmanın analizi için matematik bağıntılar bir kere doğru olarak elde edildikten sonra mekanizmanın konum, hız ve ivme bağıntılarındaki parametreler için istenilen sayıda analiz

edilebilmektedir. Tüm mekanizmaları tek bir bağıntı ile temsil etmek mümkün olmayacağına göre analitik yöntem konum, hız ve ivmeleri için matematik denklemleri elde edilmiştir ve elde edilmesi mümkün olan mekanizmalar için iyi sonuçlar sunmaktadır (Uicker vd., 2017).



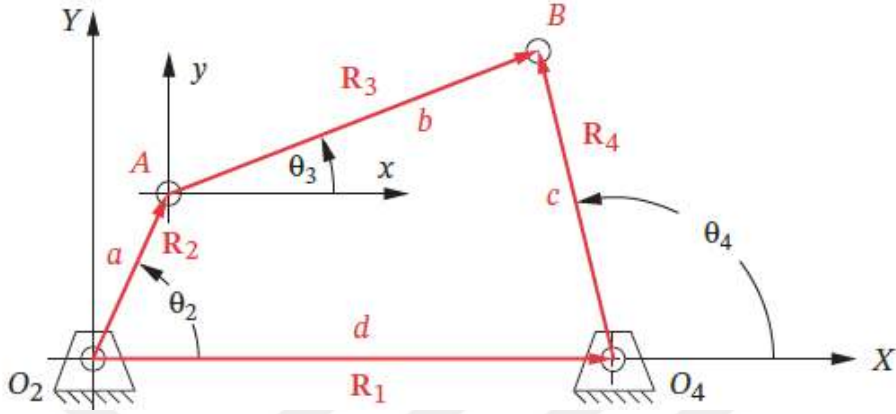
Şekil 39: Konum değişimi ve bağıl konum

Konum analizinde izlenecek yöntemlerden bir diğeri devre kapalılık denklemleri oluşturmak. Bu yöntemde dört kol mekanizmasının uzunlukları pozisyon vektörü olarak gösterilir ve ifade edilir. Tüm vektörlerin toplamı sıfır olacak şekilde, devre kendisini bir döngü olarak kapatır (Şekil 39). Vektörlerin gösterimi için polar ya da kartezyen koordinat sisteminden faydalanabiliriz (Şekil 40).



Şekil 40: Bir vektörün karmaşık sayı notasyonunda gösterimi ve tanımı

Kinematik analiz; boyutları bilinen mekanizmalarda hareket özelliklerini belirlemek için yapılan çalışmaların tamamıdır. Hareketli bir rijit uzuv üzerindeki bir noktanın yer değişimi, hızı ve ivmesi verilen giriş uzvu hareket karakteristiğine göre belirlenmektedir (Söylemez, 2010).



Şekil 41: Dört kol mekanizması pozisyon vektörlerinin gösterimi

Dört kol mekanizması için devre kapalılık denklemi Şekil 41'e göre yazılırsa.

$$\mathbf{R}_2 + \mathbf{R}_3 - \mathbf{R}_4 - \mathbf{R}_1 = 0 \quad (10)$$

$$R_A + R_{BA} - R_{BO_4} - R_{O_4} = 0 \quad (11)$$

Vektör denklemini karmaşık sayı formunda yazarsak.

$$ae^{i\theta_2} + be^{i\theta_3} - ce^{i\theta_4} - de^{i\theta_1} = 0 \quad (12)$$

Bu denklemde \$a\$, \$b\$, \$c\$ ve \$d\$ uzunlukları ile \$\theta_1\$ ve \$\theta_2\$ açıları biliniyor ise \$\theta_3\$ ve \$\theta_4\$ değerleri bu parametrelere bağlı birer fonksiyon olarak tanımlayıp hesaplayabiliriz.

Denklem (12) yi polar formda yeniden yazarsak

$$a(\cos\theta_2 + i.\sin\theta_2) + b(\cos\theta_3 + i.\sin\theta_3) - c(\cos\theta_4 + i.\sin\theta_4) - d(\cos\theta_1 + i.\sin\theta_1) = 0 \quad (13)$$

$\theta_1=0$ olarak kabul edip Denklem (13) ü reel ve sanal kısımlarını ayrı ayrı yazar ve θ_3 'ü bir tarafta toplarsak

$$b.\cos\theta_3 = -a.\cos\theta_2 + c.\cos\theta_4 + d \quad (14)$$

$$b.\sin\theta_3 = -a.\sin\theta_2 + c.\sin\theta_4 \quad (15)$$

Denklem (14) ve (15) in karelerini toplar ve düzenlersek

$$\frac{d}{a}\cos\theta_4 - \frac{d}{c}\cos\theta_2 + \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ac} = \sin\theta_2.\sin\theta_4 + \cos\theta_2.\cos\theta_4 \quad (16)$$

Denklem (16) 'yı sadeleştirmek için K_1 , K_2 ve K_3 terimleri tanımlanır. Bu katsayıları Freudenstein katsayıları da denir.

$$K_1 = \frac{d}{a} \quad (17)$$

$$K_2 = \frac{d}{c} \quad (18)$$

$$K_3 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ac} \quad (19)$$

Denklem (16) düzenlenirse

$$K_1.\cos\theta_4 - K_2.\cos\theta_2 + K_3 = \sin\theta_2.\sin\theta_4 + \cos\theta_2.\cos\theta_4 \quad (20)$$

Denklem (20) için yarım açı fonksiyonları yazılır

$$\sin\theta_4 = \frac{2\tan(\frac{\theta_4}{2})}{1 - \tan^2(\frac{\theta_4}{2})} \quad (21)$$

$$\cos\theta_4 = \frac{1 - \tan^2(\frac{\theta_4}{2})}{1 + \tan^2(\frac{\theta_4}{2})} \quad (22)$$

Denklem (20) yarım açı fonksiyonları kullanılarak düzenlenir ve aşağıdaki formda yazılır

$$A. \tan^2\left(\frac{\theta_4}{2}\right) + B. \tan\left(\frac{\theta_4}{2}\right) + C = 0 \quad (23)$$

$$A = \cos\theta_2 - K_1 - K_2. \cos\theta_2 + K_3 \quad (24)$$

$$B = -2\sin\theta_2 \quad (25)$$

$$C = K_1 - (K_2 + 1). \cos\theta_2 + K_3 \quad (26)$$

Denklem (23) θ_4 için çözülürse

$$\theta_4 = 2 \tan^{-1}\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}\right) \quad (27)$$

$\theta_1=0$ olarak kabul edip Denklem (13) ü reel ve sanal kısımlarını ayrı ayrı yazar ve θ_4 'ü bir tarafta toplarsak

$$c. \cos\theta_4 = a. \cos\theta_2 + b. \cos\theta_3 - d \quad (28)$$

$$c. \sin\theta_4 = a. \sin\theta_2 + b. \sin\theta_3 \quad (29)$$

Denklem (28) ve (29) un karelerini toplar ve düzenlersek

$$K_1. \cos\theta_3 - K_4. \cos\theta_2 + K_5 = \sin\theta_2. \sin\theta_3 + \cos\theta_2. \cos\theta_3 \quad (30)$$

Denklem (30) da tanımlanan K_2 ve K_3 terimleri

$$K_4 = \frac{d}{b} \quad (31)$$

$$K_5 = \frac{c^2 - d^2 - a^2 - b^2}{2ab} \quad (32)$$

Denklem (30) için yarım açı fonksiyonları yazılır.

$$\sin\theta_3 = \frac{2\tan(\frac{\theta_3}{2})}{1 + \tan^2(\frac{\theta_3}{2})} \quad (33)$$

$$\cos\theta_3 = \frac{1 - \tan^2(\frac{\theta_3}{2})}{1 + \tan^2(\frac{\theta_3}{2})} \quad (34)$$

Denklem (30) yarım açı fonksiyonları kullanılarak düzenlenir ve aşağıdaki formda yazılır.

$$D \cdot \tan^2\left(\frac{\theta_3}{2}\right) + E \cdot \tan\left(\frac{\theta_3}{2}\right) + F = 0 \quad (35)$$

$$D = \cos\theta_2 - K_1 - K_4 \cdot \cos\theta_2 + K_5 \quad (36)$$

$$E = -2\sin\theta_2 \quad (37)$$

$$F = K_1 + (K_4 - 1) \cdot \cos\theta_2 + K_5 \quad (38)$$

Denklem (35) θ_3 için çözülürse

$$\theta_3 = 2 \tan^{-1} \left(\frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4DF}}{2D} \right) \quad (39)$$

Açısal hız için denklem (12) 'nin zamana göre türevini alınır

$$ia \cdot e^{i\theta_2} \omega_2 + ib \cdot e^{i\theta_3} \omega_3 - ic \cdot e^{i\theta_4} \omega_4 = 0 \quad (40)$$

Denklem (40) 'ı kartezyen formda düzenler, reel ve sanal kısımları ayrı ayrı yazar ve elde edilen denklemleri ω_3 ve ω_4 için çözersek

$$\omega_3 = \frac{a\omega_2 \sin(\theta_4 - \theta_2)}{b \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (41)$$

$$\omega_4 = \frac{a\omega_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)}{c \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (42)$$

Açısal ivme için denklem (40) 'ın zamana göre türevini alınır

$$(-a\omega_2^2 e^{i\theta_2} + ia\alpha_2 e^{i\theta_2}) + (-b\omega_3^2 e^{i\theta_3} + ib\alpha_3 e^{i\theta_3}) - (-c\omega_4^2 e^{i\theta_4} + ic\alpha_4 e^{i\theta_4}) = 0 \quad (43)$$

Denklem (43) 'ü kartezyen formda düzenler, reel ve sanal kısımları ayrı ayrı yazar ve elde edilen denklemleri ω_3 ve ω_4 için çözersek

$$\alpha_3 = \frac{a\omega_2^2 \cos(\theta_4 - \theta_2) - a\alpha_2 \sin(\theta_4 - \theta_2) + b\omega_3^2 \cos(\theta_4 - \theta_3) - c\omega_4^2}{b \sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (44)$$

$$\alpha_4 = \frac{-a\omega_2^2 \cos(\theta_3 - \theta_2) + a\alpha_2 \sin(\theta_3 - \theta_2) - b\omega_3^2 + c\omega_4^2 \cos(\theta_3 - \theta_4)}{c \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (45)$$

BÖLÜM 5

YÖNTEM

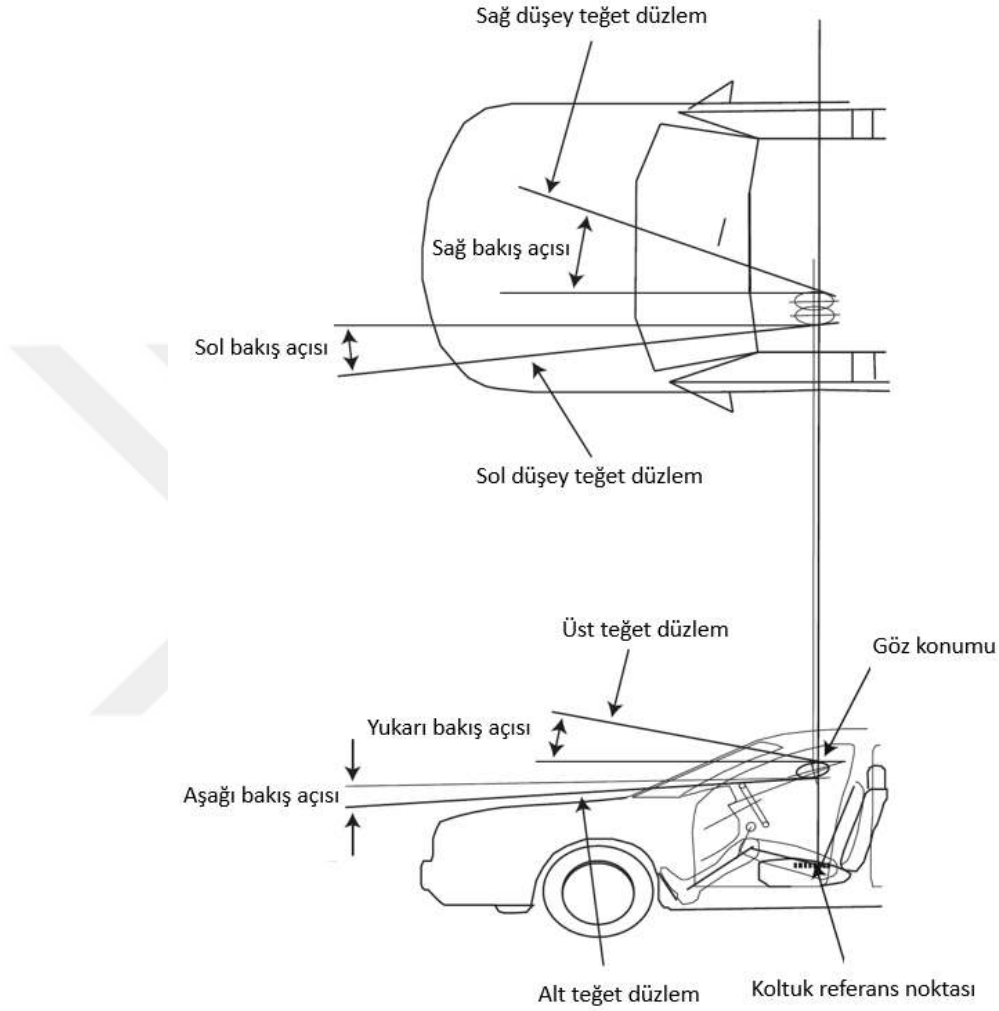
5.Bölümde ise mekanizmanın tasarımı için izlenecek yöntem detayları ile paylaşılmıştır. Önce aracın satılacağı pazara göre (ABD, Avrupa, Körfez Ülkeleri vb.) regülatif gereksinimleri (FMVSS, ECE, GSO vb.) belirlenmiştir. Bu gereksinimlere uygun olacak şekilde görüş alanları ve min. silme oranlarını belirlenmiştir. Silecek silme düzeni seçilmiş, silecek yerleşimi belirlendikten sonra silecek kolu parametreleri kullanılarak silinen alan belirlenmiştir. Silme alanının regülatif isterleri destekleyip desteklemediği kontrol edilmiş ve uygun yerleşim sonrası silme açıları belirlenmiştir. Kinematik sentez için gerekli girdiler (giriş uzvu dönüşü, çıkış uzvu salınımı, sabit uzuv boyu gibi) elde edildikten sonra mekanizmanın tasarım aşamasında geçilmiştir. Tip sentezi kısmında geçmişte yapılan çalışmalar, benzer araçlarda gerçekleştirilen uygulamalar göz önüne alınarak kullanılacak sistemin uzuvlu, düzlemsel bir sistem olmasına karar verilmiştir. Sayı sentezi gerçekleştirilirken sistem düzlemsel, sadece döner mafsallardan oluşan ve tek bir motor ile tahrik edilecek (serbestlik derecesi = 1 olarak) şekilde kabul edilmiştir. Bu bağlamda sistemin uzuv sayısı ve kullanılacak mafsalsal sayısı belirlenmiştir. Tip ve sayı sentezi sonrası sistemin uzuv sayısı ve kullanılacak mafsalsal sayısı, giriş ve çıkış uzuvlarının yapacağı salınım ya da dönme açıları belirlenmiştir. Uzuv ve mafsalsal sayılarına göre kinematik zincirler oluşturulmuş, olası mekanizma seçenekleri belirlenmiş ve hareket karakteristiği, araç geometrisi vb. kriterlere uygun olacak şekilde seçim yapılmıştır. Silecek konumları daha önce belirlendiği için, sistemin tahrik edileceği (motorun konumlandırılacağı) bir nokta seçilerek mekanizmanın sabit noktaları belirlenmiştir. Bu sabit noktalar kullanılarak boyut sentezi aşamasına geçilmiştir. İzlenecek yöntemi basitleştirmek adına sistem seri bağlı iki farklı mekanizma (kol-sarkaç ve çift sarkaç) olarak düşünülmüş ve hesaplamalar bu doğrultuda ilerletilmiştir. İlk mekanizma bir kol-sarkaç mekanizması olarak belirlenmiş krank dönme açısı ile salınım açısı bilinen bir dört kol mekanizmasının fonksiyon sentezi olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu sentez sonucu elde edilen denklem krank/biyel uzuvlarının boyların oranına (λ) bağlıdır. Denklemi λ değişkeninden bağımsız hale getirmek için grafik yöntem ile dört kol mekanizması sentezi yapılır. Benzerlik vb. geometrik yöntemler ile analitik denklemler elde edilir. Bu denklemler sonucu λ yerine mekanizmanın ölü konumunu

ifade eden β açısına bağlı denklemler elde edilir. λ parametresi gibi β parametresi de tahmin edilerek belirlenir ve her tahmin için farklı bir mekanizma boyutlandırılmış olur. Bu deneme-yanılma metodu yerine daha metrik ve kolay tahmin edilebilen bir parametre tanımlanmak istenmiştir. Norton, Uicker ve Balli'nin çalışmalarında belirttiği gibi aktarma açısı hareketin ve kuvvet iletiminin kalitesi, uzuvlara gelen kuvvetleri minimize etmesi, sürtünmeyi azaltması vb. avantajlar sağladığı için tasarım parametresi olarak kabul edilmiştir. Ayrıca aktarma açısının değişimini minimize etmek için zaman oranı 1 olarak seçilmiştir. Ölü konum açısı (β) kullanılarak izin verilen min. aktarma açısı ($\mu_{\min}$) tanımlanmıştır. Dolayısıyla sistemin salınım sınırları göz önünde bulunarak izin verilen minimumu aktarma açısı ($\mu_{\min}$) değeri belirtiltilerek istenilen kol-sarkaç mekanizması boyutlandırılmıştır. Çift sarkaç mekanizması için Freudenstein denkleminde yararlanılmıştır. Sistemin gerçekleştirilmesini istediğimiz bir fonksiyon belirlenip, bu fonksiyonu n noktada sağlayan bir sistem boyutlandırılmıştır. Ancak hem fonksiyonun belirlenmesi aşaması sistem üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğu görülmüş, dolayısıyla belirli bir bilgi ve tecrübe seviyesi gerektirmekte hem de boyutlandırılan sistemin min. ve max. aktarma açısı değerleri için istenilen seviyenin elde edilmesi için iterasyonlar yapılmak zorunda kalınmıştır. İstenilen aktarma açısı değerlerini ($\mu_{\min} / \mu_{\max}$) yakalayabilmek için sistemin başlangıç açıları değiştirilerek ve istenilen aktarma açısı değerlerine ulaşılmaya çalışılmıştır. Hem aktarma açısını optimize etmek hem de sisteme uygun fonksiyonu belirlemek gibi zorluklar taşıma sebebi ile daha basit bir çözüm sunması sebebi ile doğrusallaştırma yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde optimum aktarma açısı karakteristiği için, aktarma açısının 90° den eşit miktarda saptığı kabulü üzerinden sistem boyutlandırılmıştır. Oluşturulan algoritmaların açısal hız/ivmede değişimleri, aktarma açısındaki sapma miktarı, uzuv ağırlıkları ve üretilebilirlik açısından karşılaştırılmıştır. Yapılan inceleme sonucu kol-sarkaç ve çift sarkaç mekanizması için en uygun yöntemler seçilmiştir.

5.1. AMACIN BELİRLENMESİ

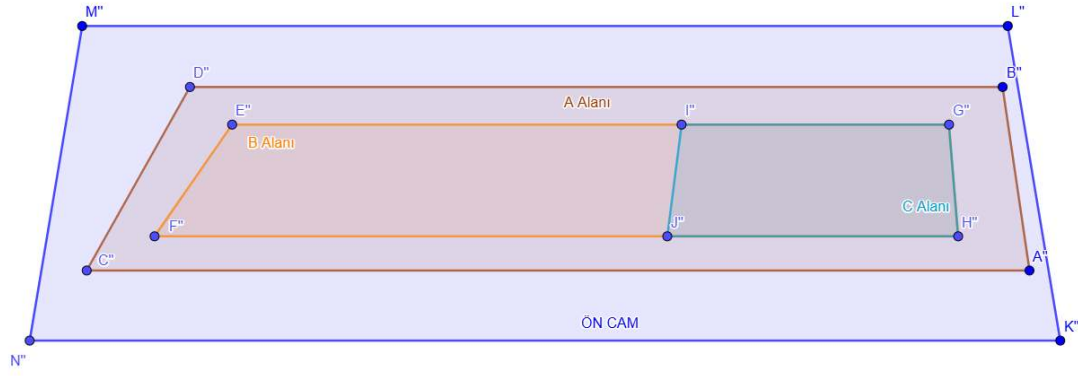
Yeni bir silecek sistemi tasarımında ilk görev silme geometrisini belirlemektir. Öncelikle endüstriyel tasarımın tarafından ön cam geometrisi oluşturuldu. Ön cam geometrisi netleştikten sonra farklı sürücü oturma pozisyonları için incelendi ve en

kötü senaryo dikkate alınarak bu pozisyona göre görüş analizleri gerçekleştirildi. Bu analizler aracın hedef pazarına uygun olacak şekilde regülatif gereksinimler (ECE, FMVSS, GSO vb.) göz önüne alınarak gerçekleştirildi (Şekil 42).



Şekil 42: Regülasyonlara göre sürücü pozisyonu ve görüş açıları

Gerçekleştirilen analizler sonucu, Sistem FMVSS 104 regülasyonunda belirtilen SAE J903 ve SAE J941 standartlarına uygun şekilde ön cam görüş alanları (A, B ve C alanları) oluşturuldu (Şekil 43). Aracın kullanılacağı bölgeye, satışının yapılacağı pazara göre uyması gereken farklı regülasyonlar (ECE, FMVSS, GSO vb.) vardır. Bu regülasyonlarda aracın tipine göre güvenli sürüşün sağlanabilmesi için görüş alanının min. temizlenme/silinme gereksinimleri belirtilir. Yine FMVSS 104 ve SAE J903 te belirtilen min. silme oranı belirlenmiştir (Tablo 2).

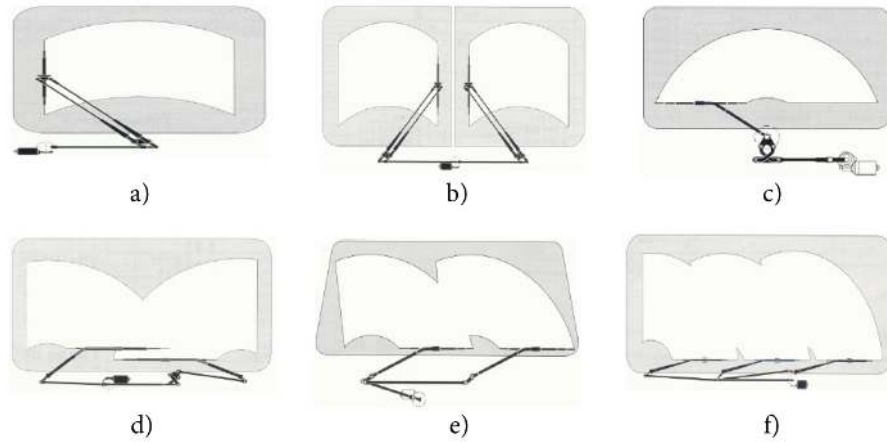


Şekil 43: Ön cam geometrisi ve tanımlanan regülatif görüş alanları

Görüş Alanı	Minimum Silme Oranı	Sol Bakış Açısı	Sağ Bakış Açısı	Yukarı Bakış Açısı	Aşağı Bakış Açısı
A	80	18	56	10	5
B	94	14	53	5	3
C	99	10	15	5	1

Tablo 2: Regülatif görüş alanları ve ihtiyaç duyulan minimum temizlenme oranları

Görüş alanları ve min. silme gereksinimleri belirlendikten sonra, silecek kollarının boyutlandırılması ve yerleşimi gerçekleştirildi. Bu yaparken bir silecek deseni/yerleşimi seçildi. Bu seçim, ön cam geometrisi, camın en/boy oranı, ayna pozisyonları vb. kısıtlar göz önüne alınarak yapıldı. Bu bağlamda silme deseni olarak Şekil 44e yerleşimi seçildi.



Şekil 44: Kullanılan silme desenleri ve silecek montaj pozisyonları

5.2. KİNEMATİK SENTEZ

5.2.1. Yapısal Sentez

Yapısal sentez aşaması iki adımdan oluşur.

- Tip sentezi
- Sayı sentezi

Tip sentezi için; daha önce yapılan çalışmalar ve güncel uygulamalar incelendiğinde kullanılan sistemlerin dört ve altı uzuvlu mekanizmalar olduğu görülür. Bu nedenle silecek sistemi için kollu bir mekanizma tasarımı uygundur.

Sayı sentezi için; sistem düşünüldüğünde farklı örnekleri olsa da tek noktadan tahrik etmek hem pratik hem de maliyet açısından daha uygundur. Sistem hesap kolaylığı açısından düzlemsel kabul edebiliriz. Grübler-Kutzbach kriterine göre;

$$M = 3(n - 1) - 2j_1 - j_2 \quad (46)$$

M: serbestlik derecesi

j_1 : tek serbestlik dereceli mafsalları sayısı

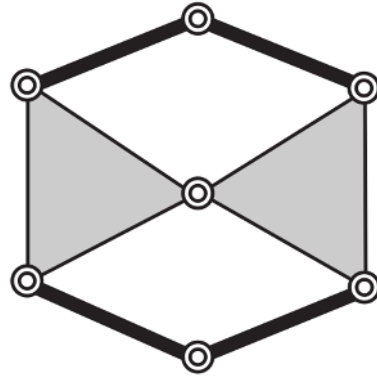
j_2 : çift serbestlik dereceli mafsalları sayısı

n: uzuv sayısı

Sistemi tek motor ile tahrik etmek istediğimiz için $M=1$ ve tüm mafsallar döner mafsalları olduğu için $j_2 = 0$ olarak kabul edilir. Kullanılacak uzuv ve mafsalları sayısını belirlemek için denklem düzenlenir.

$$n = \frac{2j_1 + 4}{3} \quad (47)$$

Denklem (47) e göre 6 uzuvlu ve 7 mafsallı bir mekanizma kullanılabilir. Bulunan mafsal ve uzuv sayısına göre kinematik zincirler oluşturuldu (Şekil 46).

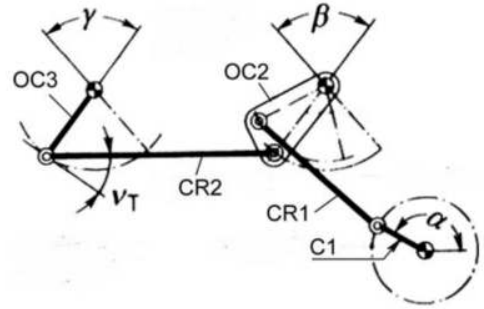


$$n = 6$$

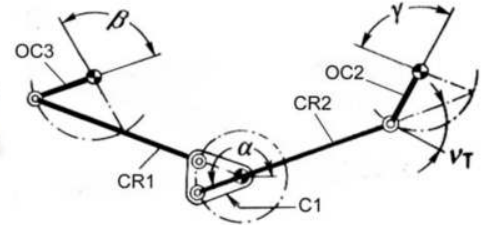
$$j_1 = 7$$

Şekil 46: Grübler-Kutzbach kriterine göre elde edilen kinematik zincir

(i)

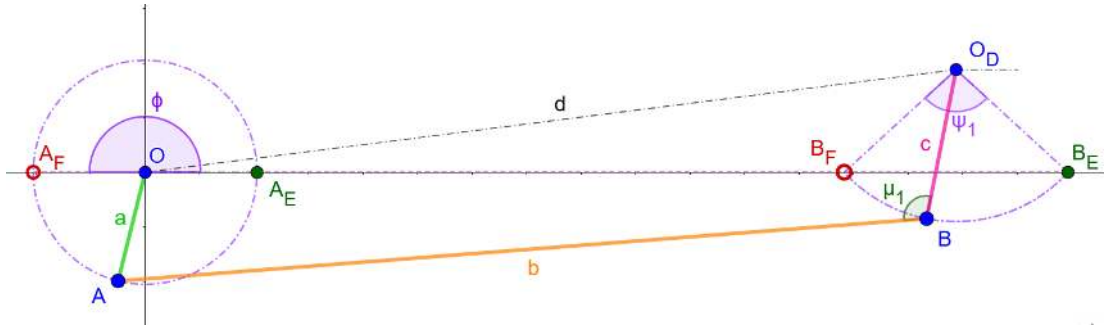


(ii)



Şekil 47: Silecek mekanizması opsiyonları

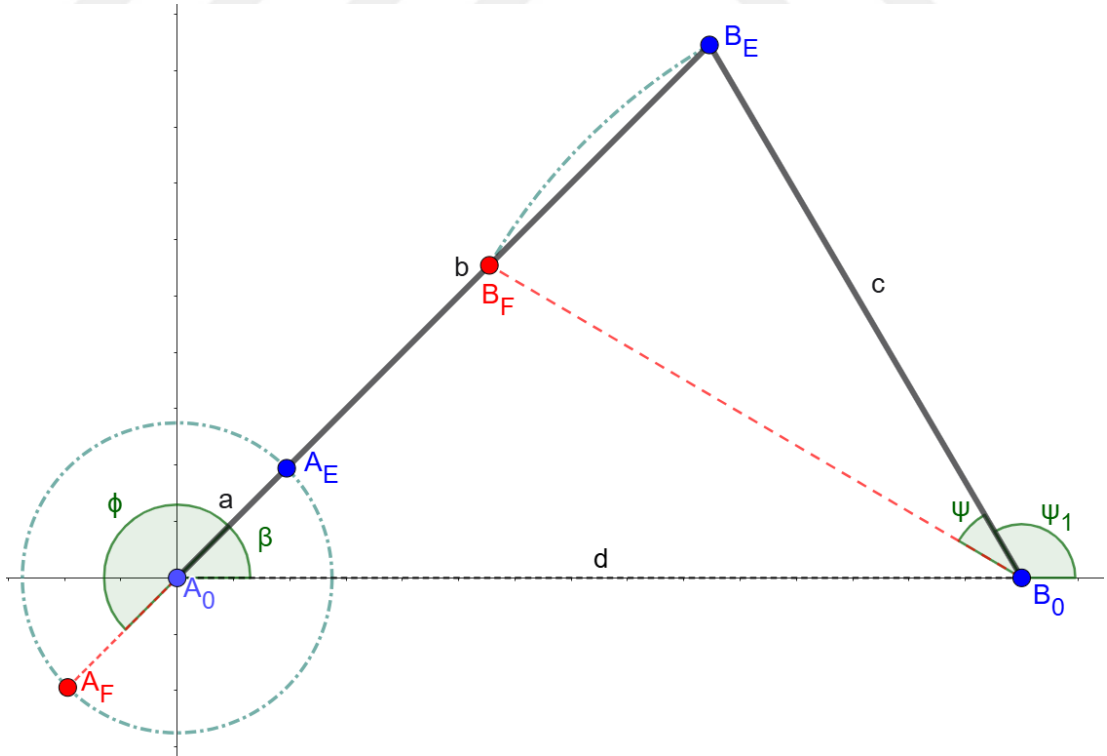
Elde edilen kinematik zincire göre mekanizmanın farklı konseptlere göre taslak yerleşimi yapıldı. Şekil 47 de gösterilen (i) ve (ii) seçenekleri oluşturuldu. Sistemin paketleneyeceği bölge kısıtlı olduğu, CR2 uzvunun hareketi (i) opsiyonunda (ii) ye oranla dönmeden çok öteleme yönünde olacağı ve açısal hız/ivme değerlerinin daha düşük olacağı, buna bağlı olarak sarsıntı ve diğer dinamik kuvvetlerin daha düşük olacağı öngörülerek (i) seçimi ile tasarıma devam edildi.



Şekil 49: Kol – sarkaç mekanizması

İlk mekanizma OABO_D kol-sarkaç tipi bir dört kol mekanizmasıdır (Şekil 49). OA uzvu krank olarak tanımlanır ve motordan aldığı tahrik ile O_DB uzvunu hareket ettirerek ψ_1 kadar salınım yapmasını sağlar.

Verilen bir salınım açısını (ψ) ve buna karşı gelen bir krank dönme açısının (ϕ) sağlayan ve kol-sarkaç oranlarında dört kol mekanizmasının boyutlarını belirlemek için literatürde yer alan benzer çalışmalardan yararlanıldı (İşbitirci, 2015; İşbitirci & Altuğ, 2015; Söylemez, 2010, 2023). Dört kol mekanizmasının açık ve kapalı konumlarını çizildi (Şekil 50).



Şekil 50: Dört kol mekanizmasının alt ve üst ölü konumları

a: giriş uzvu uzunluğu

b: biyel uzvu uzunluğu

c: sarkaç uzvu uzunluğu

d: sabit uzuv uzunluğu

ϕ : krankın dönüş açısı

β : krankın başlangıç açısı (ölü konum açısı)

ψ : sarkaç salınım açısı

ψ_1 : sarkaç başlangıç açısı olmak üzere

Açık ve kapalı konumlar için devre kapalılık denklemleri aşağıdaki gibi tanımlandığında

$$a \cdot e^{i\beta} + b \cdot e^{i\beta} = d + c \cdot e^{i\psi_1} \quad (48)$$

$$a \cdot e^{i(\beta+\phi)} + b \cdot e^{i(\beta+\phi-\pi)} = d + c \cdot e^{i(\psi_1+\psi)} \quad (49)$$

Denklem (48) ve (49) düzenlendiğinde

$$(a + b)e^{i\beta} = d + c \cdot e^{i\psi_1} \quad (50)$$

$$(a - b)e^{i(\beta+\phi)} - c \cdot e^{i(\psi_1+\psi)} = d \quad (51)$$

Z_1 , Z_2 ve λ yardımcı parametreleri tanımlandığında

$$Z_1 = a \cdot e^{i\beta} \quad (52)$$

$$Z_2 = c \cdot e^{i\psi_1} \quad (53)$$

$$\lambda = \frac{b}{a} \quad (54)$$

Z_1 giriş uzvunu, Z_2 çıkış uzvunu gösteren vektörlerdir. λ ise bağlantı uzvu uzunluğunun krank uzvu uzunluğuna oranıdır.

Kinematik sentezde boyutları belirli bir katsayı ile büyütmek ya da küçültmek sistemin kinematiğini değiştirmeyeceği için, hesapları basitleştirmek adına $d=1$ olarak kabul edilmiştir (Hartenberg & Denavit, 1964; Norton, 2020; Söylemez, 2010; Uicker vd., 2017).

Ölü konumlar için kapalılık denklemleri yeniden yazıldığında

$$(1 + \lambda)Z_1 - Z_2 = 1 \quad (55)$$

$$e^{i\phi}(1 - \lambda)Z_1 - Z_2 \cdot e^{i\psi} = 1 \quad (56)$$

Kinematik analiz problemlerinde verilen krank açısı ve uzuv boyutları kullanılarak biyel ve sarkaç uzuvlarının konumları hesaplanır iken; buradaki kinematik sentez probleminde giriş uzvu açısı (ϕ) ile çıkış uzvu açısı (ψ) bilinen değerlerdir. Bu bilinenleri kullanarak mekanizma boyutlandırılır.

Kompleks sayılar kullanılarak yazılan denklem (22) ve (23), Z_1 ve Z_2 parametreleri kullanılarak oluşturulan bir lineer denklem sistemidir.

Lineer denklem sistemi Kramer kuralı kullanılarak çözüldüğünde

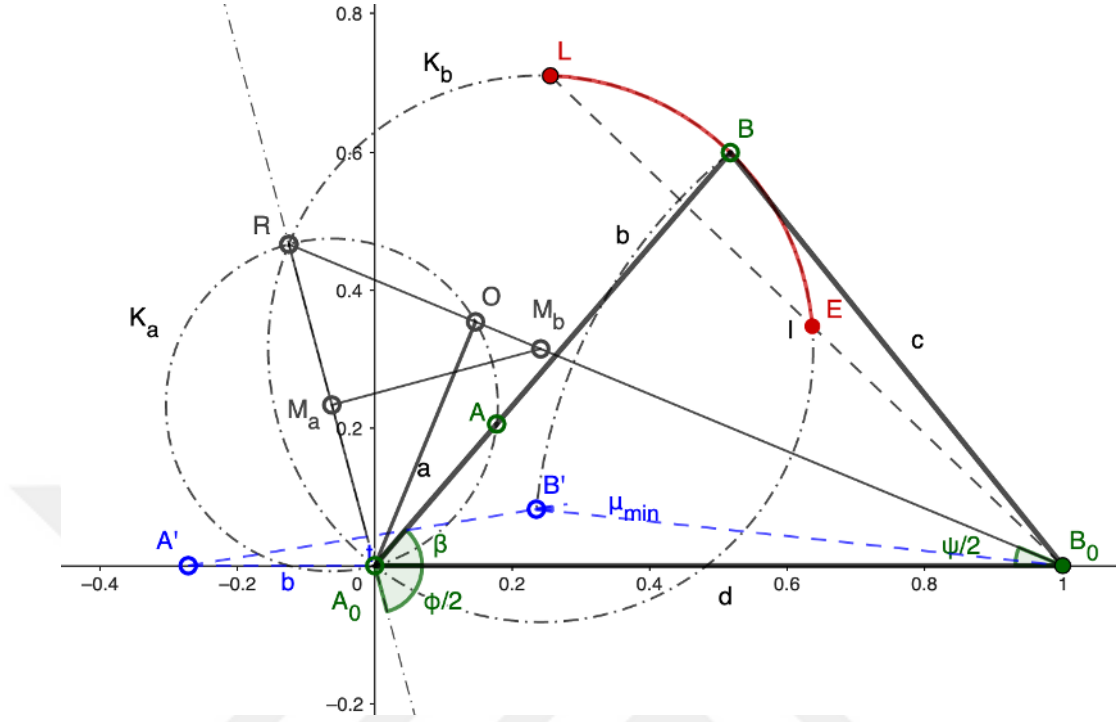
$$\begin{bmatrix} 1 + \lambda & -1 \\ e^{i\phi}(1 - \lambda) & -e^{i\psi} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (57)$$

$$Z_1 = \frac{1 - e^{i\psi}}{e^{i\phi} - e^{i\psi} - \lambda(e^{i\phi} + e^{i\psi})} \quad (58)$$

$$Z_2 = \frac{1 - e^{i\phi} + \lambda(1 + e^{i\phi})}{e^{i\phi} - e^{i\psi} - \lambda(e^{i\phi} + e^{i\psi})} \quad (59)$$

λ değeri $-\infty$ dan $+\infty$ a kadar değişik değerler aldığında, Z_1 ve Z_2 vektörlerinin uç noktalarının çizdiği eğri, A_E ve B_E noktalarının geometrik yerleridir. Denklem (58)

ve (59) 'a göre; bu geometrik yerler verilen ϕ ve ψ değerleri için iki adet dairedir (Söylemez, 2023).



Şekil 51: Dört kol mekanizması grafik sentezi

Seçilen her bir λ değeri için farklı bir çözüm bulunacağı için sonsuz sayıda çözüm vardır. Ancak krankın en küçük olması bir şart olduğu için $\lambda > 1$ olmalıdır ve dairenin bir kısmı bu şartı sağlamaktadır. Elde edilen konum ölü konum olduğundan A_0 , A_E ve B_E bir doğru üzerinde olmalıdır (Söylemez, 2023).

A_0 noktasından A_0B_0 ile β açısı yapan bir doğru çizilir. Bu doğrunun daireleri kestiği noktalar A_E ve B_E olarak belirlenir. Geometrik olarak $a=A_0A_E$, $b=A_EB_E$, $c=B_0B_E$ ve $d=A_0B_0=1$ olarak bulunmuştur (Şekil 51).

Analitik olarak λ değeri kullanılarak a , b , c ve d uzuvlarının boyutları hesaplanmıştır.

$$a^2 = Z_1 \cdot \overline{Z_1} \quad (60)$$

$$c^2 = Z_2 \cdot \overline{Z_2} \quad (61)$$

$$b^2 = \lambda \cdot Z_1 \cdot \overline{Z_1} \quad (62)$$

$$d = 1 \quad (63)$$

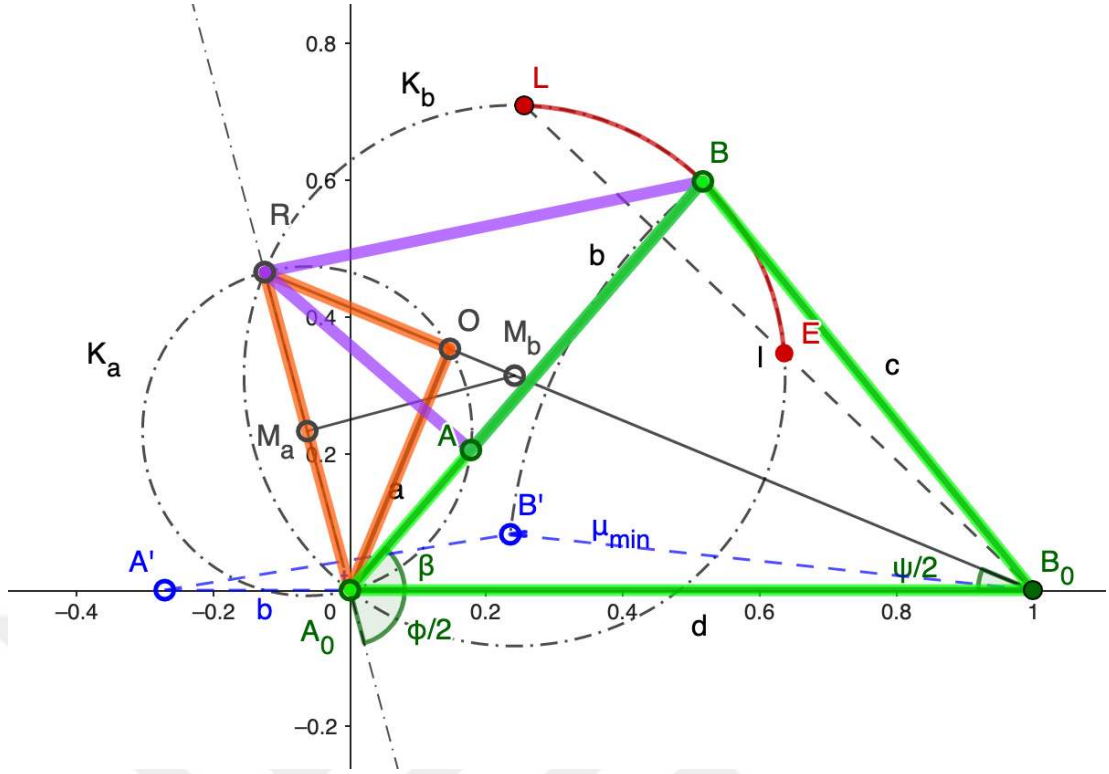
Bu oluşturulan sentez algoritması “Metot 1” olarak adlandırılmıştır. Bu algoritma kullanılarak oluşturulan dört kol mekanizmasının boyutları ve oluşan min. – max. aktarma açısı, aktarma açısında meydana gelen değişim gibi değerler Şekil 52’de gösterilmiştir.

derece			mm		
ϕ	180	giriş uzvu açısı	a	14,984	krank
ψ	95	çıkış uzvu açısı	b	299,686	biyel
$\mu_{\max}$	138	max. aktarma açısı	c	20,324	sarkaç
$\mu_{\min}$	42	min. aktarma açısı	d	300	sabit uzuv
Δ_1	48	aktarma açısı sapması			
Δ_2	48	aktarma açısı sapması			

Şekil 52: Metot 1 kullanılarak elde edilen değerleri

ϕ , ψ ve A_0B_0 uzunluğu verildiğinde, grafik metot ile bu şartları sağlayan bir mekanizma ailesi oluşturulabilir. Şekil 51’de gösterilen bu metot tasarım prosesinin ilk adımlarından biridir. Ancak bu yöntem, mekanizmaların performansını öngörme de ve kesin sonuçlar elde etmede yetersiz kalmaktadır (Jensen, 1991).

λ parametresi bağımsız bir değişken olduğu için tahmin edilerek/seçilerek ilerlenebilir. Yapılan her seçime göre farklı bir mekanizma boyutlandırılır. Kısacası λ ile ilerlenen metotta bir mekanizma ailesi elde edilir. Ancak yapılan seçime göre bu mekanizmanın performansını değerlendirmemiz çok kolay değildir. Bu sebeple λ yerine farklı bir parametre tanımlanarak bir çözüm ailesinde ziyade istenilen mekanizmaya ulaşmaya çalışılmıştır. Bu sebeple λ (krank/biyel oranı) yerine β (ölü konum açısı) kullanılmıştır. Bu bağlamda grafik yöntemden faydalanan bazı denklemler elde edilmiş ve yöntem daha analitik şekilde ifade edilmiştir. Böylece tasarımı yapılacak her sistem için grafik metodun tekrarlanmasına gerek kalmadan ihtiyaç duyulan çözüme ulaşılabilmiştir. (Jensen, 1991; Khare & Dave, 1978; Söylemez, 2010, 2023; Topalbekiroğlu & Çelik, 2007)



Şekil 53: A_0OB_0 , ARB ve A_0RO üçgenlerin gösterimi

Eğer λ yerine β 'yi bağımsız parametre olarak kullanmak istersek.

Şekil 53'te gösterilen diyagramı kullanarak A_0OB_0 üçgeninde sin teoremi yazıldığında;

$$\frac{A_0O}{\sin \frac{\psi}{2}} = \frac{A_0B_0}{\sin \frac{\pi}{2}} \quad (64)$$

$$A_0O = \sin \frac{\psi}{2} \quad (65)$$

ARB üçgeninde sin teoremi;

$$\frac{b}{RB} = \sin \left(\frac{\phi}{2} - \frac{\psi}{2} \right) \quad (66)$$

$$\frac{AR}{RB} = \cos \left(\frac{\psi}{2} - \frac{\phi}{2} \right) \quad (67)$$

A_0AR üçgeninde sin teoremi;

$$\frac{AA_0}{A_0R} = -\cos\left(\beta + \frac{\phi}{2}\right) \quad (68)$$

$$\frac{AR}{A_0R} = \sin\left(\beta + \frac{\phi}{2}\right) \quad (69)$$

A_0RO ve RAB üçgenlerinin benzerliklerinden;

$$b = \sin\frac{\psi}{2} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\phi}{2} + \beta\right)}{\cos\left(\frac{\phi}{2} - \frac{\psi}{2}\right)} \quad (70)$$

Denklem (68) yeniden yazılıp a yalnız bırakıldığında;

$$a = \sin\frac{\psi}{2} \cdot \frac{\cos\left(\frac{\phi}{2} + \beta\right)}{\sin\left(\frac{\phi}{2} - \frac{\psi}{2}\right)} \quad (71)$$

A_0BB_0 üçgeninde cos teoremi yazıldığında;

$$c^2 = (a + b)^2 + 1^2 - 2(a + b) \cdot \cos \beta \quad (72)$$

Verilen bir salınım açısı (ψ) ve karşı gelen bir krank dönme açısına (ϕ) göre β veya λ parametresi kullanılarak istenilen açılar sağlayarak sonsuz sayıda mekanizma elde edilebilmektedir. Kol-sarkaç oranlarının sağlanabilmesi için ayrıca sarkaç salınım ve krank dönüş açıları aşağıdaki şartları sağlamalıdır (Turhan, 2021).

$$0 < \psi < \pi \quad (73)$$

$$\frac{\pi}{2} + \frac{\psi}{2} < \phi < \frac{3\pi}{2} + \frac{\psi}{2} \quad (74)$$

Kuvvet iletimindeki verimin ölçümü aktarma açısının 90° den sapma miktarıdır. Aktarma açısını optimize etmek için, min. ve max. aktarma açılarının 90° sapmasını en aza indirmeye çalışılır. Bunun için her iki durumda da aktarma açılarının 90° den sapmasının eşit olması sağlanır. Bu tip mekanizmalara santrik dört kol mekanizmaları denir ve zaman oranları (TR) 1'e eşittir. Yani giriş uzvunun 180° dönmesi ile sarkacın salınımı gerçekleşir.

$$TR = \frac{\phi}{2\pi - \phi} \quad (75)$$

Mekanizma santrik(merkezcil) dört kol olarak kabul edilir, $\phi=\pi$ için denklem (70), (71) ve (72) düzenlendiğinde;

$$a = \tan \frac{\psi}{2} \cdot \sin \beta \quad (76)$$

$$b = \cos \beta \quad (77)$$

$$c = \frac{\sin \beta}{\cos \frac{\psi}{2}} \quad (78)$$

Elde edilen sentez algoritması “Metot 2” olarak adlandırılmıştır. Bu algoritma kullanılarak oluşturulan dört kol mekanizmasının boyutları ve oluşan min. – max. aktarma açısı, aktarma açısında meydana gelen değişim gibi değerler Şekil 54 'te gösterilmiştir.

	derece			mm
ϕ	180	giriş uzvu açısı	a	84,735 krank
ψ	95	çıkış uzvu açısı	b	289,778 biyel
β	-15	ölü konum açısı	c	114,930 sarkaç
μ_{min}	40	min. aktarma açısı	d	300 sabit uzuv
μ_{max}	140	max. aktarma açısı		
Δ_1	50	aktarma açısı sapması		
Δ_2	50	aktarma açısı sapması		

Şekil 54: Metot 2 kullanılarak elde edilen değerler

Denklem (60), (61), (62), (63) ‘de λ (biyel/krank oranı) bağımsız parametresine değer atanarak; denklem (76), (77) ve (78) ‘de ise β (krank ölü konum açısı) bağımsız parametresine değer vererek uzuv boyutları bulunmuştur.

Verilen problem için ele alınan tasarımın tek çözüm olduğunu söylemek zordur. Örneğin çok az parametreye sahip basit bir dört-kol mekanizmasının giriş-çıkış uzuvları arasındaki hareket ilişkisi için birden fazla çözüm vardır. (Hain Kurt, 1967). β ve λ ‘nın her tahmini ya da seçimi için farklı bir mekanizma oluşacaktır.

Bu sebeple daha tasarım aşamasında iken mekanizmanın “ne kadar iyi” çalışacağını belirleyen bir kriter olması iyi olacaktır. (örn. çıkış uzvuna aktarılan hareketin verimliliği). Bu istenilen bileşenin çıkış uzvunda tork ya da kuvvet üretirken işlemi sorunsuz şekilde gerçekleştireceğini belirlemeyi anlatır. İyi bir aktarma açısı çoğu problemin çözümüdür (Balli & Chand, 2002).

Mümkün olan dört-kol mekanizmaları çözümlerinin arasında min. aktarma açısına sahip tek mekanizma vardır. Buna optimum aktarma açısı adı verilir ve bu mekanizma efektif kuvvet iletimi için en uygun boyutlara sahiptir (Jensen, 1991).

Alt ve Volmer, aktarma açısını birçok uygulamanın arasından daha iyi çözümleri ayırmak için kullanmıştır. Maksimize edilmiş aktarma açısı kriteri ile tasarlanan mekanizma biyel boyunca min. kuvvete ve yataklarda min. sürtünmeye sahip olacaktır. İyi bir aktarma açısı tüm tasarım problemlerini çözme de yüksek hızda, istenmeyen/beklenmeyen titreşimlerin ve yüklerin olmadığı şartlarda çoğu mekanik uygulamanın düzgün bir şekilde çalışmasını sağlar (Balli & Chand, 2002).

β ve λ bağımsız değişkenleri yerine aktarma açısı (μ) parametresini kullanmak istersek dört kol mekanizması için aktarma açısını ifade edildiğinde. (Pennestri vd., 2009; Söylemez, 2010, 2023)

$$\mu = \cos^{-1} \left(\frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2}{2bc} + \frac{ad}{bc} \cos \theta_2 \right) \quad (79)$$

Bir kol-sarkaç mekanizmasındaki aktarma açısı, krank sabit uzuv ile aynı hızda olduğunda minimum ya da maksimumdur (Khare & Dave, 1978). Dört kol

mekanizma için max. ve min. aktarma açısı 0 ve π konumlarında meydana geldiği için denklem (79) 'da yerine yazıldığında;

$$\cos \mu_{\min}^{\max} = \frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2}{2bc} \pm \frac{ad}{bc} \quad (80)$$

Santrik dört kol mekanizması için aktarma açısı düzenlendiğinde;

$$\cos \mu_{\min}^{\max} = \pm \frac{ad}{bc} \quad (81)$$

Denklem (81) de (76), (77) ve (78) yerine yazılarak düzenlendiğinde;

$$\cos \beta = \frac{\sin \frac{\psi}{2}}{\cos \mu_{\min}} \quad (82)$$

$$\sin \beta = \frac{\sqrt{\cos^2 \mu_{\min} - \sin^2 \frac{\psi}{2}}}{\cos \mu_{\min}} \quad (83)$$

a, b ve c uzuvları $\mu_{\min}$ parametresine göre yeniden düzenlendiğinde;

$$a = \frac{\tan \frac{\psi}{2}}{\cos \mu_{\min}} \sqrt{\cos^2 \mu_{\min} - \sin^2 \frac{\psi}{2}} \quad (84)$$

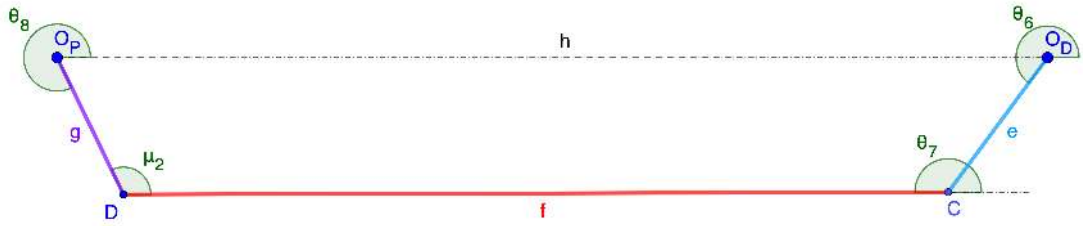
$$b = \frac{\sin \frac{\psi}{2}}{\cos \mu_{\min}} \quad (85)$$

$$c = \frac{\sqrt{\cos^2 \mu_{\min} - \sin^2 \frac{\psi}{2}}}{\cos \frac{\psi}{2} \cdot \cos \mu_{\min}} \quad (86)$$

	derece		mm	
ψ	95	çıkış uzvu açısı	a	41,060 krank
$\mu_{\min}$	42	min. aktarma açısı	b	297,631 biyel
$\mu_{\max}$	138	max. aktarma açısı	c	55,691 sarkaç
β	7,2	ölü konum açısı	d	300 sabit uzuv
Δ_1	48	aktarma açısı sapması		
Δ_2	48	aktarma açısı sapması		

Şekil 55: Metot 3 algoritması kullanılarak elde edilen değerler

Elde edilen sentez algoritması “Metot 3” olarak adlandırılmıştır. Bu algoritma kullanılarak oluşturulan dört kol mekanizmasının boyutları ve oluşan min. – max. aktarma açısı, aktarma açısında meydana gelen değişim gibi değerler Şekil 55 ’te gösterilmiştir.



Şekil 56: Çift sarkaç mekanizması

Silecek mekanizmasının çift sarkaç tipinde (Şekil 56) olan kısmı bölümü için boyut sentezi yapmak istediğimizde literatürde birçok uygulaması olan Freudenstein denkleminde yararlanılır (Ekici & Bilgin, 2019; Erdman vd., 2001; Kadak & Kiper, 2021; Norton, 2020; Patel, 2015; Söylemez, 2010, 2023; Turhan, 2021; Uicker vd., 2017).

Dört kol mekanizması vektör kapalılık denklemi;

$$R_6 + R_7 - R_8 - R_5 = 0 \quad (87)$$

θ_5 : sabit uzuv açısı

θ_6 : giriş uzvu açısı

θ_7 : biyel açısı

θ_8 : çıkış uzvu açısı olmak üzere kapalılık denklemini yeniden yazıldığında

$$e \cdot e^{i\theta_6} + f \cdot e^{i\theta_7} - g \cdot e^{i\theta_8} - h \cdot e^{i\theta_5} = 0 \quad (88)$$

Denklem (88) polar formda tekrar yazılır. Reel ve sanal kısımları ayrı ayrı 0 'a eşitlenir. $\theta_5=0$ olduğu için terimler tekrar düzenlendiğinde ve denklemin son hali

$$e \cdot \cos \theta_6 + f \cdot \cos \theta_7 - g \cdot \cos \theta_8 - h = 0 \quad (89)$$

$$e \cdot \sin \theta_6 + f \cdot \sin \theta_7 - g \cdot \sin \theta_8 = 0 \quad (90)$$

Denklem (89) ve (90) 'nin kareleri alınıp, toplanır ve düzenlendiğinde

$$\cos(\theta_8 - \theta_6) = \frac{e^2 - f^2 + g^2 + h^2}{2eg} - \frac{h}{g} \cos \theta_6 + \frac{h}{e} \cos \theta_8 \quad (91)$$

$$K_1 = \frac{h}{e} \quad (92)$$

$$K_2 = \frac{h}{g} \quad (93)$$

$$K_3 = \frac{e^2 - f^2 + g^2 + h^2}{2eg} \quad (94)$$

Freudenstein denkleminde giriş uzvu açısı θ_6 yerine ϕ , çıkış uzvu açısı θ_8 yerine ψ yazıldığında

$$\cos(\psi - \phi) = K_3 - K_2 \cos \phi + K_1 \cos \psi \quad (95)$$

Kinematik analizde uzuv uzunlukları ve ϕ açısından yararlanarak ψ açısı bulunur. Ancak buradaki kinematik sentez probleminde ϕ ve ψ açılarından yararlanarak e, f, g ve h uzuvları bulunmalıdır. e, f, g ve h uzuvlarını bulabilmek için K_1 , K_2 ve K_3 parametreleri bulunmalıdır. Üç bilinmeyeni çözmek için üç denklem ihtiyacı vardır. Bu denklemleri konum eşleştirme yöntemi ile oluşturabiliriz. Yani ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_3 açılara karşılık gelen ψ_1 , ψ_2 , ψ_3 açıları bulunur ve Denklem (95) de yerine konur.

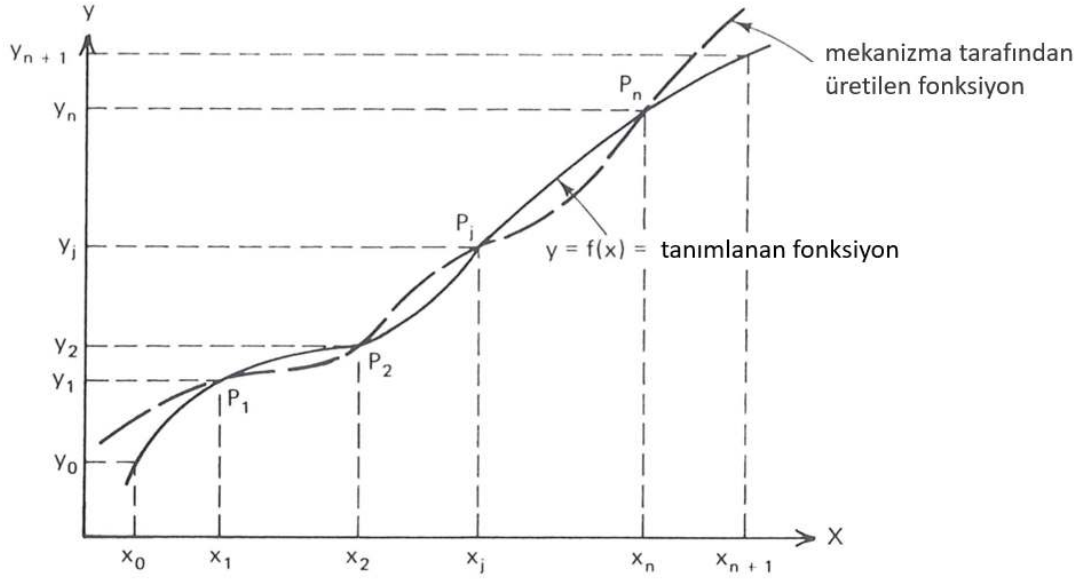
ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_3 açılara karşılık gelen ψ_1 , ψ_2 , ψ_3 açılarını bulmak için mekanizmanın üreteceği fonksiyonu tahmin ederek ulaşıyoruz. Bir dört kol mekanizmasında ψ çıkış açısı, ϕ giriş açısı ϕ_0 başlangıç açısı ve $\phi_{n+1}=\phi_0+\Delta\phi$ olmak üzere mekanizmanın giriş ve çıkış uzuvları arasında;

$$\psi = g(\phi) \quad (96)$$

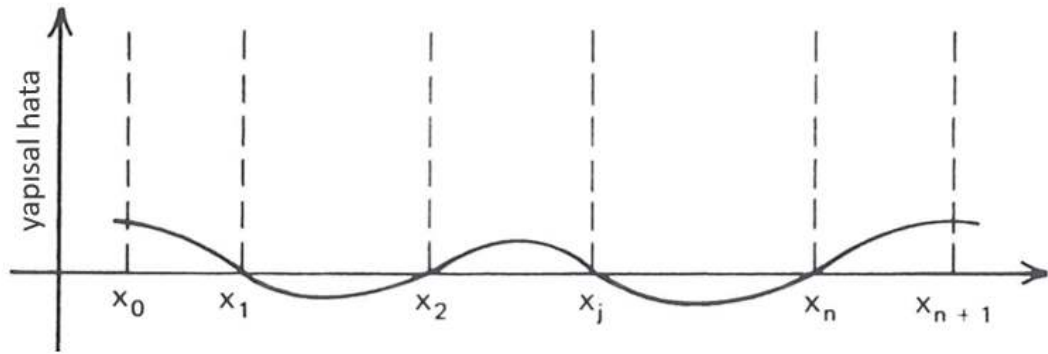
$$\phi_0 \leq \phi \leq \phi_{n+1} \quad (97)$$

Problemi çözmek için verilen fonksiyonu verilen aralıkta n sayıda noktada sağlayan yaklaşık bir çözüme yönelerek sonuca varabiliriz (Şekil 57). Ancak bu şekilde tasarlanacak sistem $g(\phi)$ fonksiyonunu değil, bu fonksiyona sadece sağlama noktaları (precision points) adı verilen n noktada eşit olan bir $\psi(\phi)$ fonksiyonu üretecek ve bu noktalar dışında Denklem (98) de ifade edilen bir yapısal hata ortaya çıkar (Şekil 58) (Erdman vd., 2001; Söylemez, 2023; Uicker vd., 2017).

$$e(\phi) = g(\phi) - \psi(\phi) \quad (98)$$



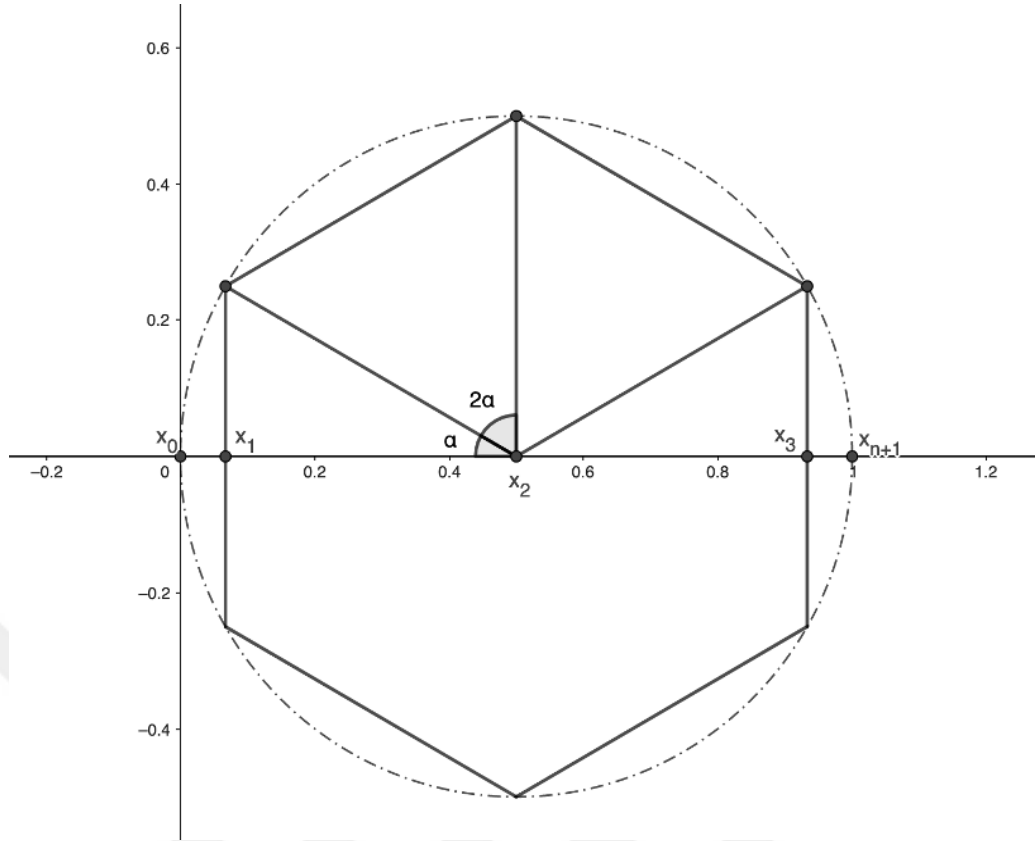
Şekil 57: Elde edilen ve istenilen fonksiyonların grafiği



Şekil 58: Oluşan yapısal hatanın grafiği

$x_0 \leq x \leq x_{n+1}$ aralığında n nokta için Chebyshev Noktaları (Şekil 59) $i=1, 2, \dots, n$ için hesaplanmak isterse

$$x_i = \frac{1}{2}(x_{n+1} + x_0) - \frac{1}{2}(x_{n+1} - x_0) \cdot \cos \frac{(2i-1)\pi}{2n} \quad (99)$$



Şekil 59: $n=3$ için Chebyshev noktaları dağılımı

Bu noktada x ve y değişkenleri ile ϕ ve ψ arasında bir ilişki bulunmuştur.

$$\phi = R_a x + R_b \quad (100)$$

$$\psi = R_c y + R_d \quad (101)$$

Bu ilişki $x_0 \leq x \leq x_{n+1}$ için Denklem (100) ve (101) tekrar yazıldığında

$$\phi_0 = R_a x_0 + R_b \quad (102)$$

$$\phi_{n+1} = R_a x_{n+1} + R_b \quad (103)$$

$$\psi_0 = R_c y_0 + R_d \quad (104)$$

$$\psi_{n+1} = R_c y_{n+1} + R_d \quad (105)$$

R_a, R_b, R_c ve R_d katsayılarını bulmak için denklem sistemi çözüldüğünde

$$\begin{bmatrix} x_0 & 1 \\ x_{n+1} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_a \\ R_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_0 \\ \phi_{n+1} \end{bmatrix} \quad (106)$$

$$\begin{bmatrix} y_0 & 1 \\ y_{n+1} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_c \\ R_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \psi_0 \\ \psi_{n+1} \end{bmatrix} \quad (107)$$

i	x_i	ϕ_i	y_i	ψ_i
initial	1	30	1	54
1	1.066987	36.363793	1.066987	58.615396
2	1.5	77.5	1.5	95.666667
3	1.933012	118.636207	1.933012	145.517937
final	2	125	2	154

Tablo 3: Chebyshev noktaları ve bu noktalara karşılık gelen giriş-çıkış uzunlarının açıları

Tablo 3'te verilen değerler Denklem (95) de $\phi_1 - \psi_1$, $\phi_2 - \psi_2$ ve $\phi_3 - \psi_3$ değerleri yerine yazılırsa

$$\cos(\psi_1 - \phi_1) = K_3 - K_2 \cos \phi_1 + K_1 \cos \psi_1 \quad (108)$$

$$\cos(\psi_2 - \phi_2) = K_3 - K_2 \cos \phi_2 + K_1 \cos \psi_2 \quad (109)$$

$$\cos(\psi_3 - \phi_3) = K_3 - K_2 \cos \phi_3 + K_1 \cos \psi_3 \quad (110)$$

e, f, g ve h uzunluklarını bulmak için K_1, K_2 ve K_3 parametreleri bulunur. Bu parametreler kullanılarak lineer denklem sistemi çözülür.

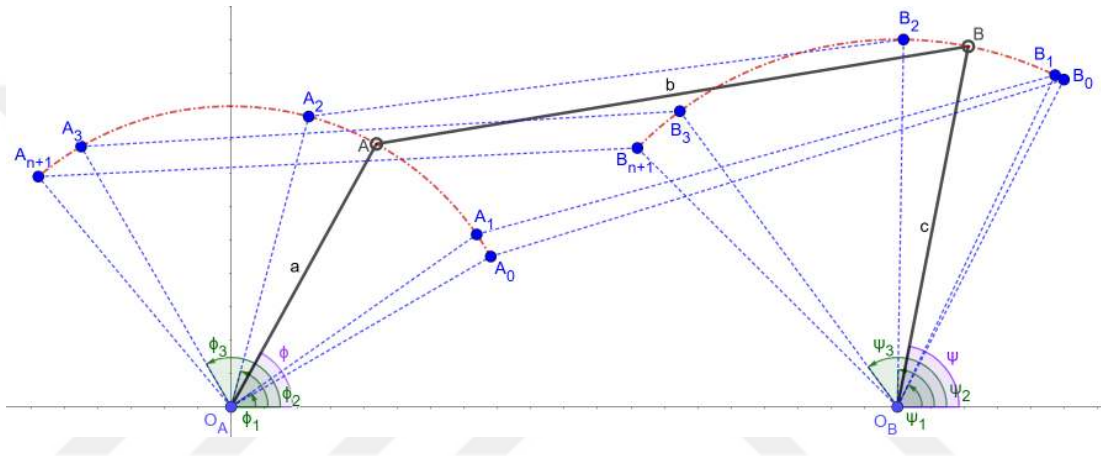
$$\begin{bmatrix} \cos \psi_1 & -\cos \phi_1 & 1 \\ \cos \psi_2 & -\cos \phi_2 & 1 \\ \cos \psi_3 & -\cos \phi_3 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} K_1 \\ K_2 \\ K_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_1 - \phi_1) \\ \cos(\psi_2 - \phi_2) \\ \cos(\psi_3 - \phi_3) \end{bmatrix} \quad (111)$$

K_1 , K_2 ve K_3 parametreleri kullanılarak $h=1$ olarak kabul edilirse e , f ve g uzunlukları bulunur.

$$e = \frac{h}{K_1} \quad (112)$$

$$g = \frac{h}{K_2} \quad (113)$$

$$f = \sqrt{e + g^2 + h^2 - 2eg.K_3} \quad (114)$$



Şekil 60: Mekanizmanın sağlama noktalarındaki pozisyonu

Elde edilen sentez algoritması “Metot 4” olarak adlandırılmıştır. Bu algoritma kullanılarak oluşturulan dört kol mekanizmasının boyutları gibi değerler Şekil 61 ’de gösterilmiştir.

	derece	
$\Delta\phi$	95	giriş uzvu açısı
$\Delta\psi$	100	çıkış uzvu açısı
ϕ_0	30	giriş uzvu başlangıç açısı
ψ_0	54	çıkış uzvu başlangıç açısı

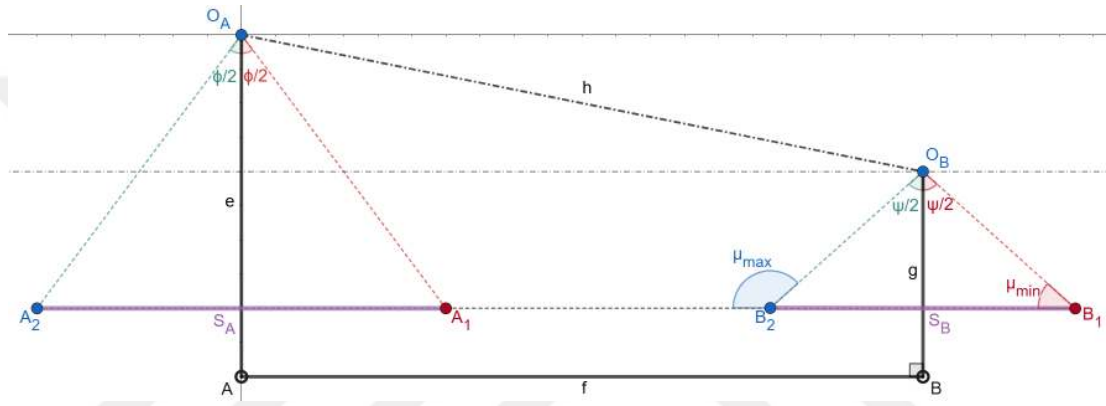
	mm	
e	71,628	giriş uzvu
f	672,257	biyel
g	68,379	çıkış uzvu
h	650	sabit uzuv

K_1	9,50589066
K_2	9,07470002
K_3	-2,0033411

Şekil 61: Metot 4 kullanılarak elde edilen değerler

Freudenstein denklemi ve sağlama noktaları kullanılarak yapılan boyutlandırmada aktarma açısı hesaba katılmadığı için kuvvet aktarımı açısından mekanizma optimum değildir. Krank başlangıç açısı ya da ölü konum açısı (β) değiştirilerek farklı sonuçlar elde edilebilir. Her bir çözüm farklı aktarma açısı karakteristiğine ve farklı uzuv boyutlarına sahiptir.

Eğer açısal pozisyonun korelasyonu ($\phi_1 - \psi_1$) önemsiz ve bu iki konum arasındaki giriş uzvu dönüşü ϕ ve buna karşılık gelen çıkış uzvu dönme miktarı belirtilmişse doğrusallaştırma metodu ϕ ve ψ 'nin 180° ye eşit ya da küçük olduğu durumlar için daha basit bir çözüm üretir (Söylemez, 2023).



Şekil 62: Çift sarkaç mekanizmasının uzunlukları ve açıları

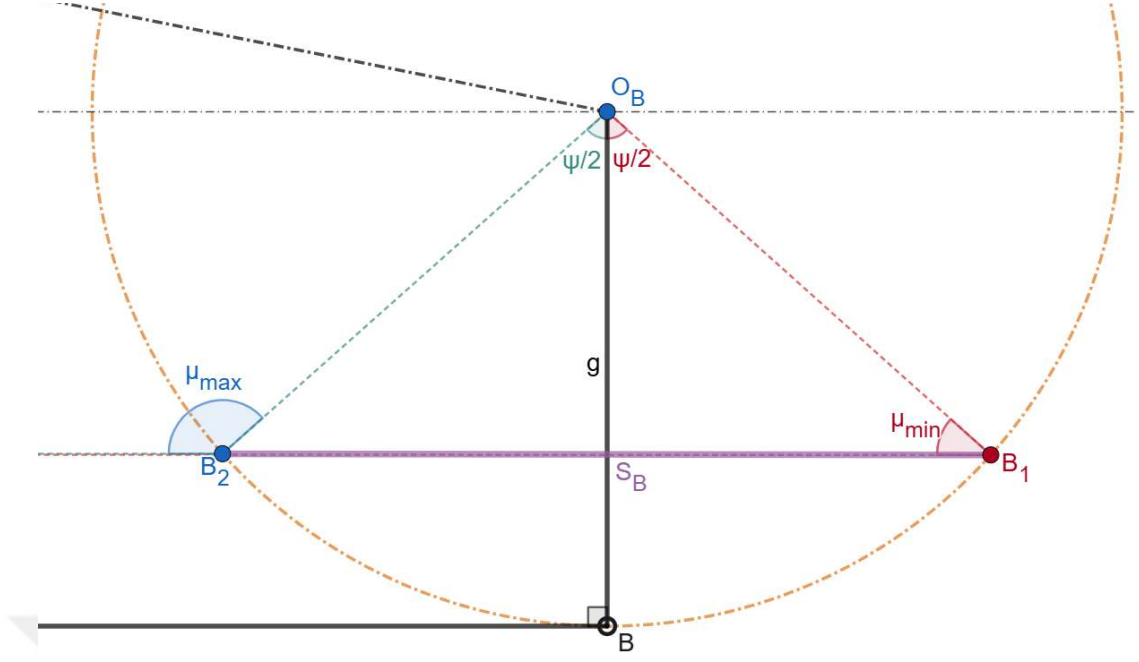
Optimum aktarma açısı karakteristiği için tasarım kriteri; aktarma açısının her iki ölü noktada 90° den eşit miktarda sapmasını sağlamaktır.

Şekil 62’de $O_A A B O_B$ bir dört kol mekanizması, $O_A A_1 B_1 O_B$ ve $O_A A_2 B_2 O_B$ mekanizmanın ölü konumlarını temsil etmektedir. $O_A A$ uzvunun yaptığı salınım ϕ , $O_B B$ uzvunun yaptığı salınım ψ , ölü konumlardaki max. ve min. aktarma açıları μ_{max} ve μ_{min} ile ifade edildiğinde (Şekil 63).

$$\Delta_1 = \frac{\pi}{2} - \mu_{min} \quad (115)$$

$$\Delta_2 = \mu_{max} - \frac{\pi}{2} \quad (116)$$

$$\Delta_1 = \Delta_2 \quad (117)$$



Şekil 63: Çift sarkaç mekanizması optimum aktarma açısı

$O_B A_1 A_2$ üçgeninde cos. teoremi yazıldığında

$$S_A = 2a \sin\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right) \quad (118)$$

Aynı şekilde $O_B B_1 B_2$ üçgeninde cos. teoremi yazıldığında

$$S_B = 2c \sin\left(\frac{\Delta\psi}{2}\right) \quad (119)$$

Giriş ve çıkış uzuvları açısal dönüşlerinin ortasında dik pozisyonda olduğunu kabul edersek ve ölü konumlarında yaptıkları açının eşit olduğunu varsayarsak, S_A ve S_B mesafelerini eşit kabul edilir (Söylemez, 2023).

$S_A=S_B$ olarak kabul edildiğinde a ve c uzuvları arasındaki ilişki

$$\frac{c}{a} = \frac{\sin \frac{\phi}{2}}{\sin \frac{\psi}{2}} \quad (120)$$

e uzvu biliniyorsa g uzvu bulunabilir. Sabit uzuv h mekanizmanın boyutlandırılabilmesi için genellikle bilinir. Bu durumda tek bilinmeyen biyel uzvunun uzunluğu f ‘yi bulmak için OO_AO_B üçgeninde Pisagor teoremi yazıldığında;

$$b = \sqrt{d^2 - (a - c)^2} \quad (121)$$

Elde edilen sentez algoritması “Metot 5” olarak adlandırılmıştır. Bu algoritma kullanılarak oluşturulan dört kol mekanizmasının dört kol mekanizmasının boyutları ve oluşan min. – max. aktarma açısı, aktarma açısında meydana gelen değişim gibi değerler Şekil 64 ’te gösterilmiştir.

	derece		mm
$\Delta\psi_1$	95	giriş uzvu açısı	e
$\Delta\psi_2$	100	çıkış uzvu açısı	f
$\mu_{2(max)}$	140	max. aktarma açısı	g
$\mu_{2(min)}$	40	min. aktarma açısı	h
$\Delta_{2(max)}$	50	aktarma açısı sapması	
$\Delta_{2(min)}$	50	aktarma açısı sapması	

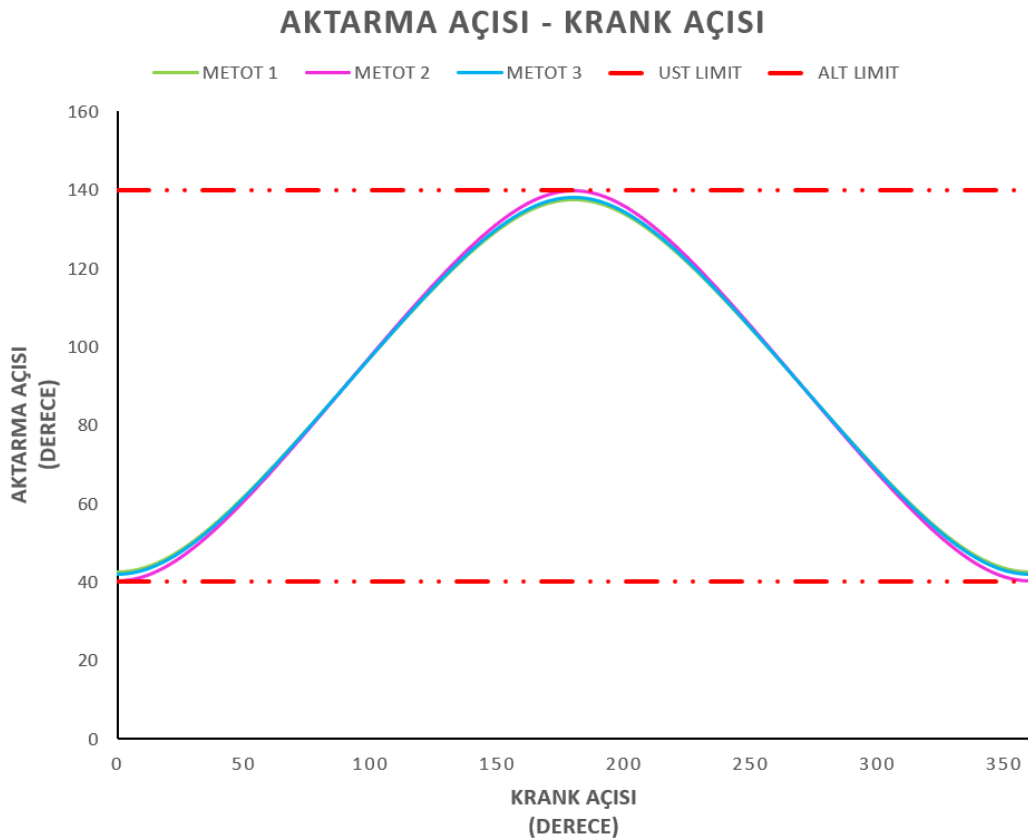
Şekil 64: Metot 5 kullanılarak elde edilen değerler

Oluşturulan algoritmaları kol-sarkaç ve çift sarkaç mekanizmaları için iki gruba ayırabiliriz.

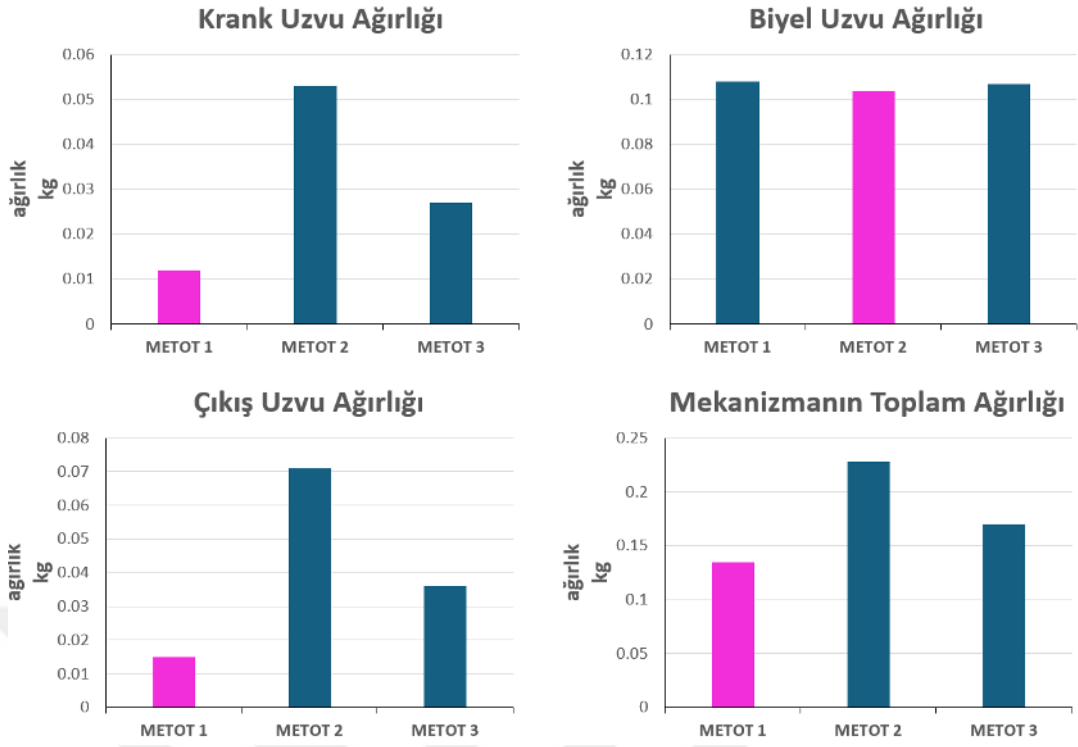
- i. Kol Sarkaç
 - Metot 1
 - Metot 2
 - Metot 3
- ii. Çift Sarkaç
 - Metot 4
 - Metot 5

Bu algoritmalar kullanılarak sabit uzunlukları aynı olacak şekilde mekanizmalar boyutlandırılmıştır. Bu mekanizmaların kinematik analizleri gerçekleştirilerek aktarma açısı değişimi, açısal hız ve ivme değişimleri, uzuv ağırlıkları ve uzuvların üretilebilirlikleri değerlendirilmiştir.

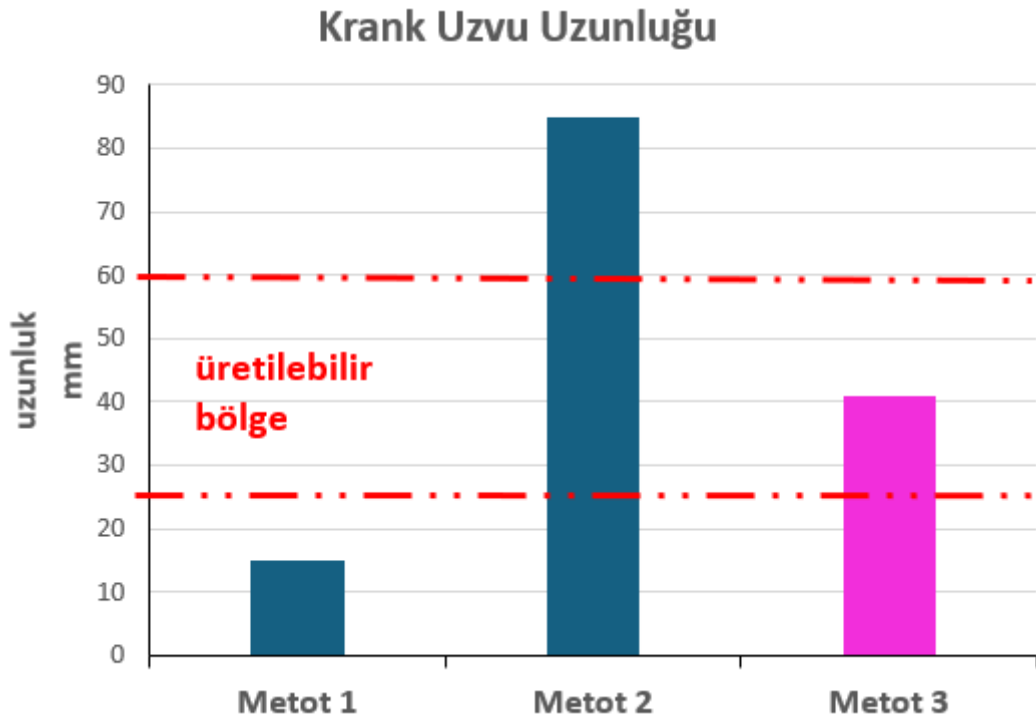
Kol sarkaç mekanizması için aktarma açısının hareket boyunca değişimi incelenirse üç tasarımında min-max aralıkta olduğu ancak Metot 2'nin limitlerde olduğu görülür (Şekil 65). Uzuv ağırlıkları incelendiğinde Metot 1 ile tasarımı yapılan sistemin ağırlığı min. seviyededir (Şekil 66). Uzuv uzunlukları incelendiğinde ise en kısa uzuv boyutları Metot 1 metoduna aittir. Ancak üretilebilirlik açısından incelendiğinde Metot 3 en uygun çözüm olarak belirlenir (Şekil 67, 68 ve 69). Tasarım opsiyonlarının bağlantı ve sarkaç uzuvlarının hız ve ivme analizi yapıldığında; bağlantı uzvuna ait min. açısal hız ve ivme değerleri Metot 1 'de, max. açısal hız ve ivme değerleri ise Metot 2 'de görülür (Şekil 70). Sarkaç uzvuna ait açısal hız ve ivme değerleri incelendiğinde; Metot 1 ve Metot 3 değerlerinin birbirine çok yakın olduğu görülse de min. açısal hız ve ivme değerleri Metot 1 'de, max değerler de Metot 2 'de görülür (Şekil 71).



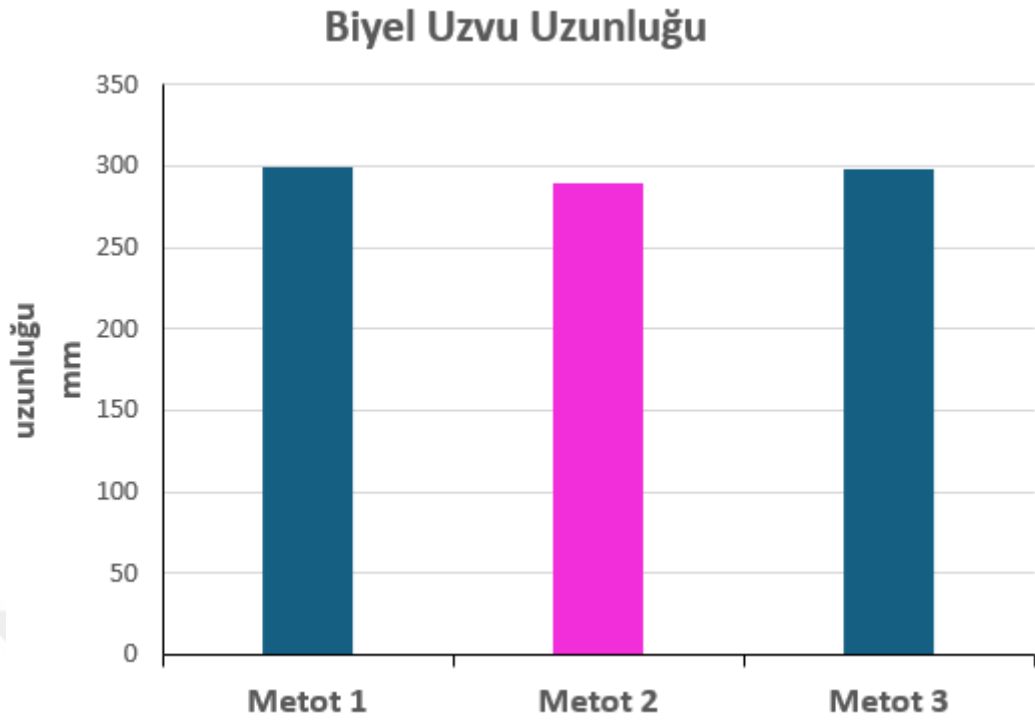
Şekil 65: Kol-Sarkaç mekanizması aktarma açısındaki değişim



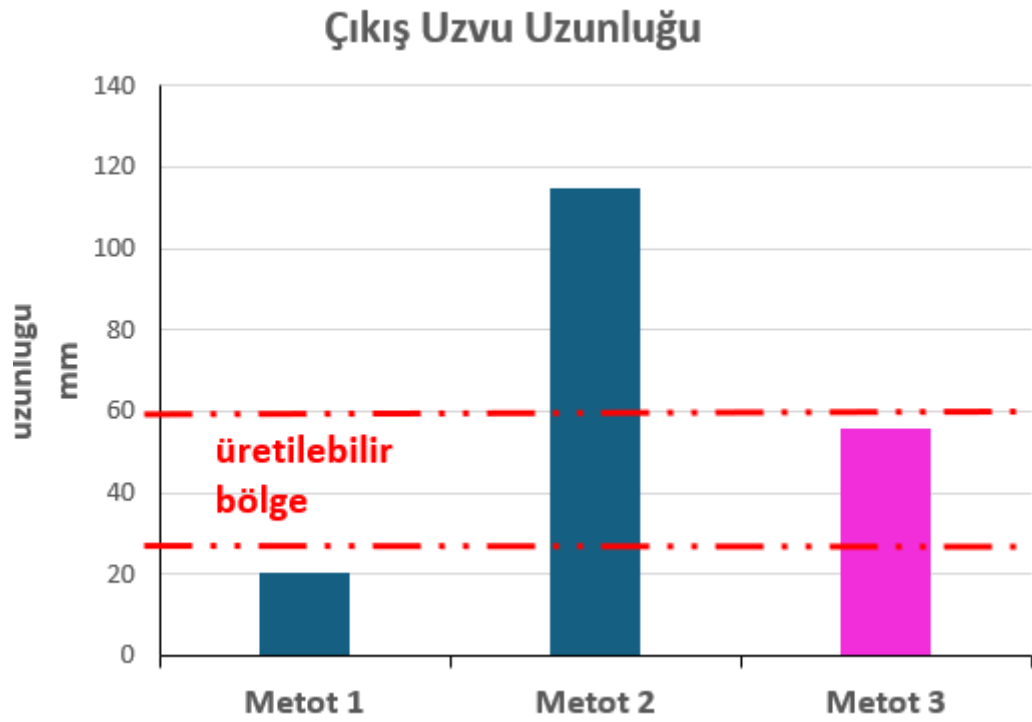
Şekil 66: Kol-Sarkaç mekanizması uzuv ağırlıkları



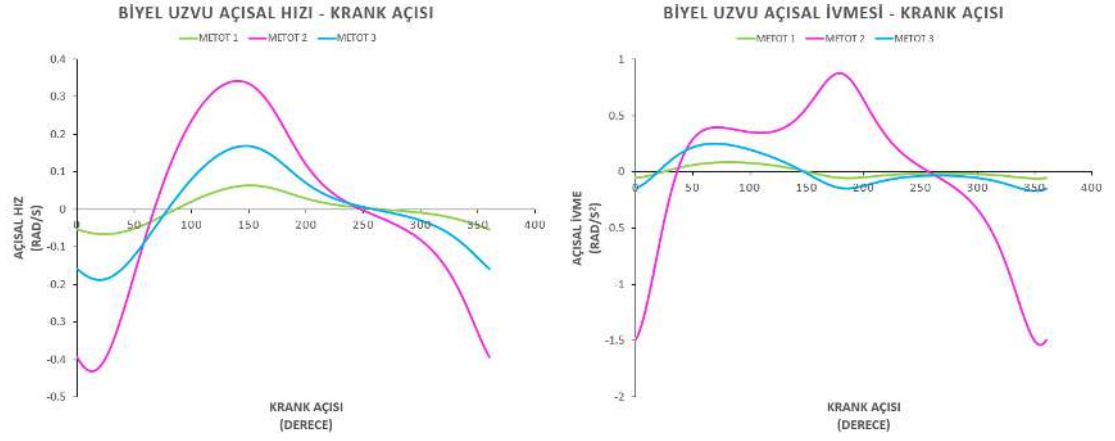
Şekil 67: Krank boyutları ve fizibilite analizi



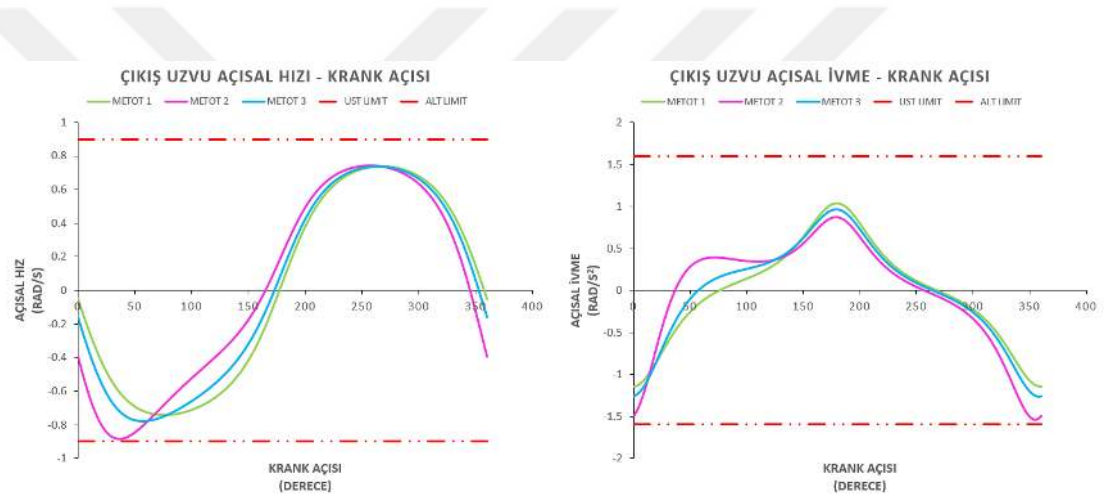
Şekil 68: Bağlantı uzvu boyutları ve fizibilite analizi



Şekil 69: Sarkaç uzvu boyutları ve fizibilite analizi



Şekil 70: Kol-sarkaç mekanizmalarının bağlantı uzuvlarının açısal hız-ivme değişimi



Şekil 71: Kol-Sarkaç mekanizmalarının sarkaç uzuvlarının açısal hız ve ivme değişimi

	Metot 1	Metot 2	Metot 3	Ağırlık Faktörü
Üretilirlik	1	3	5	0.3
Hareket Karakteristiği	5	1	3	0.2
Kuvvet İletimi	5	3	5	0.2
Ağırlık / Maliyet	5	1	3	0.3
Ortalama	4	2	4	

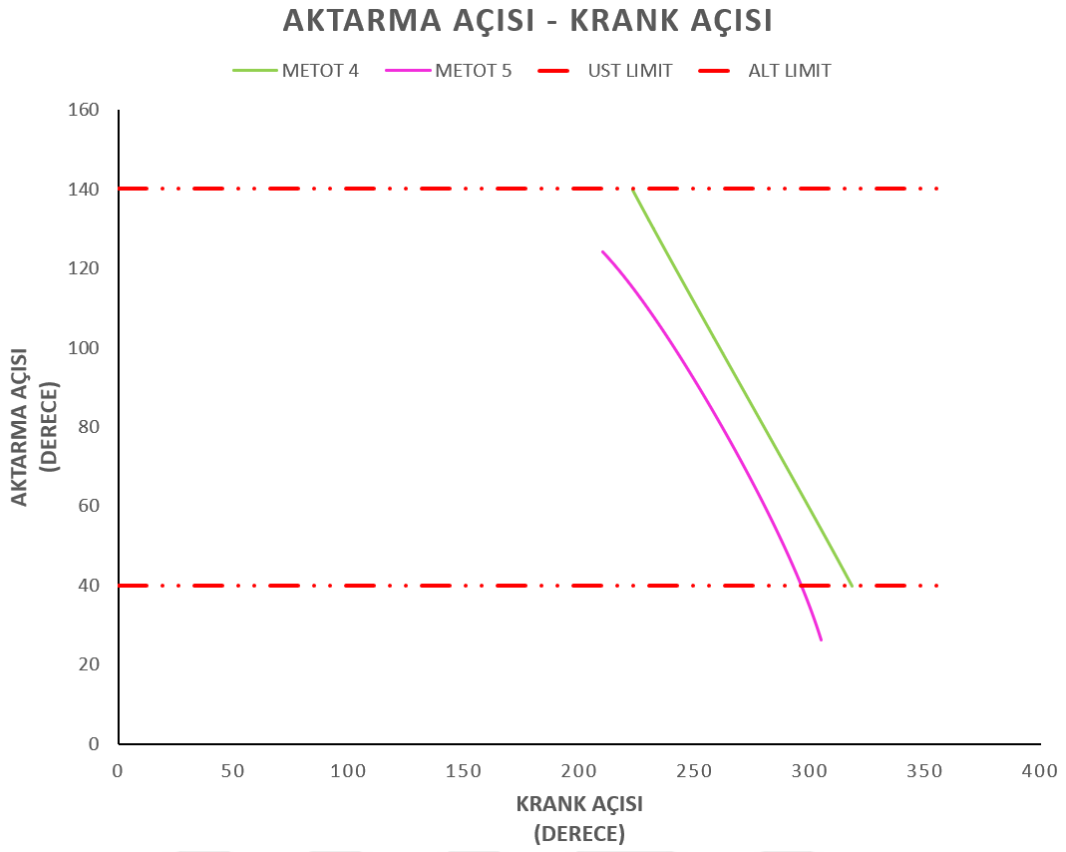
Tablo 4: Kol-Sarkaç sentez metotları kullanılarak boyutlandırılan mekanizmaların değerlendirilmesi

	<i>Metot 1</i>	<i>Metot 2</i>	<i>Metot 3</i>
<i>Üretilebilirlik</i>	0.3	0.9	1.5
<i>Hareket Karakteristiği</i>	1	0.2	0.6
<i>Kuvvet İletimi</i>	1	0.6	1
<i>Ağırlık / Maliyet</i>	1	0.2	0.6
<i>Ortalama</i>	3.8	2	4

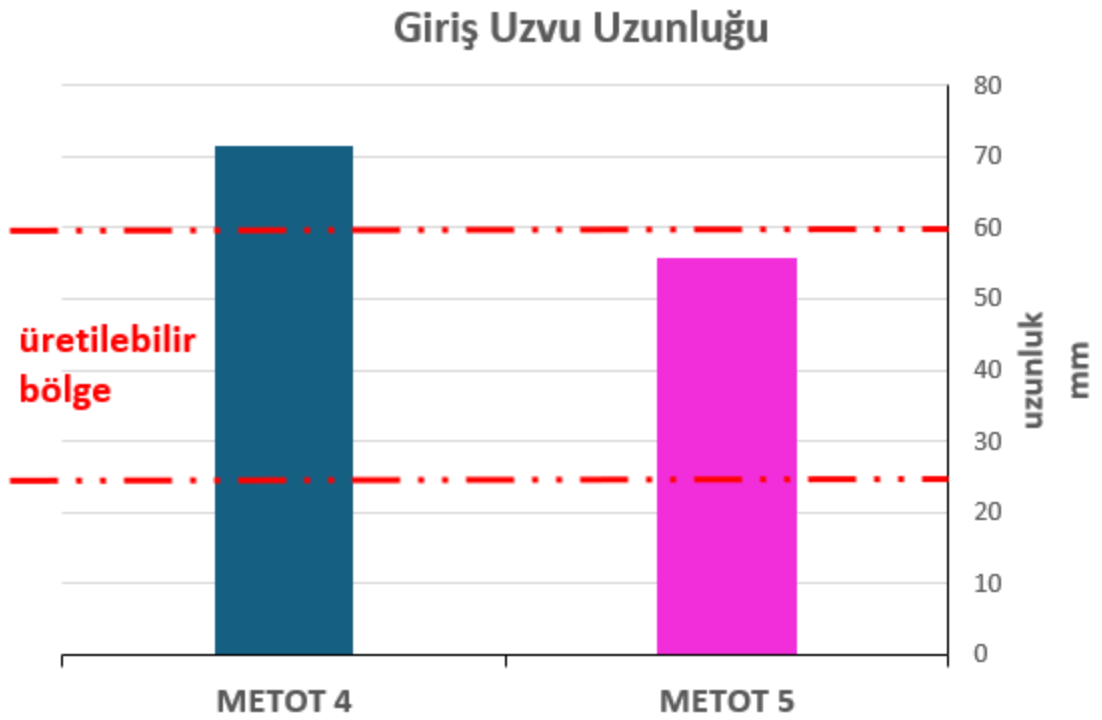
Tablo 5: Matrisin ağırlık faktörü ile güncellenmiş hali

Ulaştığımız sonuçları sağlık şekilde değerlendirmek için bir karar matrisi şeklinde düzenlediğimizde ve inceleme yaptığımız başlıkları 1 ‘den 5 ‘e kadar puanladığımızda (5 puan en iyi, 1 puan en kötü); üretilebilirlik anlamında en iyi çözümün Metot 3 ile tasarlanan sistemin olduğu görülmüştür. Aktarma açısındaki değişim göz önüne alındığında ise Metot 1 ve Metot 3 ile tasarımı gerçekleştirilen sistemlerin öne çıktığı görüldü. Aynı şekilde Elde edilen açısal hız ve ivme değerleri ve sistemin toplam ağırlığını göz önüne aldığımız da yine Metot 1 metodu ile tasarlanan sistemin daha iyi olduğunu görüldü (Tablo 4). Ancak üretilebilirlik anlamında pratikte uygulanabilecek sınırlar içerisinde olmaması sebebi ile matris ağırlık faktörleri ile düzeltildikten sonra en iyi çözüm Metot 3 ile tasarlanan mekanizma olarak görülmüş ve seçim bu şekilde yapılmıştır (Tablo 5).

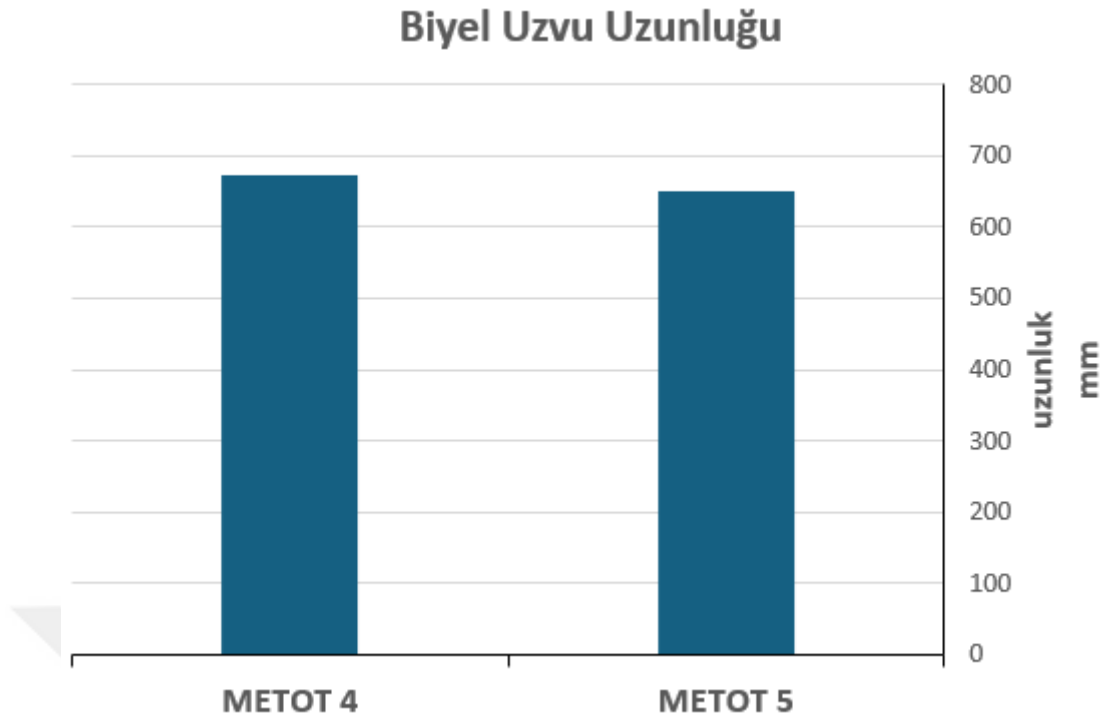
Çift sarkaç mekanizması için aktarma açısının hareket boyunca değişimi incelenirse Metot 5 ‘te açının min-max limitler arasında olduğu ancak Metot 4 ‘te ise limitlerin dışında olduğu görülür (Şekil 72). Uzuvar ağırlıkları incelendiğinde Metot 5 ile tasarımı yapılan sistemin ağırlığı min. seviyededir (Şekil 76). Uzuvar uzunlukları incelendiğinde ise en kısa uzuvar boyutları Metot 5 ‘e aittir. Ancak üretilebilirlik açısından her iki metodun da uzuvar boyutları bir problem teşkil etmediği görülür (Şekil 73, 74 ve 75). Bağlantı ve sarkaç uzuvarlarının hız ve ivme analizi yapıldığında; bağlantı uzvuna ait min. açısal hız ve ivme değerleri Metot 5 ‘te, max. açısal hız ve ivme değerleri ise Metot 4 ‘te görülür (Şekil 77). Sarkaç uzvuna ait açısal hız ve ivme değerleri incelendiğinde; min. açısal hız ve ivme değerleri Metot 5 ‘te max. değerler de Metot 4 ‘te görülür (Şekil 78).



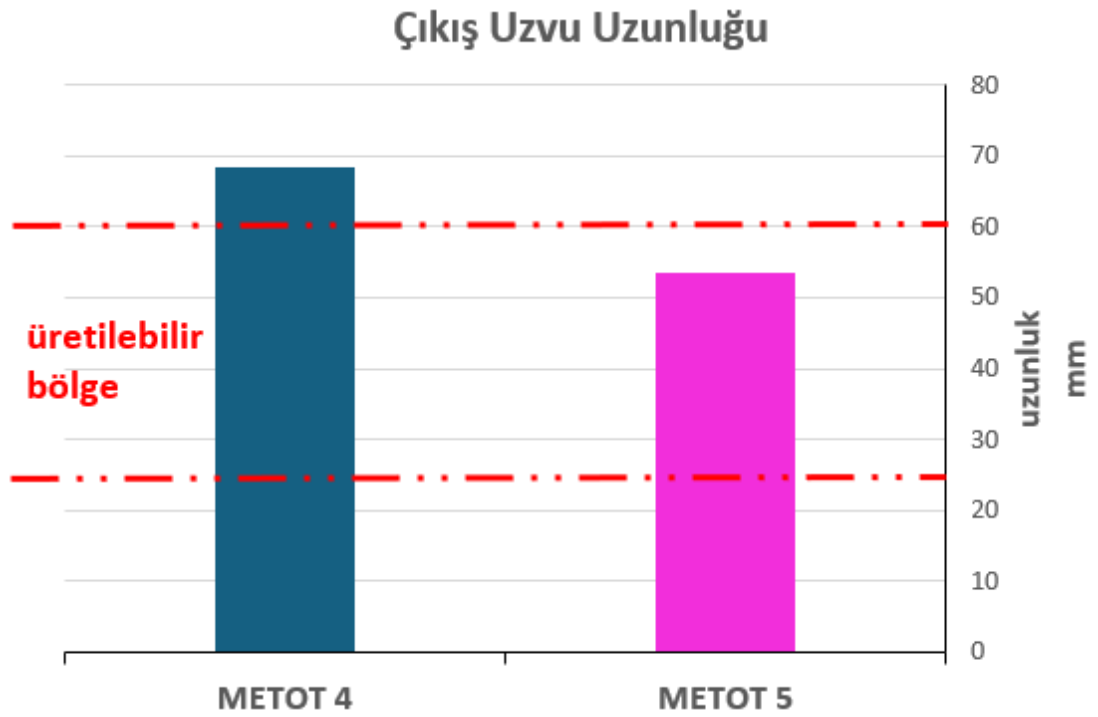
Şekil 72: Çift sarkaç mekanizması aktarma açısındaki değişim



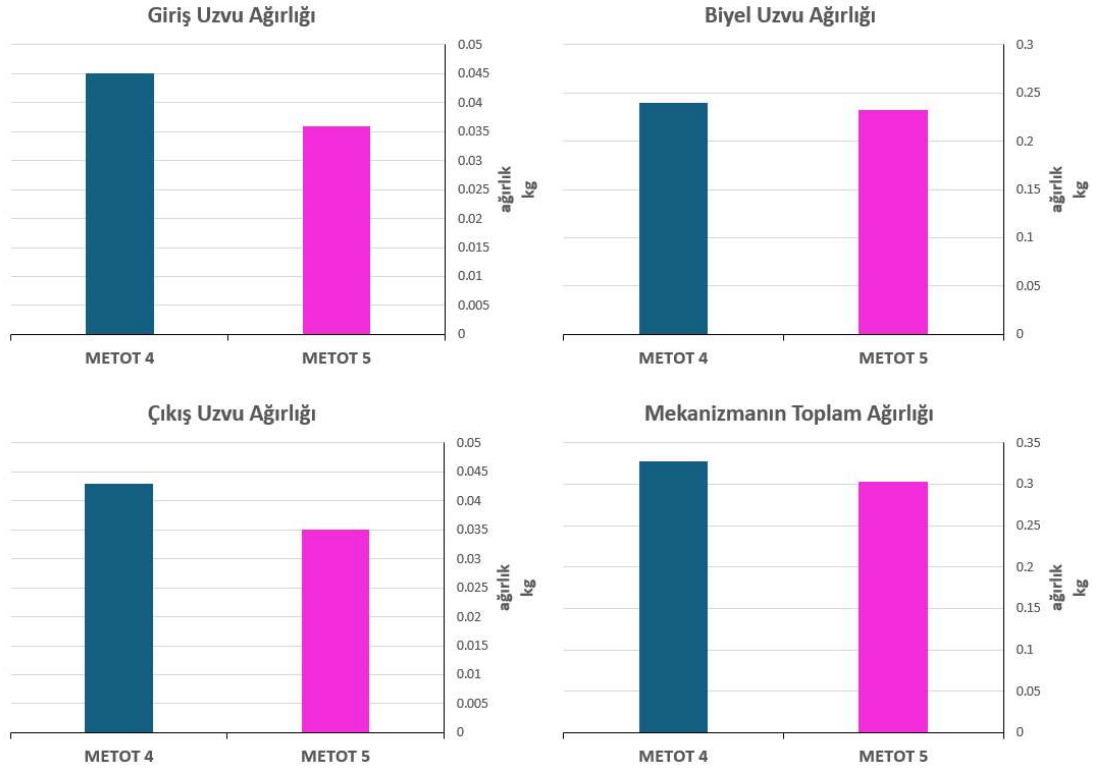
Şekil 73: Çift sarkaç mekanizması için giriş uzvu boyutları karşılaştırılması



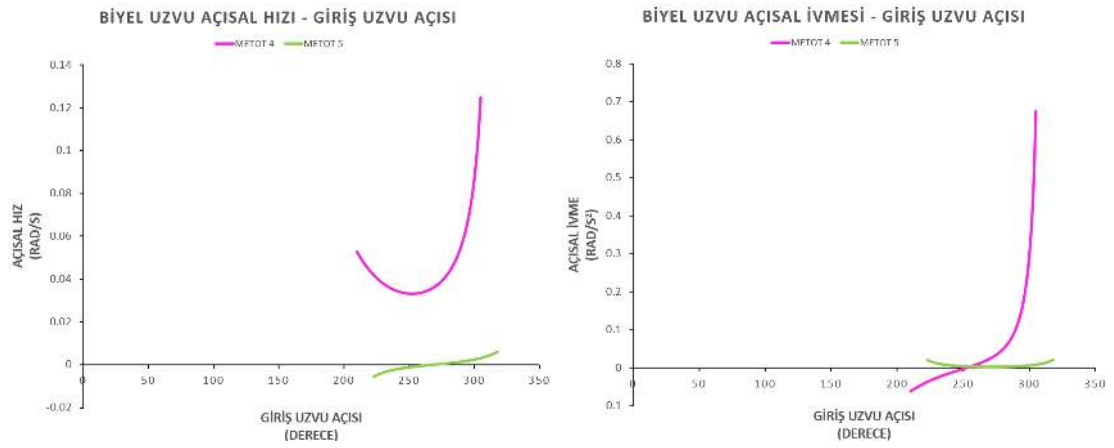
Şekil 74: Çift sarkaç mekanizması için bağlantı uzvu boyutları karşılaştırma



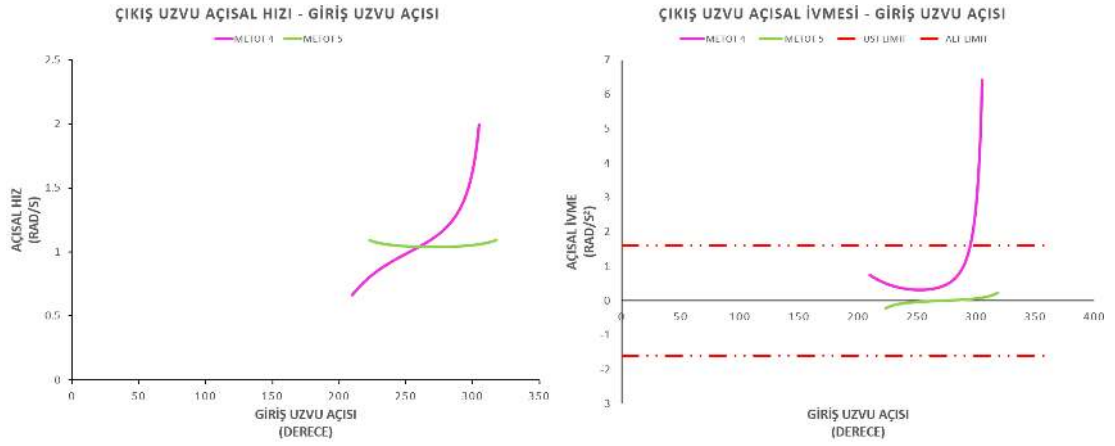
Şekil 75: Çift sarkaç mekanizması için çıkış uzvu boyutları karşılaştırma



Şekil 76: Çift sarkaç mekanizması uzuv ağırlıkları



Şekil 77: Çift sarkaç mekanizması bağlantı uzuvlarının açısai hız ve ivme değişimi



Şekil 78: Çift sarkaç mekanizması çıkış uzuvlarının açisal hız ve ivme değişimi

	Metot 4	Metot 5	Ağırlık Faktörü
Üretilebilirlik	3	5	0.3
Hareket Karakteristiği	3	5	0.2
Kuvvet İletimi	3	5	0.2
Ağırlık / Maliyet	3	5	0.3
Ortalama	3	5	

Tablo 6: Çift sarkaç sentez metotları kullanılarak boyutlandırılan mekanizmaların değerlendirilmesi

	Metot 4	Metot 5
Üretilebilirlik	0.9	1.5
Hareket Karakteristiği	0.6	1
Kuvvet İletimi	0.6	1
Ağırlık / Maliyet	0.9	1.5
Ortalama	3	5

Tablo 7: Matrisin ağırlık faktörü ile güncellenmiş hali

Çift sarkaç mekanizması için ulaştığımız sonuçlarımız yine bir karar matrisi şeklinde düzenlediğimizde ve inceleme yaptığımız başlıkları 1 ‘den 5 ‘e kadar puanladığımızda (5 puan en iyi, 1 puan en kötü); üretilebilirlik anlamında en iyi çözümün Metot 5 ile tasarlanan sistemin olduğu görülmüştür. Aktarma açısındaki değişim göz önüne alındığında ise Metot 5 ile tasarımı gerçekleştirilen sistemin öne çıktığı görüldü. Aynı şekilde elde edilen açisal hız ve ivme değerleri ve sistemin

Yapılan analizlere ve değerlendirmelere göre kol – sarkaç mekanizması için Metot 3, çift sarkaç mekanizması için Metot 5 algoritmaları seçilmiştir. Bu algoritmalar birleştirilerek silecek mekanizması sentez algoritması oluşturulmuştur. Algoritmaya ait MATLAB kodunun görselleri aşağıda görülebilir (Şekil 79, 80 ve 81).

Uzuv Boyutları

```

13
14 d = 300; % sabit uzuv boyu/sürücü tarafı (mm)
15 a = d*((tan(psi_1/2)/cos(mu_min))*sqrt(cos(mu_min)^2-sin(psi_1/2)^2)); % giriş uzvu boyu/sürücü tarafı (mm)
16 b = d*(sin(psi_1/2)/cos(mu_min)); % biyel boyu/sürücü tarafı (mm)
17 c = d*(sqrt(cos(mu_min)^2-sin(psi_1/2)^2)/(cos(psi_1/2)*cos(mu_min))); % çıkış uzvu boyu/sürücü tarafı (mm)
18 h = 650; % sabit uzuv boyu/yolcu tarafı (mm)
19 e = c; % giriş uzvu boyu/yolcu tarafı (mm)
20 g = e*sin(psi_1/2)/sin(psi_2/2); % çıkış uzvu boyu/yolcu tarafı (mm)
21 f = sqrt(h^2-(e-g)^2); % biyel uzvu boyu/yolcu tarafı (mm)

```

Sonuçlar

```

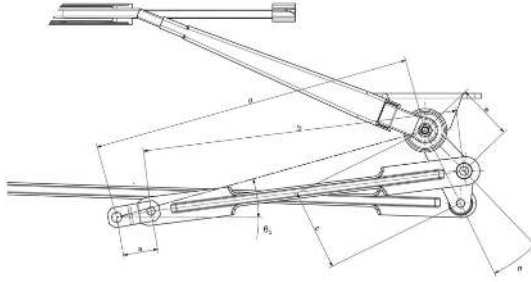
22 % sonuçları yazdırma
23 fprintf('a (giriş uzvu uzunluğu/sürücü tarafı): %.3f mm\n', a);
24 fprintf('b (biyel uzunluğu/sürücü tarafı): %.3f mm\n', b);
25 fprintf('c (çıkış uzvu uzunluğu/sürücü tarafı): %.3f mm\n', c);
26 fprintf('d (sabit uzuv uzunluğu/sürücü tarafı): %.3f mm\n', d);
27 fprintf('e (giriş uzvu/yolcu tarafı): %.2f mm\n', e);
28 fprintf('f (biyel uzvu uzunluğu/yolcu tarafı): %.3f mm\n', f);
29 fprintf('g (çıkış uzvu uzunluğu/yolcu tarafı): %.3f mm\n', g);
30 fprintf('h (sabit uzuv uzunluğu/yolcu tarafı): %.3f mm\n', h);

```

Şekil 80: Oluşturulan Matlab algoritmasında uzuv boyutlarının hesabı ve gösterimi

Formüller

Kol-Sarkaç Mekanizması için

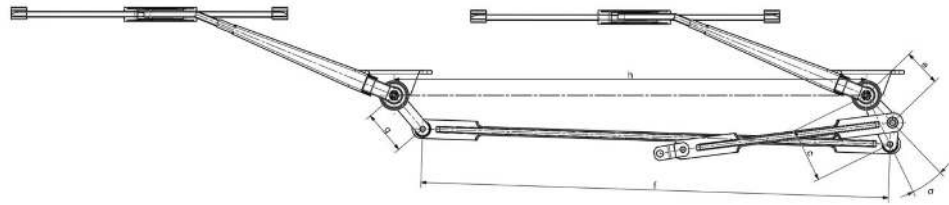


$$a = d * \frac{\tan \frac{\psi_1}{2}}{\cos \mu_{\min}} \sqrt{\cos^2 \mu_{\min} - \sin^2 \frac{\psi_1}{2}}$$

$$b = d * \frac{\sin \frac{\psi_1}{2}}{\cos \mu_{\min}}$$

$$c = d * \frac{\sqrt{\cos^2 \mu_{\min} - \sin^2 \frac{\psi_1}{2}}}{\cos \frac{\psi_1}{2} * \cos \mu_{\min}}$$

Çift Sarkaç Mekanizması için



$$e = c$$

$$g = e * \frac{\sin \frac{\psi_1}{2}}{\sin \frac{\psi_2}{2}}$$

$$f = \sqrt{h^2 - (e - g)^2}$$

Şekil 81: Algoritmada kullanılan parametrelerin gösterimi

Oluşturduğumuz algoritmada ihtiyacımız olan sürücü tarafındaki silecek salınım açısı (ψ_1_deg) ve yolcu tarafındaki silecek salınım açısı (ψ_2_deg) derece cinsinden girilir. Daha sonra istenilen en küçük aktarma açısı değeri (μ_min_deg) de derece cinsinden girilir (Şekil 79) Araç üzerinde belirlenen motor pozisyonuna göre sürücü tarafındaki sabit uzuv (d) ve silme alanı oluşturulurken belirlenen yolcu tarafındaki sabit uzuv (h) uzunlukları da girilerek sistem boyutlandırılır (Şekil 80). Girişi yapılan değişkenlerin ve elde edilen parametrelerin tanımları ve görselleri paylaşılmıştır (Şekil 81). Algoritmada tanımlanan girdiler ve bu girdilere göre elde edilen sonuçlar Tablo 8’de verilmiştir.

a	41	mm	krank uzvu uzunluğu
b	297.6	mm	biyel uzvu uzunluğu/sürücü tarafı
c	55.7	mm	çıkış uzvu uzunluğu/sürücü tarafı
d	300	mm	sabit uzuv/sürücü tarafı
e	55.7	mm	çıkış uzvu uzunluğu/yolcu tarafı
f	650	mm	biyel uzvu uzunluğu/ yolcu tarafı
g	53.7	mm	çıkış uzvu uzunluğu/yolcu tarafı
h	650	mm	sabit uzuv/ yolcu tarafı
ψ_1	95	°	salınım açısı/sürücü tarafı
ψ_2	100	°	salınım açısı/yolcu tarafı
μ_{min}	42	°	min. aktarma açısı

Tablo 8: Kinematik sentez algoritması kullanılarak tasarımı yapılan silecek mekanizmasının parametreleri

5.3. KİNEMATİK ANALİZ

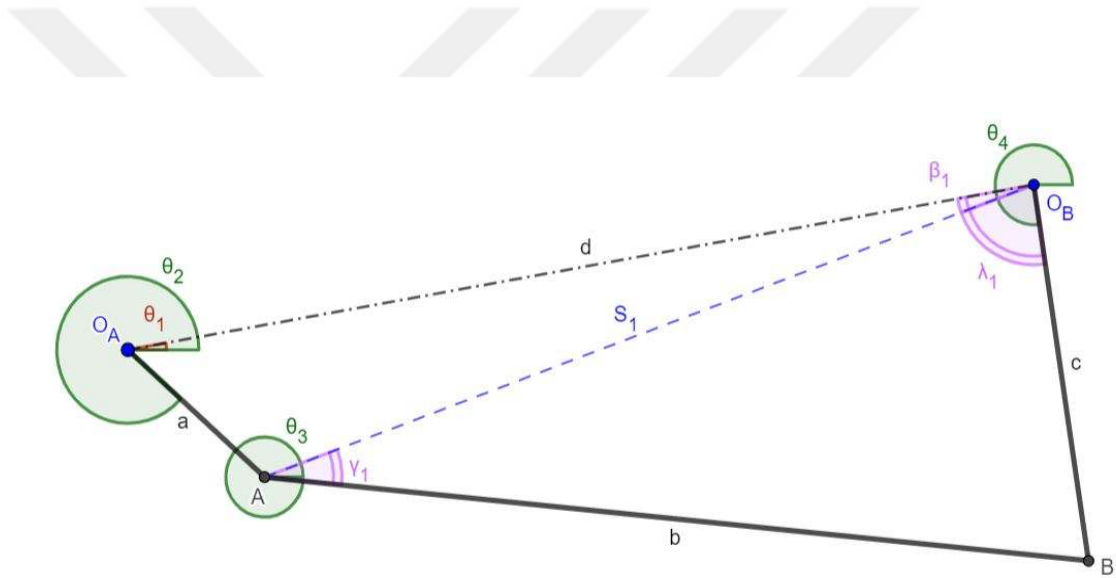
Mekanizmaların analizi ve tasarımında, hızlar ve ivmeler gibi kinematik büyüklükler mühendislik açısından önem taşımaktadır. Yer değiştirme, hız ve ivmeler mekanizmanın fonksiyonel davranışı hakkında fikir verir (Gökçe vd., 2018).

Bir silecek mekanizmasının hareketini incelemek için hız ve ivme bilgisi gereklidir. Bunun için öncelikle giriş hareketinin her bir artışı için tüm uzuvların pozisyonlarını bulmalı, ardından hızları bulmak için konum denklemlerinin zamana bağlı türevlerini ve en son olarak da ivme terimlerini elde etmek için hız denklemlerinin zamana bağlı türevlerini almamız gerekmektedir.

Kinematik sentez prosedüründe olduğu gibi süreci basitleştirmek için sistem birbirine bağlı iki farklı dört-kol mekanizması olarak kabul edilmiş ve hesaplamalar bu kabule göre yapılmıştır.

5.3.1. Konum Analizi

Uzuv boyutları seçilen mekanizmanın verilen giriş açısı için diğer uzuvların pozisyonlarının, açısal hız ve ivmelerinin hesaplanması için kinematik analiz gerçekleştirilmelidir.



Şekil 82: Kol sarkaç mekanizmasının kinematik analizi için ihtiyaç duyulan parametreler

Şekil 82 ‘de gösterilen kol sarkaç mekanizması üzerinde tanımlanan S_1 uzunluğunu hesaplamak için AO_AO_B üçgeninde cos. teoremi yazıldığında

$$S_1 = \sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cdot \cos(\theta_1 - \theta_2)} \quad (122)$$

AO_AO_B üçgeninde sin. teoremi yazıldığında

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left[\frac{a}{S_1} \cdot \sin (\theta_1 - \theta_2) \right] \quad (123)$$

AO_AO_B üçgeninde cos. teoremi yazıldığında

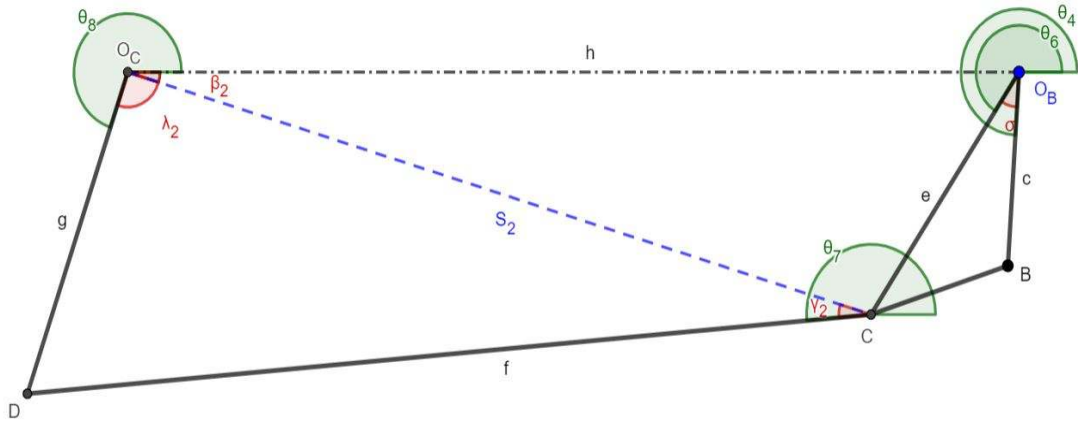
$$\gamma_1 = \cos^{-1} \left(\frac{b^2 + S_1^2 - c^2}{2bS_1} \right) \quad (124)$$

$$\lambda_1 = \cos^{-1} \left(\frac{c^2 + S_1^2 - b^2}{2cS_1} \right) \quad (125)$$

θ_3 ve θ_4 değerlerini bulmak için

$$\theta_4 = \pi + \beta_1 + \lambda_1 + \theta_1 \quad (126)$$

$$\theta_3 = \theta_4 + \mu_1 \quad (127)$$



Şekil 83: Çift sarkaç mekanizmasının kinematik analizi için ihtiyaç duyulan parametreler

Şekil 83'te gösterilen çift sarkaç mekanizması üzerinde θ_6 açısını θ_4 bağlı şekilde tanımlandığında

$$\theta_6 = \theta_4 + \sigma \quad (128)$$

O_CO_BC üçgeninde cos. teoremi yazıldığında

$$S_2 = \sqrt{e^2 + h^2 + 2eh \cdot \cos \theta_6} \quad (129)$$

O_CO_BC üçgeninde sin. teoremi yazıldığında

$$\beta_2 = \sin^{-1} \left(-\frac{e}{S_2} \cdot \sin \theta_6 \right) \quad (130)$$

DCO_C üçgeninde cos. teoremi yazıldığında

$$\lambda_2 = \cos^{-1} \left(\frac{g^2 + S_2^2 - f^2}{2gS_2} \right) \quad (131)$$

$$\gamma_2 = \cos^{-1} \left(\frac{f^2 + S_2^2 - g^2}{2fS_2} \right) \quad (132)$$

θ_7 ve θ_8 değerlerini bulmak için

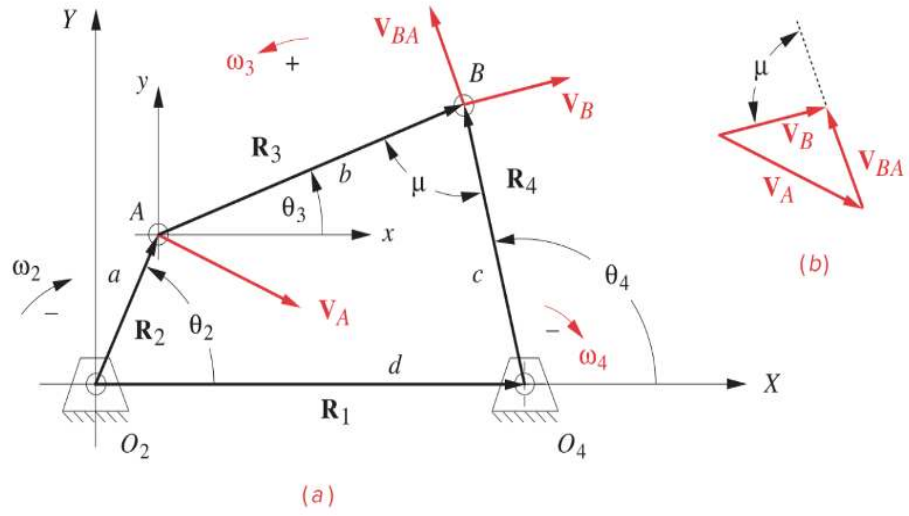
$$\theta_8 = 2\pi - \beta_2 - \lambda_2 \quad (46)$$

$$\theta_7 = \theta_8 - \mu_2 \quad (134)$$

5.3.2. Hız Analizi

Dört kol mekanizması için vektör kapalılık denklemi;

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0 \quad (47)$$



Şekil 84: Dört kol mekanizması için verilen ω_2 açısal hızına göre hız vektörlerinin gösterimi

θ_1 : sabit uzuv açısı

θ_2 : giriş uzvu açısı

θ_3 : biyel açısı

θ_4 : çıkış uzvu açısı olmak üzere kapalılık denklemi yeniden yazıldığında

$$a \cdot e^{i\theta_2} + b \cdot e^{i\theta_3} - c \cdot e^{i\theta_4} - d \cdot e^{i\theta_1} = 0 \quad (48)$$

Açısal hız için denklem (136) 'nın zamana göre türevini alındığında

$$ia \cdot e^{i\theta_2} \omega_2 + ib \cdot e^{i\theta_3} \omega_3 - ic \cdot e^{i\theta_4} \omega_4 = 0 \quad (49)$$

Denklem (137) 'nin reel ve sanal kısımları ayrı ayrı yazıldığında ve elde edilen denklemler ω_3 ve ω_4 için çözüldüğünde

$$\omega_3 = \frac{a\omega_2 \sin(\theta_4 - \theta_2)}{b \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (50)$$

$$\omega_4 = \frac{a\omega_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)}{c \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (139)$$

Çift sarkaç mekanizması için devre kapalılık denklemini yazıldığında

$$R_6 + R_7 - R_8 - R_5 = 0 \quad (51)$$

$$e \cdot e^{i\theta_6} + f \cdot e^{i\theta_7} - g \cdot e^{i\theta_8} - h \cdot e^{i\theta_5} = 0 \quad (52)$$

Açısal hız için denklem (141) 'in zamana göre türevi alındığında

$$ie \cdot e^{i\theta_6} \omega_6 + if \cdot e^{i\theta_7} \omega_7 - ig \cdot e^{i\theta_8} \omega_8 = 0 \quad (53)$$

Denklem (142) 'nin reel ve sanal kısımları ayrı ayrı yazar ve elde edilen denklemleri ω_7 ve ω_8 için çözüldüğünde

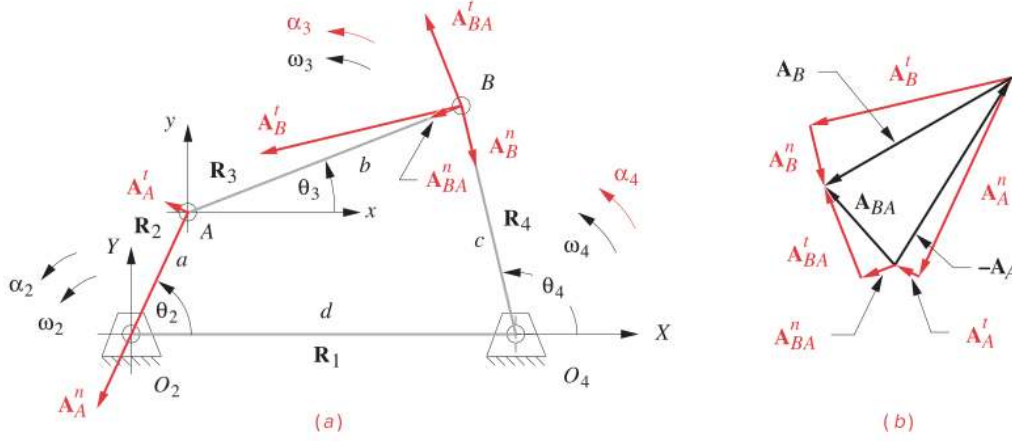
$$\omega_7 = \frac{e\omega_6 \sin(\theta_8 - \theta_6)}{f \sin(\theta_7 - \theta_8)} \quad (54)$$

$$\omega_8 = \frac{e\omega_6 \sin(\theta_7 - \theta_6)}{g \sin(\theta_7 - \theta_8)} \quad (55)$$

5.3.3. İvme Analizi

İvmeyi ifade eden terimleri elde etmek için Denklem (137) 'nin zamana bağlı türevi alındığında, sadeleştirildiğinde ve düzenlendiğinde

$$(-a\omega_2^2 e^{i\theta_2} + ia\alpha_2 e^{i\theta_2}) + (-b\omega_3^2 e^{i\theta_3} + ib\alpha_3 e^{i\theta_3}) - (-c\omega_4^2 e^{i\theta_4} + ic\alpha_4 e^{i\theta_4}) = 0 \quad (56)$$



Şekil 85: Dört kol mekanizması için hız ve ivme vektörlerinin gösterimi

Denklem (145) 'in reel ve sanal kısımlarını ayrı ayrı yazıldığında ve elde edilen denklemler α_3 ve α_4 için çözüldüğünde

$$\alpha_3 = \frac{a\omega_2^2 \cdot \cos(\theta_4 - \theta_2) - a\alpha_2 \cdot \sin(\theta_4 - \theta_2) + b\omega_3^2 \cdot \cos(\theta_4 - \theta_3) - c\omega_4^2}{b \cdot \sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (57)$$

$$\alpha_4 = \frac{-a\omega_2^2 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_2) + a\alpha_2 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_2) - b\omega_3^2 + c\omega_4^2 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_4)}{c \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (58)$$

Çift sarkaç mekanizması için ivmeyi ifade eden terimleri elde etmek için Denklem (142) zamana bağlı türevi alındığında, sadeleştirildiğinde ve terimleri düzenlendiğinde

$$(-e\omega_6^2 e^{i\theta_6} + ie\alpha_6 e^{i\theta_6}) + (-f\omega_7^2 e^{i\theta_7} + if\alpha_7 e^{i\theta_7}) - (-g\omega_8^2 e^{i\theta_8} + ig\alpha_8 e^{i\theta_8}) = 0 \quad (59)$$

Denklem (148) 'in reel ve sanal kısımlarını ayrı ayrı yazıldığında ve elde edilen denklemler α_7 ve α_8 için çözüldüğünde

$$\alpha_7 = \frac{e\omega_6^2 \cdot \cos(\theta_8 - \theta_6) - e\alpha_6 \cdot \sin(\theta_8 - \theta_6) + f\omega_7^2 \cdot \cos(\theta_8 - \theta_7) - g\omega_8^2}{f \cdot \sin(\theta_8 - \theta_7)} \quad (60)$$

$$\alpha_8 = \frac{-e\omega_6^2 \cdot \cos(\theta_7 - \theta_6) + e\alpha_6 \cdot \sin(\theta_7 - \theta_6) - f\omega_7^2 + g\omega_8^2 \cdot \cos(\theta_7 - \theta_8)}{g \cdot \sin(\theta_7 - \theta_8)} \quad (61)$$

5.3.4. Jerk (Sarsıntı) Analizi

Sarsıntıyı ifade eden terimleri elde etmek için Denklem (145) 'in zamana bağlı türevi alındığında, terimleri sadeleştirildiğinde ve düzenlendiğinde

$$\begin{aligned} & (-a\omega_2^3 ie^{i\theta_2} - 3a\omega_2\alpha_2 e^{i\theta_2} + a\xi_2 ie^{i\theta_2}) \\ & + (-b\omega_3^3 ie^{i\theta_3} - 3b\omega_3\alpha_3 e^{i\theta_3} + b\xi_3 ie^{i\theta_3}) + (c\omega_4^3 ie^{i\theta_4} \\ & + 3c\omega_4\alpha_4 e^{i\theta_4} - c\xi_4 ie^{i\theta_4}) = 0 \end{aligned} \quad (62)$$

Denklemleri ξ_3 ve ξ_4 için sadeleştirilmiş şekilde ifade edebilmek için bazı yardımcı parametreler tanımlandığında

$$A = a\omega_2^3 \sin \theta_2 \quad (63)$$

$$B = 3a\omega_2\alpha_2 \cos \theta_2 \quad (153)$$

$$C = a\xi_2 \sin \theta_2 \quad (64)$$

$$D = b\omega_3^3 \sin \theta_3 \quad (65)$$

$$E = 3b\omega_3\alpha_3 \cos \theta_3 \quad (66)$$

$$F = c\omega_4^3 \cdot \sin \theta_4 \quad (67)$$

$$G = 3c\omega_4\alpha_4 \cos \theta_4 \quad (68)$$

$$H = c \sin \theta_4 \quad (69)$$

$$K = b \sin \theta_3 \quad (70)$$

$$L = a\omega_2^3 \cos \theta_2 \quad (71)$$

$$M = 3a\omega_2\alpha_2 \sin \theta_2 \quad (72)$$

$$N = a\xi_2 \cos \theta_2 \quad (73)$$

$$P = b\omega_3^3 \cos \theta_3 \quad (74)$$

$$Q = 3b\omega_3\alpha_3 \sin \theta_3 \quad (75)$$

$$R = b \cos \theta_3 \quad (76)$$

$$S = c\omega_4^3 \cdot \cos \theta_4 \quad (77)$$

$$T = 3c\omega_4\alpha_4 \sin \theta_4 \quad (78)$$

$$U = c \cos \theta_4 \quad (79)$$

Denklem (151) 'in reel ve sanal kısımları ayrı ayrı yazıldığında ve elde edilen denklemler ξ_3 ve ξ_4 için çözüldüğünde

$$\xi_3 = \frac{A - B - C + D - E - F + G + H\xi_4}{K} \quad (80)$$

$$\xi_4 = \frac{K(N - L - M - P - Q + S + T) + R(A - B - C + D - E - F + G)}{KU - HR} \quad (81)$$

Denklem (148) 'in zamana bağılı türevi alındığında, terimleri sadeleştirildiğinde ve düzenlendiğinde

$$\begin{aligned} & (-e\omega_6^3 ie^{i\theta_6} - 3e\omega_6\alpha_6 e^{i\theta_6} + e\xi_6 ie^{i\theta_6}) \\ & + (-f\omega_7^3 ie^{i\theta_7} - 3f\omega_7\alpha_7 e^{i\theta_7} + f\xi_7 ie^{i\theta_7}) + (g\omega_8^3 ie^{i\theta_8} \\ & + 3g\omega_8\alpha_8 e^{i\theta_8} - g\xi_8 ie^{i\theta_8}) = 0 \end{aligned} \quad (82)$$

Denklemleri ξ_7 ve ξ_8 için sadeleştirilmiş şekilde ifade edebilmek için bazı yardımcı parametreler tanımlandığında

$$A' = e\omega_6^3 \sin \theta_6 \quad (83)$$

$$B' = 3e\omega_6\alpha_6 \cos \theta_6 \quad (84)$$

$$C' = e\xi_6 \sin \theta_6 \quad (85)$$

$$D' = f\omega_7^3 \sin \theta_7 \quad (86)$$

$$E' = 3f\omega_7\alpha_7 \cos \theta_7 \quad (87)$$

$$F' = g\omega_8^3 \sin \theta_8 \quad (88)$$

$$G' = 3g\omega_8\alpha_8 \cos \theta_8 \quad (89)$$

$$H' = g \sin \theta_8 \quad (90)$$

$$K' = f \cos \theta_7 \quad (91)$$

$$L' = e\omega_6^3 \cos \theta_6 \quad (92)$$

$$M' = 3e\omega_6\alpha_6 \sin \theta_6 \quad (93)$$

$$N' = e\xi_6 \cos \theta_6 \quad (94)$$

$$P' = f\omega_7^3 \cos \theta_7 \quad (95)$$

$$Q' = 3f\omega_7\alpha_7 \sin \theta_7 \quad (96)$$

$$R' = f \cos \theta_7 \quad (97)$$

$$S' = g\omega_8^3 \sin \theta_8 \quad (98)$$

$$T' = 3g\omega_8\alpha_8 \sin \theta_8 \quad (99)$$

$$K' = c \cos \theta_4 \quad (100)$$

Denklem (172) 'nin reel ve sanal kısımları ayrı ayrı yazıldığında ve elde edilen denklemler ξ_7 ve ξ_8 için çözüldüğünde

$$\xi_7 = \frac{A' - B' - C' + D' - E' - F' + G' + H'\xi_8}{K} \quad (101)$$

$$\begin{aligned} & \xi_8 \\ &= \frac{K'(N' - L' - M' - P' - Q' + S' + T') + R'(A' - B' - C' + D' - E' - F' + G')}{K'U' - H'R'} \end{aligned} \quad (192)$$

Oluşturulan denklemler ile bir MATLAB scripti oluşturulur ve sentez algoritması çıktısı olarak elde edilen boyutlar girilerek, tasarımı yapılan sistemin performansını değerlendirmek için gerekli açısal hız, ivme, jerk ve aktarma açısı parametrelerinin hareket boyunca değişimini, min. ve max. değerleri hesaplanır (Şekil 86, 87 ve 88).

“Silecek Mekanizması Kinematik Sentez” algoritması yardımıyla elde ettiğimiz aşağıdaki parametreler girilir.

- Sürücü tarafı giriş uzvu uzunluğu (a)
- Sürücü tarafı biyel (bağlantı) uzvu uzunluğu (b)
- Sürücü tarafı çıkış uzvu uzunluğu (c)
- Sürücü tarafı sabit uzuv uzunluğu (d)
- Yolcu tarafı giriş uzvu uzunluğu (e)
- Yolcu tarafı biyel (bağlantı) uzvu uzunluğu (f)
- Yolcu tarafı çıkış uzvu uzunluğu (g)
- Yolcu tarafı sabit uzuv uzunluğu (h)

Bu parametrelere ek olarak silecek mekanizmanın oryantasyonunu (θ_1) ve kol sarkaç ve çift sarkaç mekanizmalarının birbirine göre konumunu belirten parametre (σ) derece cinsinden tanımlanır. Kinematik analizi gerçekleştirebilmek adına giriş uzvunun başlangıçtaki açısal hız (ω_2), açısal ivme (α_2) ve açısal jerk (ξ_2) değerleri sırasıyla rad/s, rad/s² ve rad/s³ cinsinden girilir (Şekil 86).

Girdilerin tanımlanmasının ardından algoritma yardımıyla θ_2 ‘nin 0-2 π aralığındaki değerleri için her bir uzuv için açısal hız, açısal ivme, açısal jerk değerleri hesaplanır ve grafik olarak gösterilir. Buna ek olarak hareket boyunca aktarma açısında meydana gelen değişim ve silme açıları grafik olarak gösterilir.

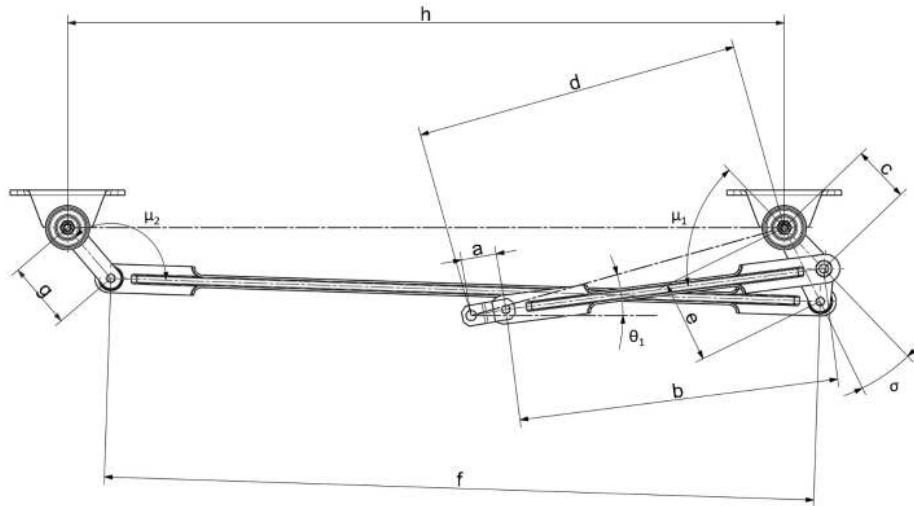
<i>a</i>	41	mm	krank uzvu uzunluğu
<i>b</i>	297.6	mm	biyel uzvu uzunluğu/sürücü tarafı
<i>c</i>	55.7	mm	çıkış uzvu uzunluğu/sürücü tarafı
<i>d</i>	300	mm	sabit uzuv/sürücü tarafı
<i>e</i>	55.7	mm	çıkış uzvu uzunluğu/yolcu tarafı
<i>f</i>	650	mm	biyel uzvu uzunluğu/ yolcu tarafı
<i>g</i>	53.7	mm	çıkış uzvu uzunluğu/yolcu tarafı
<i>h</i>	650	mm	sabit uzuv/ yolcu tarafı
θ_1	7	°	mekanizmanın oryantasyon açısı
σ	0	°	4 ve 6 no.lu uzuvlar arasındaki açı
ω_2	1	rad/s	krank uzvu açısal hızı
α_2	0	rad/s ²	krank uzvu açısal ivmesi
ξ_2	0	rad/s ³	krank uzvu açısal jerki

Tablo 9: Kinematik analiz algoritması kullanılarak incelenen silecek mekanizmasının parametreleri

SİLECEK MEKANİZASI KİNEMATİK ANALİZİ

```
clc
clear all
```

Uzuv Boyutları



Sistemin Girdileri

a =	41	% a - giriş uzvu uzunluğu/sürücü tarafı(mm)
b =	297.6	% b - biyel uzvu uzunluğu/sürücü tarafı (mm)
c =	55.7	% c - çıkış uzvu uzunluğu/sürücü tarafı (mm)
d =	300	% d - sabit uzuv uzunluğu/sürücü tarafı (mm)
e =	55.7	% e - giriş uzvu uzunluğu/yolcu tarafı (mm)
f =	650	% f - biyel uzunluğu/yolcu tarafı (mm)
g =	53.7	% g - çıkış uzvu uzunluğu/yolcu tarafı (mm)
h =	650	% h - sabit uzuv uzunluğu/yolcu tarafı (mm)
theta1_deg =	7	% theta1 - mekanizmanın oryantasyon açısı (derece)
sigma_deg =	0	% 4 ve 6 no.lu uzuvlar arasındaki açı (derece)
omega2 =	1	% omega2 - motorun açısal hızı (rad/s)
alpha2 =	0	% alpha2 - krank açısal ivmesi (rad/s^2)
ksi2 =	0	% ksi2 - krank açısal jerk (rad/s^3)

Şekil 86: Matlab algoritmasında mekanizma giriş parametreleri

```
% Kinematik Analiz Hesapları
for i = 1:length(theta2_range)
    theta2 = theta2_range(i);

    % kol-sarkaç mekanizması pozisyon analizi
    S1 = sqrt(a^2 + d^2 - 2*a*d*cos(theta1 - theta2));
    beta1 = asin((a / S1) * sin(theta1 - theta2));
    gamma1 = acos((b^2 + S1^2 - c^2) / (2 * b * S1));
    lambda1 = acos((c^2 + S1^2 - b^2) / (2 * c * S1));
    mu1 = acos((b^2 + c^2 - S1^2) / (2 * b * c));

    theta4 = pi + beta1 + lambda1 + theta1;
    theta3 = theta4 + mu1;

    theta4_i(i) = theta4;
    theta3_i(i) = theta3;
    mu1_i(i) = mu1;
    S1_i(i) = S1;
    beta1_i(i) = beta1;
    lambda1_i(i) = lambda1;
    gamma1_i(i) = gamma1;

    % kol-sarkaç mekanizması hız analizi
    omega3 = (a * omega2 / b) * (sin(theta4 - theta2) / sin(theta3 - theta4));
    omega4 = (a * omega2 / c) * (sin(theta3 - theta2) / sin(theta3 - theta4));

    omega3_i(i) = omega3;
    omega4_i(i) = omega4;

    % kol-sarkaç mekanizması ivme analizi
    alpha3 = (a * omega2^2 * cos(theta4 - theta2) - a * alpha2 * sin(theta4 - theta2) + b * omega3^2 * cos(theta4 - theta3) - c * omega4^2 * ...
    / (b * sin(theta4 - theta3)));
    alpha4 = (-a * omega2^2 * cos(theta3 - theta2) + a * alpha2 * sin(theta3 - theta2) - b * omega3^2 * cos(theta3 - theta4) + ...
    / (c * sin(theta3 - theta4)));

    alpha3_i(i) = alpha3;
    alpha4_i(i) = alpha4;

    % kol-sarkaç mekanizması jerk analizi
    A = a * omega2^3 * sin(theta2);
    B = 3 * a * omega2 * alpha2 * cos(theta2);
    C = a * ksi2 * sin(theta2);
    D = b * omega3^3 * sin(theta3);
    E = 3 * b * omega3 * alpha3 * cos(theta3);
    F = c * omega4^3 * sin(theta4);
    G = 3 * c * omega4 * alpha4 * cos(theta4);
    H = c * sin(theta4);
    K = b * sin(theta3);
    L = a * omega2^3 * cos(theta2);
    M = 3 * a * omega2 * alpha2 * sin(theta2);
    N = a * ksi2 * cos(theta2);
    P = b * omega3^3 * cos(theta3);
    Q = 3 * b * omega3 * alpha3 * sin(theta3);
    R = b * cos(theta3);
    S = c * omega4^3 * cos(theta4);
    T = 3 * c * omega4 * alpha4 * sin(theta4);
    U = c * cos(theta4);

    Ks14 = (K * (N - L - M - P - Q + S + T) + R * (A - B - C + D - E - F + G)) / (K * U - H * R);
    Ks13 = (A - B - C + D - E - F + G + H * Ks14) / K;
end
```

Şekil 87: Kol-sarkaç mekanizması kinematik analiz Matlab scripti

```
% çift sarkaç mekanizması pozisyon analizi
theta6 = theta4 + sigma;
S2 = sqrt(e^2 + f^2 + 2 * e * f * cos(theta6));
beta2 = asin((e / S2) * sin(theta6));
gamma2 = acos((f^2 + S2^2 - g^2) / (2 * f * S2));
lambda2 = acos((g^2 + S2^2 - f^2) / (2 * g * S2));
mu2 = acos((f^2 - g^2 - S2^2) / (2 * f * g));

theta8 = 2 * pi - beta2 - lambda2;
theta7 = theta8 - mu2;

theta6_i(i) = theta6;
theta8_i(i) = theta8;
theta7_i(i) = theta7;
mu2_i(i) = mu2;
S2_i(i) = S2;
beta2_i(i) = beta2;
lambda2_i(i) = lambda2;
gamma2_i(i) = gamma2;

% çift sarkaç mekanizması hız analizi
omega7 = (e * omega6 / f) * (sin(theta8 - theta6) / sin(theta7 - theta6));
omega8 = (f * omega6 / g) * (sin(theta7 - theta6) / sin(theta7 - theta8));

omega6_i(i) = omega6;
omega7_i(i) = omega7;
omega8_i(i) = omega8;

% çift sarkaç mekanizması ivme analizi
alpha6 = alpha4;

alpha7 = (g * omega6^2 * cos(theta8 - theta6) - e * alpha6 * sin(theta8 - theta6) + f * omega7^2 * cos(theta8 - theta7) - g * omega8^2 * ...
/ (f * sin(theta8 - theta7)));
alpha8 = (-e * omega6^2 * cos(theta7 - theta6) + e * alpha6 * sin(theta7 - theta6) - f * omega7^2 * cos(theta7 - theta8) + ...
/ (g * sin(theta7 - theta8)));

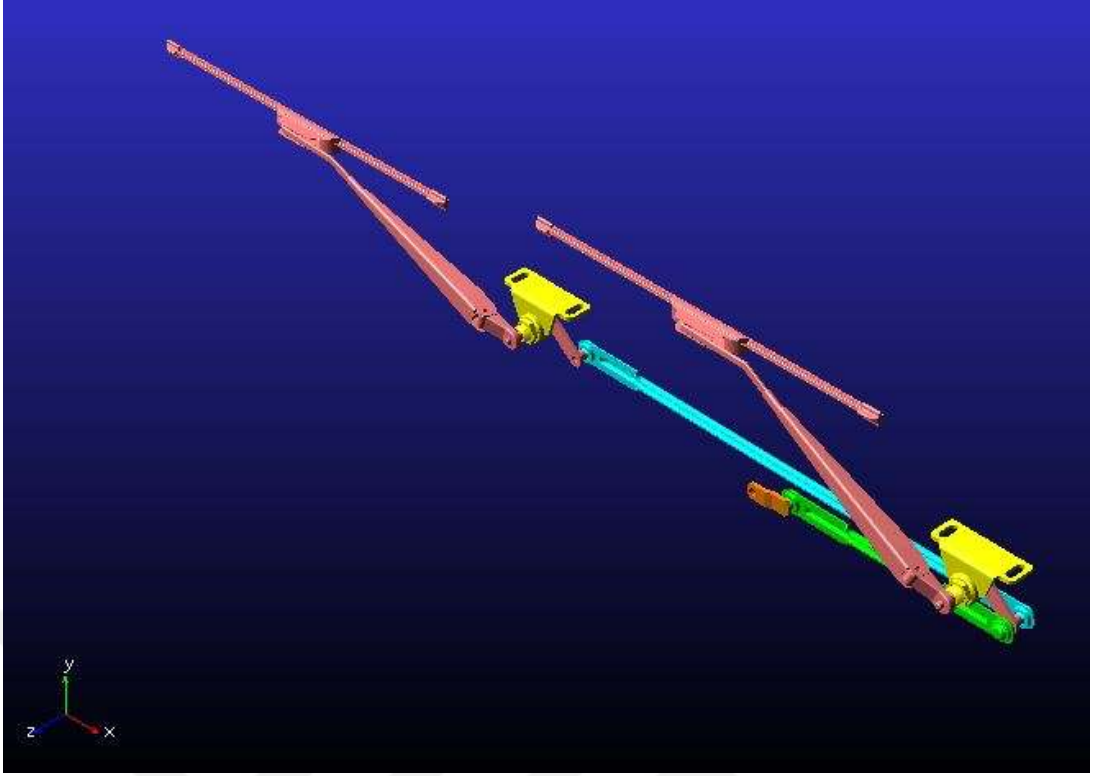
alpha6_i(i) = alpha6;
alpha7_i(i) = alpha7;
alpha8_i(i) = alpha8;

% çift sarkaç mekanizması jerk analizi
Ks16 = Ks14;

AA = e * omega6^3 * sin(theta6);
BB = 3 * e * omega6 * alpha6 * cos(theta6);
CC = e * Ks16 * sin(theta6);
DD = f * omega7^3 * sin(theta7);
EE = 3 * f * omega7 * alpha7 * cos(theta7);
FF = g * omega8^3 * sin(theta8);
GG = 3 * g * omega8 * alpha8 * cos(theta8);
HH = g * sin(theta8);
KK = f * sin(theta7);
LL = e * omega6^3 * cos(theta6);
MM = 3 * e * omega6 * alpha6 * sin(theta6);
NN = e * Ks16 * cos(theta6);
PP = f * omega7^3 * cos(theta7);
QQ = 3 * f * omega7 * alpha7 * sin(theta7);
RR = f * cos(theta7);
SS = g * omega8^3 * cos(theta8);
TT = 3 * g * omega8 * alpha8 * sin(theta8);
UU = g * cos(theta8);

Ks18 = (KK * MM - KK * LL - KK * NN - KK * PP - KK * QQ + RR * AA - RR * BB - RR * CC + RR * DD - RR * EE - RR * FF + RR * GG + KK * SS + KK * TT) / (KK * UU - HH * RR);
Ks17 = (AA - BB - CC + DD - EE - FF + GG + HH * Ks18) / KK;
```

Şekil 88: Çift sarkaç mekanizması kinematik analiz Matlab scripti

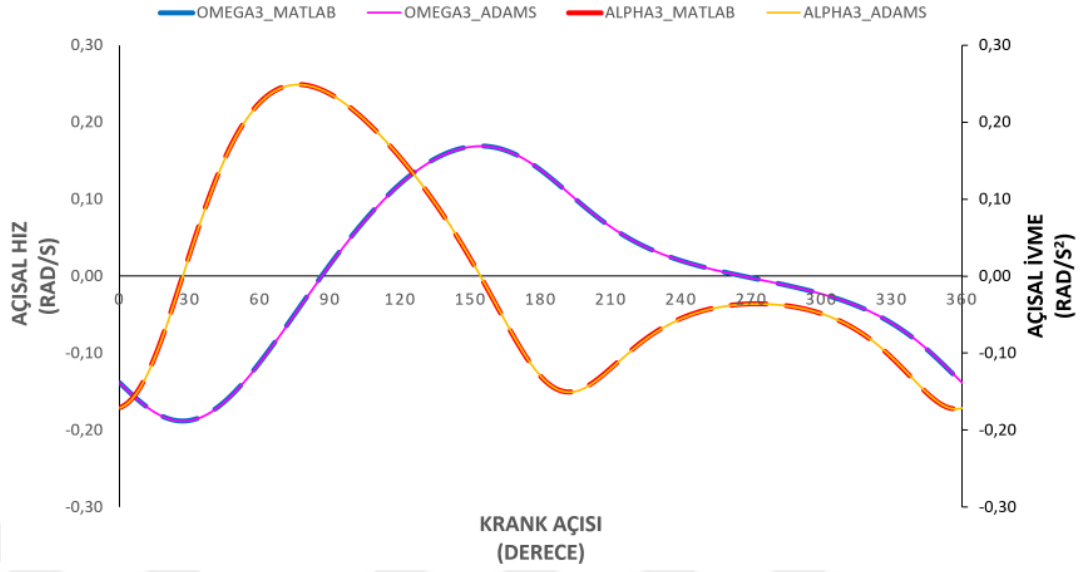


Şekil 89: ADAMS ortamında oluşturulan silecek mekanizması kinematik modeli

Oluşturulan Matlab kodu ile elde edilen açısal hız ve ivme değerleri, ADAMS da oluşturulan kinematik modelin (Şekil 89) simülasyonu sonrasında elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır (Şekil 90, 91, 92, 93).

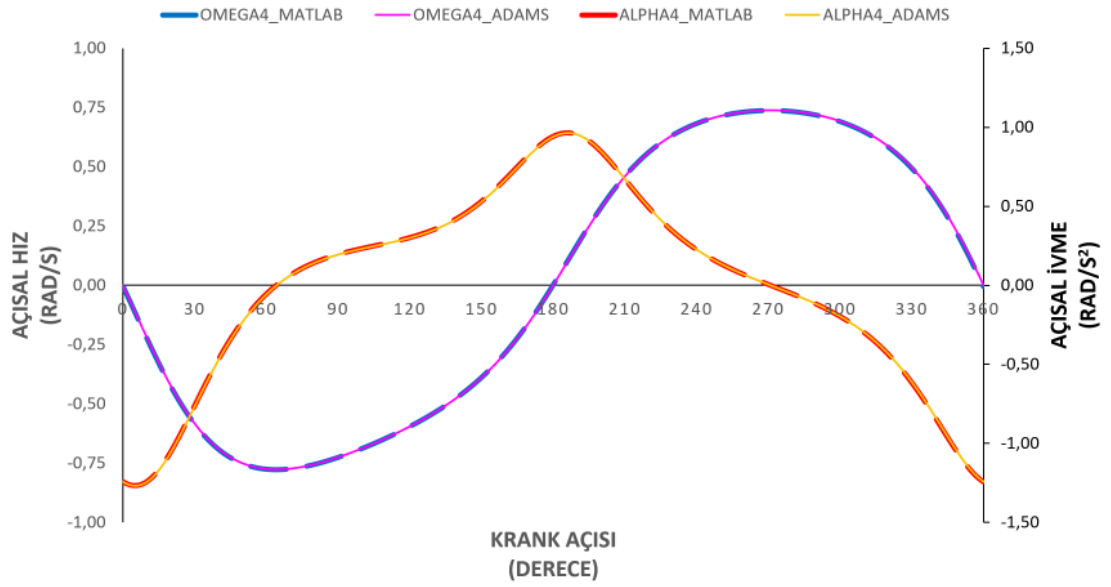
Sonuçlar incelendiğinde MATLAB algoritmasında her bir uzuv için elde edilen açısal hız ve ivme değerlerinin krank açısına göre değişimi ile ADAMS modelinden elde edilen açısal hız ve ivme değerlerinin hareket boyunca değişimi ile örtüştüğü görülmüştür. Bu bağlamda ek bir CAD data oluşturulmadan ya da ADAMS, Simulink/Simscape gibi yazılımlar yardımıyla MBD (Multibody Dynamics) modelleri oluşturmaya gerek kalmadan büyük bir doğruluk ile sistemin kinematik analizinin gerçekleştirilebildiği ve performansını değerlendirmek için gerekli verilere kolayca ulaşılabilirdiği görülmüştür. Algoritmanın zaman ve kaynak açısından büyük bir avantaj sağladığı gözlemlenmiştir.

BAĞLANTI UZVU AÇISAL HIZ & İVMESİ SÜRÜCÜ TARAFI



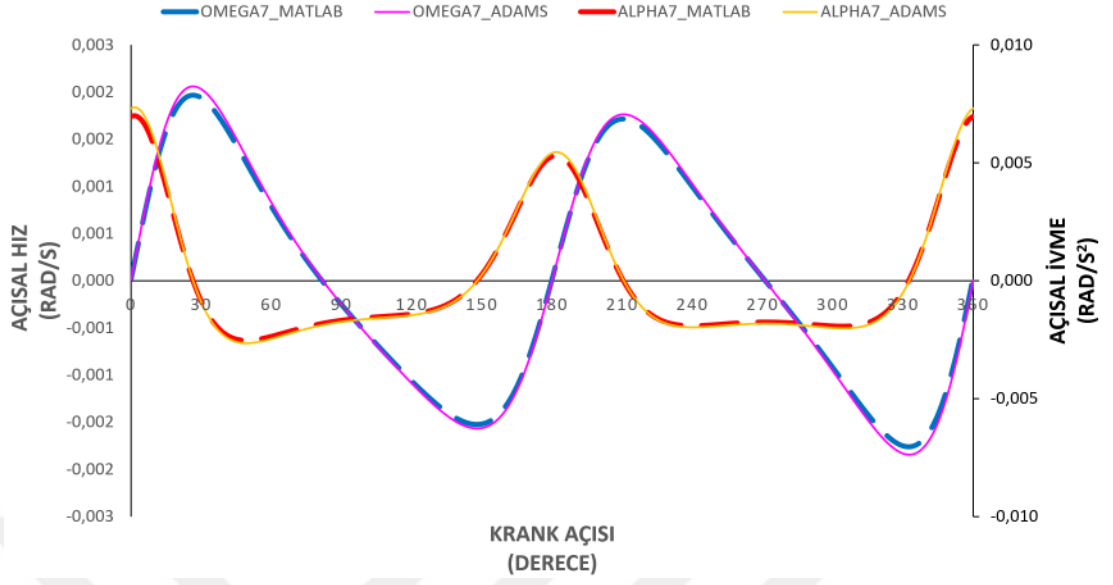
Şekil 90: 3 no.lu uzvun açisal hız ve ivme analizine ait MATLAB ve ADAMS sonuçlarının karşılaştırılması

ÇIKIŞ UZVU AÇISAL HIZI & İVMESİ SÜRÜCÜ TARAFI



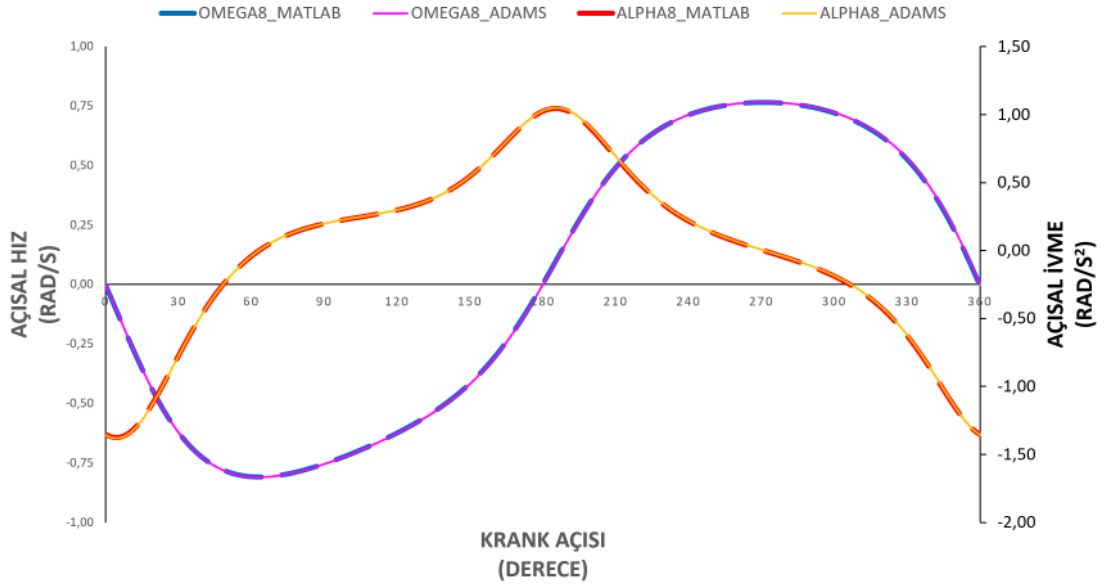
Şekil 91: 4 no.lu uzvun açisal hız ve ivme analizine ait MATLAB ve ADAMS sonuçlarının karşılaştırılması

BAĞLANTI UZVU AÇISAL HIZ & İVMESİ YOLCU TARAFI



Şekil 92: 7 no.lu uzva ait açısal hız ve ivme analizine ait MATLAB ve ADAMS sonuçlarının karşılaştırılması

ÇIKIŞ UZVU AÇISAL HIZ & İVMESİ YOLCU TARAFI



Şekil 93: 8 no.lu uzva ait açısal hız ve ivme analizine ait MATLAB ve ADAMS sonuçlarının karşılaştırılması

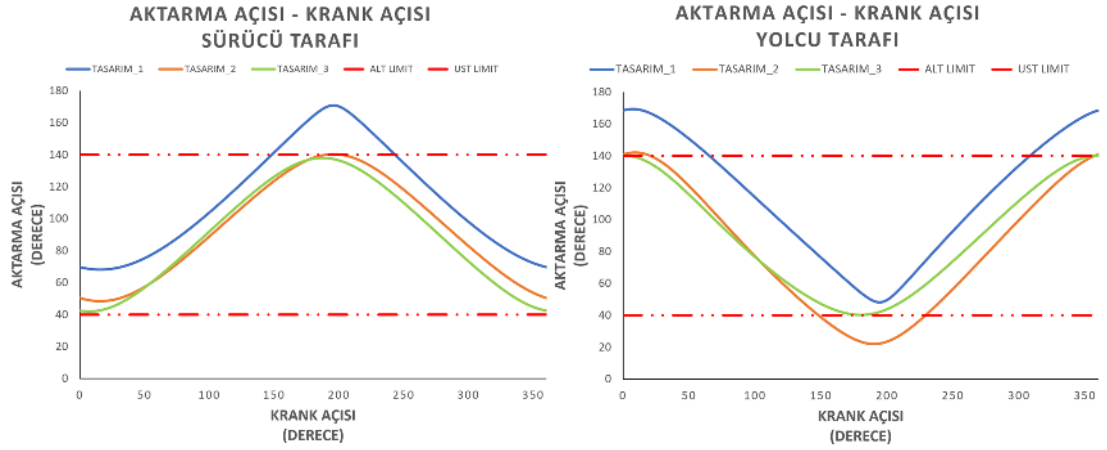
BÖLÜM 6

DEĞERLENDİRME

Bu bölümde oluşturulan algoritma ile tasarımı gerçekleştirilen silecek mekanizması, aynı araçta kullanılan daha önce üretilmiş iki farklı mekanizma ile silme performansı/silme alanı, açısal hız/ivme/jerk değerleri, aktarma açısı değişimi ve kuvvet iletim verimliliği, ağırlık/maliyet bakımından karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucu elde edilen sonuçlar, tasarımı yapılan sistemin önceki tasarımlara göre avantaj ve dezavantajları sıralanmıştır. Bu kapsamda prototip araç için üretilen sistem “Tasarım 1” olarak, ön seri araç için oluşturulan sistem ise “Tasarım 2” olarak tanımlandı. Tasarım 1 ‘in kapsadığı silme alanı yüksek ancak hareketi sırasında gösterdiği performans yeterli olarak görülmemiştir. Sistemin çalıştığı süre zarfında yüksek açısal hız ve ivmeler, sarsıntı ve yüksek dinamik yükler, yüksek sürtünme değerleri, sesli çalışma, atlama vb. problemler gözlemlenmiş; bu sebeple “Tasarım 2” olarak adlandırılan diğer çözüm üretilmiştir. Bu çözümde silme açıları azaltılarak silinen alan azaltılmış, böylece sürtünme kuvveti ve sisteme gelen yükler azaltılmaya çalışılmıştır. Kısacası silme alanından kabul edilebilir bir seviyede fedakârlık edilerek sistemin genel performansı iyileştirilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada elde edilen kinematik sentez algoritması kullanılarak tasarımı gerçekleştiren sistem ise “Tasarım 3” olarak tanımlanmıştır.

Sentez sonucu elde edilen benzer hareket profiline sahip (krankın belirli bir miktar dönüşüne karşılık çıkış uzvunun yapacağı salınım miktarı) mekanizma sayısı oldukça fazladır (Erdman et al., 2001; Sandor & Erdman, 1984; Söylemez, 2023; Uicker et al., 2017). Bu mekanizmalar arasında en iyisini seçmek için bazı kriterler belirlenir. Balli ‘nin belirttiği gibi iyi bir aktarma açısı çoğu problemin çözümüdür (Balli & Chand, 2002).

Kuvvet iletimindeki verimin ölçümü aktarma açısının 90° den sapma miktarıdır. Bu nedenle mekanizma tasarımındaki amaç bu sapmaları olabildiğince küçük olması için uzuv boyutlarını oranları belirlemektir (Norton, 2020). Hareket sırasında aktarma açısının değeri belirli bir aralıkta değişim gösterir ve en uygun değeri 90° ‘dir. Tavsiye edile aktarma açısı değeri $90^\circ \pm 50^\circ$ ‘dir (Balli & Chand, 2002).



Şekil 94: Silecek mekanizmasının hareketi boyunca aktarma açılarının değişimi

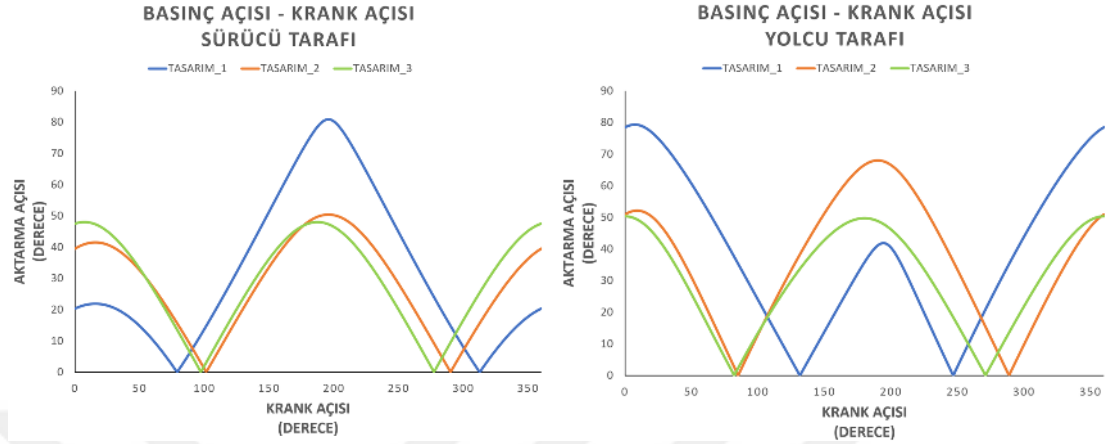
Silecek mekanizması 2 farklı dört kol mekanizmasından (bir adet kol-sarkaç ve bir adet çift sarkaç) oluştuğu düşünülmüş ve bu şekilde değerlendirilmiştir. Sürücü tarafında yer alan ilk mekanizma kol-sarkaç mekanizması, yolcu tarafında yer alan mekanizma da çift sarkaç tipinde bir dört kol mekanizmasıdır.

Şekil 94'te kol-sarkaç mekanizmasında krankın 360° dönüşü ile aktarma açısında meydana gelen değişimin grafiği, çift sarkaç mekanizmasının hareketi boyunca aktarma açısının değişimi verilmiştir. Balli'nin de bahsettiği gibi iyi bir mekanizma için aktarma açısı (μ) değeri $40^\circ < \mu < 140^\circ$ aralığında olmalıdır (Balli & Chand, 2002).

Grafiklerde görüldüğü gibi 1 no.lu tasarımda aktarma açısının 90° den sapma miktarı çok yüksektir. Bu değerler sistemin sesli çalışmasına ya da yataklara gelen yüksek yükler sebebi ile sık sık arızalanmasına sebep olacaktır. 2 no.lu tasarımda kol-sarkaç mekanizması optimum aralıkta hareketini gerçekleştirirken, çift sarkaç mekanizması belirli bir aralıkta limitlerin dışına çıkmaktadır. Bu da uzuvların zorlanmasına ve sesli çalışmaya sebep olabilir. 3.no.lu tasarımda her iki mekanizma da hareket süresince limitler içerisinde kalmaktadır (Şekil 94).

Bağlantı uzvu eksenindeki kuvvet çıkış uzvu ile 90° olduğunda mekanizmadaki eğilme azalacak ve istenen kuvvet iletim durumu oluşacaktır (Khare & Dave, 1978). Aktarma açısı dört kol mekanizmasının çıkış uzvundaki kuvvet ya da tork iletiminin niteliğini ölçmek için bir yol olarak görülebilir (Liu & Angeles, 1992).

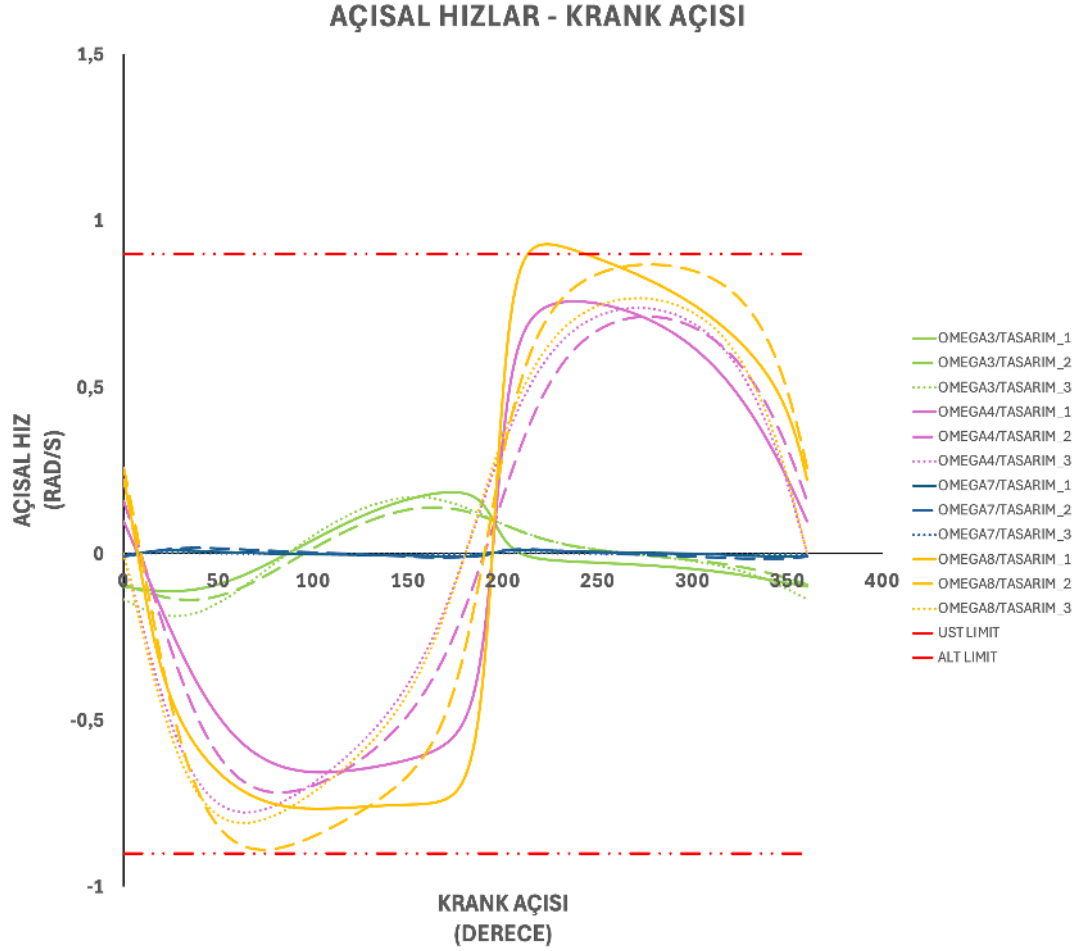
Mekanizmanın performansını aktarma açısı yönünden ve giriş uzvunun hareketine göre değerlendirmek için aktarma kalitesi tanımı paylaşılmıştır (Balli & Chand, 2002).



Şekil 95: Silecek mekanizmasının hareketi boyunca basınç açılarının değişimi

Freudenstein ve Balli'nin belirttiği gibi daha küçük basınç açıları mantıklı mekanik avantaj ve yüksek kalitede hareket iletimi sağlar. Basınç açısı sadece iyi güç ve kuvvet iletimi göstergesi olarak önemli değildir, ayrıca mekanizmanın hatalara karşı hassasiyetinde de birincil faktördür. Daha büyük basınç açısı, üretim hatalarına karşı daha duyarlı bir mekanizmaya yok açar. Bu sebep ile mekanizma tasarımında max. basınç açısını minimize etmeye çalışmak mantıklıdır (Balli & Chand, 2002).

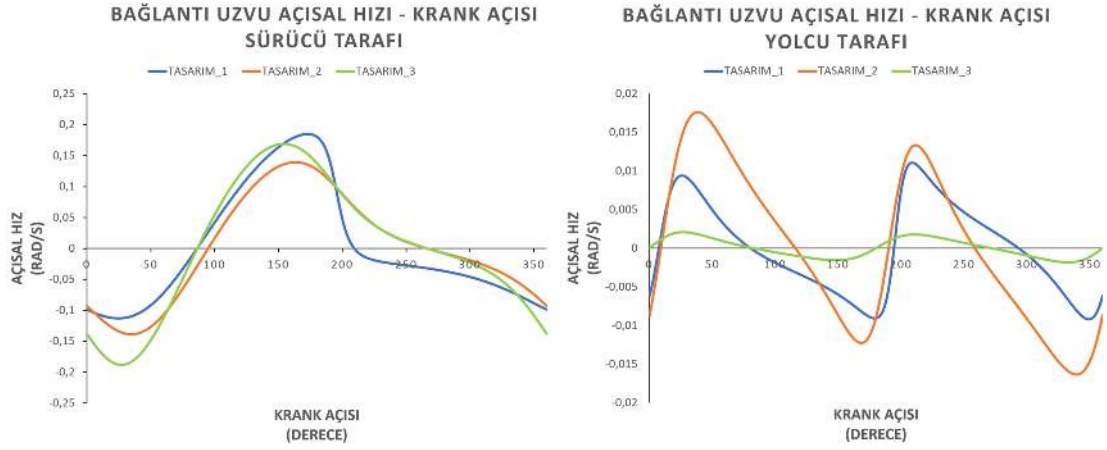
Grafiklerde görüldüğü gibi sürücü tarafındaki mekanizmanın basınç açısı incelendiğinde; 1 no.lu tasarımın basınç açısının majör seviyede yüksek olduğu, 2 ve 3 no.lu tasarımın basınç açısı değerlerinin birbirine yakın olduğu görülür. Yolcu tarafındaki mekanizmanın basınç açısı değerleri incelendiğinde ise yine aynı şekilde 1 no.lu tasarımın basınç açısının diğerlerine göre çok daha yüksek olduğu, 3 no.lu tasarımın da 1 ve 2 no.lu tasarımlara göre daha düşük basınç açısı değerlerine sahip olduğu görülür (Şekil 95).



Şekil 96: Açısal hızın hareket boyunca değişimi

Şekil 96'da 3 farklı mekanizmanın hareket boyunca açısal hızlarının krank açısına göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde en yüksek hızların silceklerin bağlı olduğu çıkış uzuvlarında (4 ve 8 no.lu uzuvlar) olduğu görülebilir.

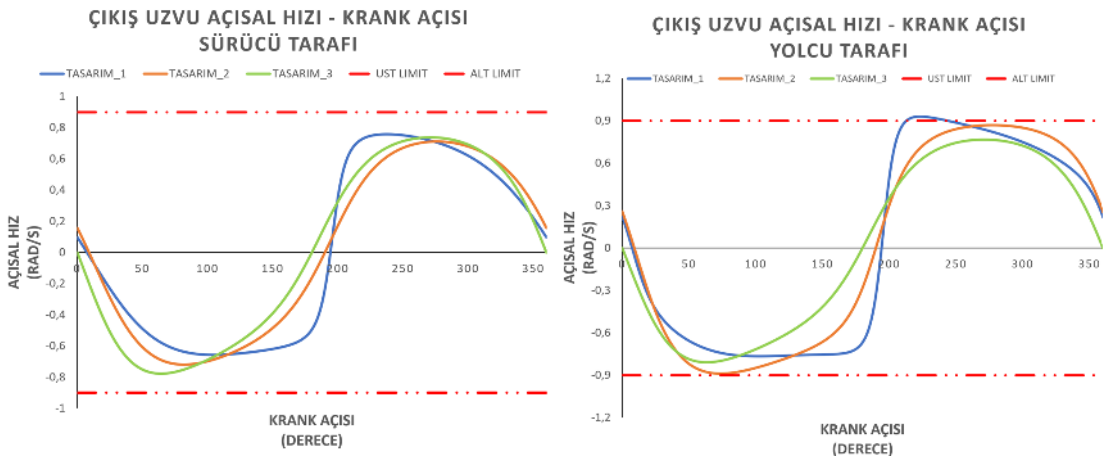
Biyel uzvunun açısal hızı detaylı incelenirse; kol-sarkaç mekanizması için her 3 tasarımda birbirine yakın değerlere sahiptir. Burada min. açısal hız 2 no.lu tasarımda oluşmaktadır. Çift sarkaç mekanizması incelendiğinde ise 1 ve 2 no.lu tasarımlardaki açısal hız ile 3 no.lu tasarımdaki açısal hız değeri arasında majör bir fark görülür. 3 no.lu tasarım biyel kolunun yaptığı dönme-öteleme hareketi neredeyse sadece öteleme şeklinde olduğu için açısal hızı çok küçüktür (Şekil 97).



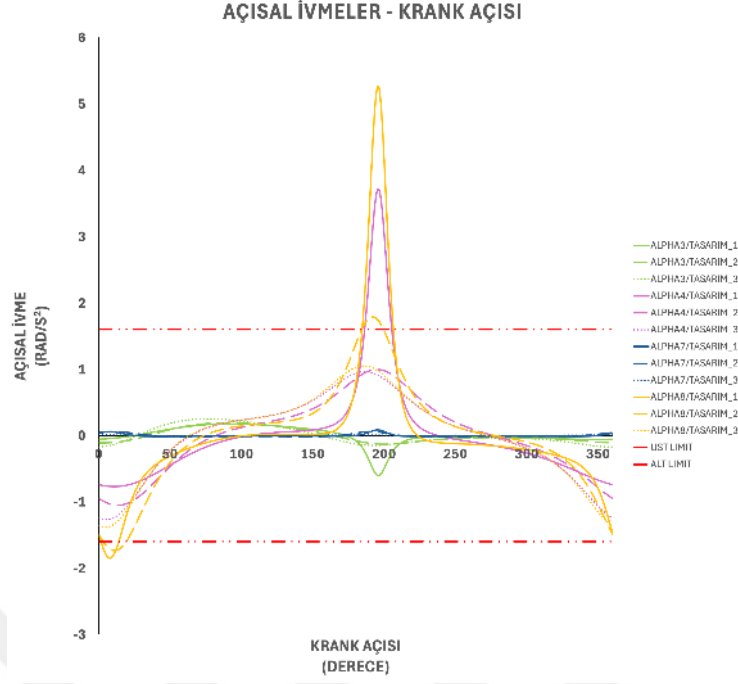
Şekil 97: 3 ve 7 no.lu uzuvların açısai hızların hareket boyunca değışimi

Çıkış uzuvlarının açısai hız değeri incelendiğinde ise; kol-sarkaç mekanizması için her üç tasarımıda uygun hız aralığında ve birbirine yakın değere sahiptir. Çift sarkaç mekanizmasında ise 1 no.lu tasarım kısa bir aralıkta olsa da limitler dışına çıkmaktadır. 2 ve 3 no.lu tasarımların açısai hızları limitlerin içerisinde dir. Burada 3 no.lu tasarım daha düşük tepe noktasına sahip olduğu için daha avantajlıdır (Şekil 98).

Şekil 99'da 3 farklı mekanizmanın hareket boyunca açısai ivmelerinin değışimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde en yüksek ivmelerin yine sileceklerin bağı olduğu çıkış uzuvlarında (4 ve 8 no.lu uzuvlar) olduğu görülebilir.

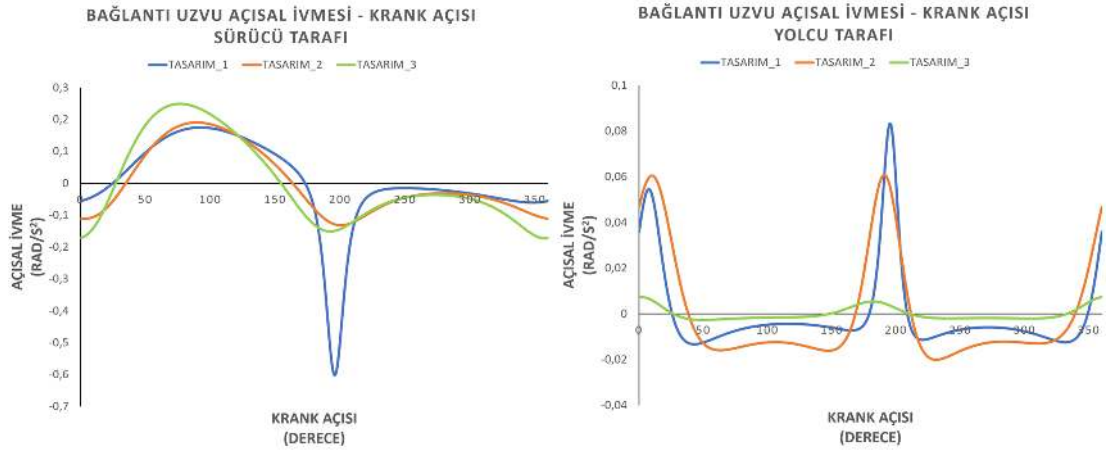


Şekil 98: 4 ve 8 no.lu uzuvların açısai hızlarının hareket boyunca değışimi



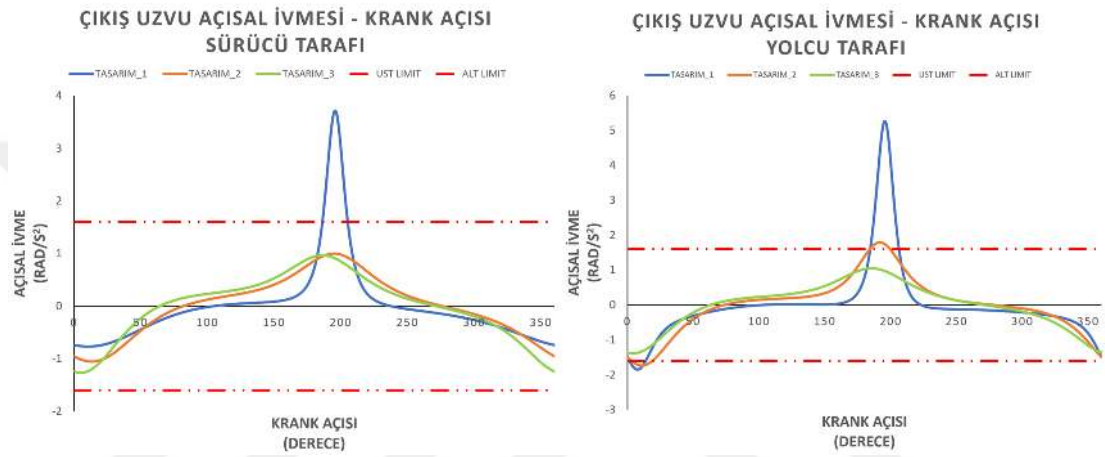
Şekil 99: Açısal ivmenin giriş açısına göre değişimi

Biyel uzvunun açısal ivme değişimi detaylı incelenirse; kol-sarkaç mekanizması için 1 no.lu tasarımda grafiğin eğimi çok dik olduğu için ani ivme değişimleri yüksek dinamik kuvvetlere, sarsıntılı çalışmalara sebep olacaktır. 2 ve 3 no.lu uzuvların ivme değerleri ve değişimleri birbirine yakındır. Çift sarkaç mekanizması için 1 ve 2 no.lu tasarımlarda ivme değerleri çok yüksek olmasa da grafiklerin eğimi diktir. 3 no.lu tasarımın açısal ivme değişimi daha stabildir (Şekil 100).

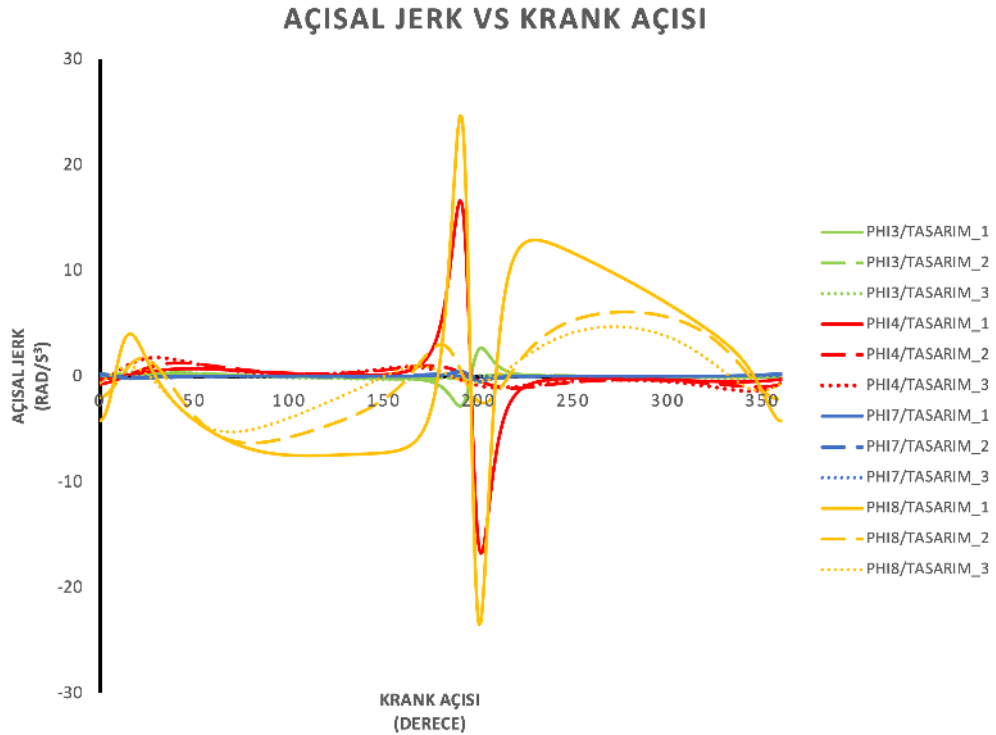


Şekil 100: 3 ve 7 no.lu uzuvların açısal ivmelerinin değişimi

Çıkış uzvunun açısal ivme değişimi incelenirse; kol-sarkaç mekanizması için 1 no.lu tasarım tanımlı max/min ivme limitlerinin dışında çalışmaktadır. 2 ve 3 no.lu tasarımlar ise birbirlerine benzer profilde bir değişim göstermektedir (Şekil 105). Çift sarkaç mekanizmasında ise 1 no.lu tasarımın eğimi çok dik ve ani ivme değişimlerine sebep olacaktır. 2 no.lu tasarım da tanımlı min/max aralığı dışında çalışmaktadır. 3 no.lu tasarım ise hem sınırlar içerisinde hem de ani ivme değişimleri göstermeden hareketi gerçekleştirmektedir (Şekil 101).

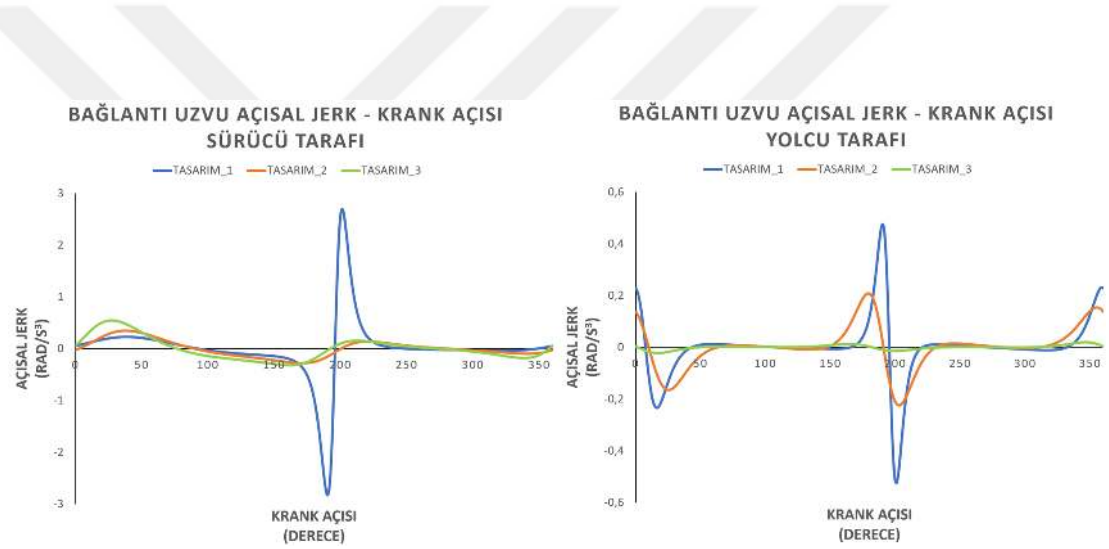


Şekil 101: 4 ve 8 no.lu uzuvların açısal ivmelerinin değişimi



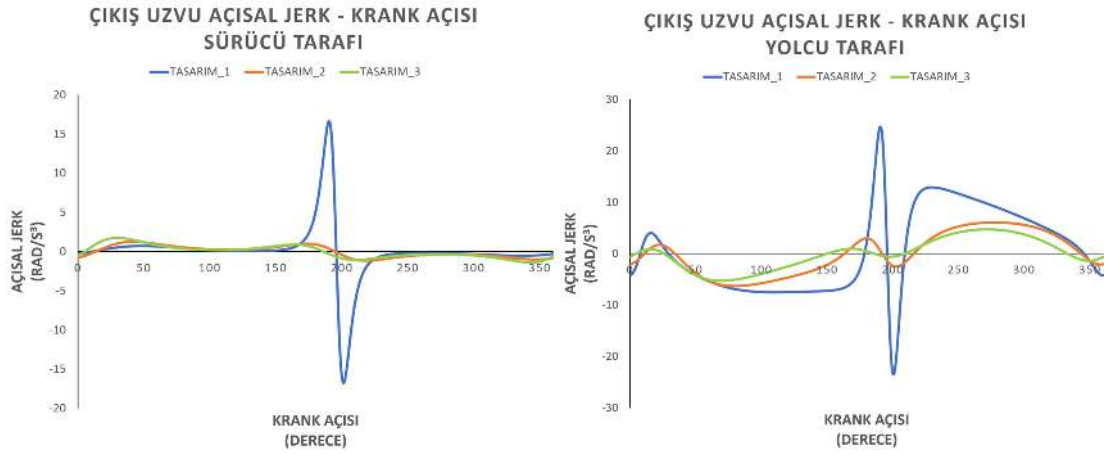
Şekil 102: Açısal jerkin giriş açısına göre değişimi

Sürücü tarafındaki mekanizma incelendiğinde; bağlantı uzvunun açısai jerk değışimi incelenirse 1 no.lu tasarımıın yine yüksek değerele sahip olduğu bu nedenle sistemin yüksek dinamik yüklere maruz kalabileceği, gürültü çalışabileceği ön görüsünde bulunulabilir. 2 ve 3 no.lu tasarımların jerk değeri kısımen birbirine yakın olduğu görülmüştür. Yolcu tarafındaki bağlantı uzvunun giriş açısına göre jerk değeriindeki değışim gözlemlendiğinde ise 1 no.lu tasarımıın yine yüksek jerk değeriine ve ani değışimlere sahip olduğu görülr. 2 no.lu tasarımıın da 1 no.lu sistem kadar olmasa da benzer profile değışimlere ve değeriine sahip olduğu görülr. 3 no.lu tasarım tüm tasarımlar arasında en küçük jerk değeriine ve minör değışimlere sahip sistem olarak gözlemlenmiştir (Şekil 102).



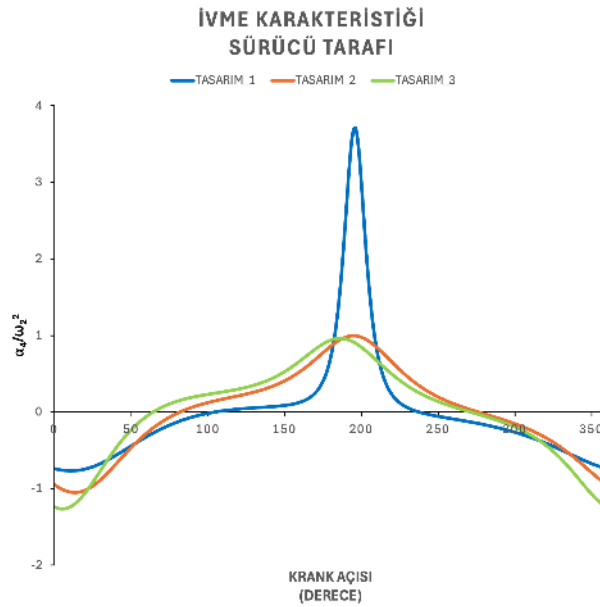
Şekil 103: 3 ve 7 no.lu uzuvların açısai jerk değışimi

Sürücü tarafındaki sarkaç uzvunun açısai jerk değeri incelenildiğinde 1 no.lu tasarımıın en yüksek jerk değeriine ve ani jerk değışimlerine sahip olduğu görülebilir. 2 ve 3 no.lu tasarımların jerk değeriinin ve değışimlerinin benzer olduğu görülmüştür. Yolcu tarafındaki mekanizmanın çıkış uzvu incelendiğinde yine 1 no.lu tasarımıın yüksek jerk değeriine ve ani değışimle sahip olduğu görülmektedir. 3 no.lu tasarımıın 2 no.lu tasarıma göre minör seviyede olsa da daha yüksek jerk değeriine ve değışimine sahip olduğu görülebilir (Şekil 103).



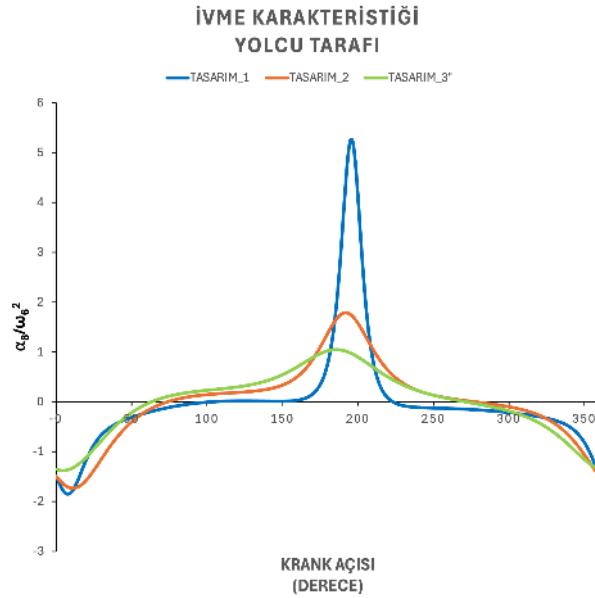
Şekil 104: 4 ve 8 no.lu uzuvların açısai jerk değışimi

$\alpha_{\text{çıkış}}$; çıkış uzvunun açısai ivmesi ve $\omega_{\text{giriş}}$; giriş uzvunun açısai ivmesi olmak üzere $\alpha_{\text{çıkış}}/\omega_{\text{giriş}}^2$ değeri ne kadar yüksek olursa mekanizmanın ivme karakteristiğı o kadar kötü olacaktır. Düşük aktarma açısı değeri ile mekanizmada yüksek hızda yüksek ivmelenme, gürültü ve sarsıntı gibi durumlar meydana gelir (Balli & Chand, 2002).



Şekil 105: Sürücü tarafındaki dört kol mekanizmasının ivme karakteristiğı

Buna göre sistemin sürücü ve yolcu tarafı için hareket karakteristiğini ayrı ayrı incelersek 1 no.lu tasarım hareket sırasında gürültü ve sarsıntı gibi durumlar ihtimali yüksek olarak görülmektedir. 2 ve 3 no.lu tasarımların hareket karakteristiği sürücü tarafında benzer görünmektedir (Şekil 109). Yolcu tarafı için sistem incelenir ise 1 no.lu sistem yine yüksek dinamik yükler altında çalışacağı ön görüşünde bulunulabilir. 3 no.lu uzvun hareketi de 2 no.lu uzva göre daha uygun olduğu görülebilir (Şekil 105).



Şekil 106: Yolcu tarafındaki dört kol mekanizmasının ivme karakteristiği

Tablo 10 'da mekanizmaları oluşturan uzuvların ayrı ayrı ve tüm sistem bazında ağırlıkları belirtilmiştir. Tablo 11 'de görülebileceği gibi tüm sistem bazında tasarım 1'e göre %9.53'lük, tasarım 2'ye göre ise yaklaşık %7'lik bir ağırlık azaltma gerçekleştirilmiştir.

	<i>Tasarım 1</i>	<i>Tasarım 2</i>	<i>Tasarım 3</i>
	ağırlık (kg)	ağırlık (kg)	ağırlık (kg)
<i>krank</i>	0.052	0.051	0.056
<i>bağlantı uzvu / sürücü tarafı</i>	0.223	0.221	0.205
<i>çıkış uzvu / sürücü tarafı</i>	0.145	0.146	0.112
<i>bağlantı uzvu / yolcu tarafı</i>	0.425	0.402	0.384
<i>çıkış uzvu / yolcu tarafı</i>	0.086	0.1	0.093
<i>toplam</i>	0.931	0.91	0.85

Tablo 10: Mekanizmaların uzuv ağırlıkları

	<i>Tasarım 1</i>	<i>Tasarım 2</i>
	ağırlık (%)	ağırlık (%)
<i>krank</i>	7.14	8.93
<i>bağlantı uzvu / sürücü tarafı</i>	-8.78	-2.93
<i>çıkış uzvu / sürücü tarafı</i>	-29.46	-30.36
<i>bağlantı uzvu / yolcu tarafı</i>	-10.68	-4.69
<i>çıkış uzvu / yolcu tarafı</i>	7.53	-7.53
<i>toplam</i>	-9.53	-7.06

Tablo 11: Tasarımı yapılan mekanizmanın önceki tasarımlara göre ağırlık değişimi

Sistemlerin silme performansları Tablo 12 'de karşılaştırılmıştır. Tablo 13 'de ise Tablo 12 'de belirtilen değerlere göre 3 no.lu tasarımın diğer seçeneklere göre silme oranındaki iyileşme paylaşılmıştır.

1 no.lu tasarıma göre;

- Tüm cam silme alanında %2 'lik
- A Alanının silinmesinde %4 'lük
- B Alanının silinmesinde %1 'lik iyileşme gözlemlenmiştir.

2 no.lu tasarıma göre

- Tüm cam silme alanında %10 'luk
- A Alanının silinmesinde %8 'lik
- B Alanının silinmesinde %5 'lik
- C Alanının silinmesinde %1 'lik iyileşme gözlemlenmiştir

	<i>Toplam</i>	<i>Tasarım 1</i>	<i>Tasarım 2</i>	<i>Tasarım 3</i>
	alan m2	alan m2 %	alan m2 %	alan m2 %
<i>Ön Cam</i>	1.013	0.603 60	0.52 51	0.626 62
<i>Zone A</i>	0.5	0.426 85	0.404 81	0.448 90
<i>Zone B</i>	0.313	0.307 98	0.292 93	0.31 99
<i>Zone C</i>	0.096	0.096 100	0.095 99	0.096 100

Tablo 12: Silecek mekanizmalarının silme alanlarını ve silme oranlarının karşılaştırılması

	<i>Tasarım 1</i>	<i>Tasarım 2</i>
	alan (%)	alan (%)
<i>Ön Cam</i>	2.27	10.46
<i>Zone A</i>	4.4	8.8
<i>Zone B</i>	0.96	5.75
<i>Zone C</i>	0	1

Tablo 13: Tasarımı yapılan mekanizmanın önceki tasarımlara göre silme oranlarının değişimi

	<i>Silme Performansı</i>	<i>Ağırlık / Maliyet</i>	<i>Kinematik Performans</i>	<i>Kuvvet İletimi</i>
<i>Tasarım 1</i>	3	1	1	1
<i>Tasarım 2</i>	1	3	3	3
<i>Tasarım 3</i>	5	5	5	5

Tablo 14: Mekanizmaların karşılaştırılması ve değerlendirilmesi

Elde edilen tüm sonuçlar toplanır ve genel bir değerlendirme için 1 ‘den 5’e kadar puanlanırsa (en iyi 5, en kötü 1 puan olmak üzere). Silme performansı açısından 3 no.lu tasarım diğer opsiyonlar içerisinde en iyisi olarak görülmektedir. Ağırlık kapsamından değerlendirildiğinde de 3 no.lu tasarım her iki opsiyondan daha hafif olarak görülmüştür. Hareket karakteristiği ve aynı parametreler ile kuvvet iletimi açısından bakıldığında 3 no.lu tasarım yine diğer opsiyonlar arasında en iyi olarak görülmektedir (Tablo 14).

BÖLÜM 7

SONUÇ

Elde edilen tüm sonuçlar toplanır ve genel bir değerlendirme yapılırsa. Silme performansı açısından 3 no.lu tasarım diğer opsiyonlar içerisinde en iyisi olarak görülmektedir. Ağırlık kapsamından değerlendirildiğinde de 3 no.lu tasarım her iki opsiyondan daha hafif olarak görülmüştür. Hareket karakteristiği ve aynı parametreler ile kuvvet iletimi açısından bakıldığında 3 no.lu tasarım yine diğer opsiyonlar arasında en iyi olarak görülmektedir (Tablo 11).

Bu çalışmada, otomotiv sektörü için mekanizma sentez probleminin çözümü için farklı sentez yöntemleri incelenmiş ve en uygun görülen yöntemler seçilerek analitik bir yöntem geliştirilmiştir. Geliştirilen yöntem için MATLAB yazılımı kullanılarak bir script oluşturulmuştur. Oluşturulan kod görsel olarak desteklenmiş, girdi olarak ihtiyaç duyulan parametre sayısı minimum tutulmuş, bu parametrelerin tahmini değerler yerine net değerler olması sağlanmış ve çıktı olarak hesaplanacak parametreler yine görseller ile belirtilerek kullanıcı dostu bir araç ortaya çıkarılmaya çalışılmıştır.

Oluşturulan yazılım ile bilimsel ya da teknik alt yapısı kuvvetli olmayan bireyler bile, gerekli parametreleri girerek, ihtiyacı olan sistemi boyutlandırabilir. Ayrıca boyutlandırılan sistemin kinematik analizi gerçekleştirilerek sistemin her bir pozisyonu için oluşan hız ve ivme değerleri kolayca elde edilebilir.

Oluşturulan algoritma iki kısımdan oluşur. İlk bölümde araç üzerinde sistemi montajlayacağımız bölge düşünülerek motor pozisyonu, bu pozisyona göre de sileceklerin konumları belirlenir. Bu konumlardan sistemin sabit uzuvlarının boyutları parametre olarak girilir. Yine aynı şekilde istenilen silme açıları da bilindiği için bu parametrelerin girilmesi sonrası ihtiyaç duyulan mekanizma sentezlenebilmektedir. İkinci bölümde ise ilk kısımda hesaplanan boyutlar ve seçilen motorun hız, ivme vb. parametreleri kullanılarak sistemin belirtilen aralık için hareketi boyunca oluşan hız ve ivme değerleri elde edilebilir. Daha detaylı analiz için Excel dosyası olarak çıktı alınabilir.

Elde edilen değerler kullanılarak mekanizma detay tasarımı CAD ortamında gerçekleştirilmiştir. Bu CAD data kullanılarak ADAMS ortamında sistemin kinematik

modeli oluşturulmuş ve kinematik simülasyonu gerçekleştirilmiştir. ADAMS ile elde edilen açısal hız, ivme değerleri ile oluşturulan script ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır ve oluşturulan algoritmanın doğrulaması yapılmıştır.

Sonuç olarak giriş parametreleri (silecek salınım açıları, silecek konumları, motor pozisyonu vb.) bilinen bir sistemin tasarımının gerçekleştirilmesi, performansının analiz edilmesi ve değerlendirilmesi için kullanıcı dostu, pratik bir yöntem geliştirilmiştir.



KAYNAKLAR

- Ahmed, A. S. A., Kumar, V. A., Gokul, S., Vijay, P., & Parthasarathy, C. (2020). Experimental Study of Wiper Operation Based on Four Bar Mechanism. *International Journal of Engineering Applied Sciences and Technology*, 4(10), 231-236. <http://www.ijeast.com>
- Ahmadi, B., & Ahmadi, B. (2022). Optimal synthesis of crank-rocker mechanisms with optimum transmission angle for desired stroke and time-ratio using genetic programming. *Advances in Mechanical Engineering*, 14(10). <https://doi.org/10.1177/16878132221131291>
- AIS-011/2001 : Automotive Vehicles-Testing Procedure for Windscreen Wiping System for 4 wheelers other than M1 Category of Vehicles. (2014).
- Alexandru, C. (2006). DESIGN ALGORITHM OF THE WINDSHIELD WIPER MECHANISMS OF THE PASSENGER VEHICLES. 10th International Research/Expert Conference Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, 757-760.
- Alexandru, C. (2009). Functional Optimization of Windshield Wiper Mechanisms in Multi-Body System Concept.
- Alexandru, C., & Pozna, C. (2009). Dynamic Modeling and Control of the Windshield Wiper Mechanisms. *WSEAS Transaction on Systems*, 8(7), 825-834. <https://www.researchgate.net/publication/252293199>
- Antonescu, O. (2015). Main Types of Mechanism Used as Windshield Wiper. *Fiability&Durability*, 1.
- Arbogast, P. D. (1971, Şubat 1). Windshield Wiper System Product Development and Testing. *Automotive Engineering Congress and Exposition*. <https://doi.org/10.4271/710256>
- Balli, S. S., & Chand, S. (2002). Transmission angle in mechanisms (Triangle in mech). *Mechanism and Machine Theory*, 37, 175-195. www.elsevier.com/locate/mechmt
- Barker, C. R. (1987). Characteristic surfaces for extreme values of angular velocity ratio in planar four-bar mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 22(4), 351-358. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(87\)90024-3](https://doi.org/10.1016/0094-114X(87)90024-3)
- Berkof, R. S. (1979). The input torque in linkages. *Mechanism and Machine Theory*, 14(1), 61-73. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(79\)90042-9](https://doi.org/10.1016/0094-114X(79)90042-9)
- Bhise, V. D. (2016). *Ergonomics in the Automotive Design Process*. CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b11237>

- Bilginçan, T., & Kiper, G. (2015). İki Serbestlik Dereceli Mekanizmalarla İşlev Sentezinde Tasarım Noktalarının Eşit ve Chebyshev Aralıklandırılması ile Seçiminin Karşılaştırılması. 17.Uluslararası Makina Teorisi Sempozyumu, 14-17.
- Buta, A. C.-T. (2015). Optimal Kinematic Design of a Windshield Wiper Mechanism. Bulletin of the Transilvania University of Braşov, 8(57).
- Chang, H. Y. (2011). Windshield Wiper System Design Integration. SAE 2011 World Congress and Exhibition. <https://doi.org/10.4271/2011-01-0239>
- Chapra C. Steven. (2023). Applied Numerical Methods with MATLAB for Engineers and Scientists (5th bs). McGraw Hill.
- Chen, F. Y. (1969). An Analytical Method for Synthesizing the Four-Bar Crank-Rocker Mechanism. Journal of Engineering for Industry, 91(1), 45-54. <https://doi.org/10.1115/1.3591553>
- Chen, T. J., Hong, Y. J., Lin, C. H., & Wang, J. Y. (2023). Optimization on Linkage System for Vehicle Wipers by the Method of Differential Evolution. Applied Sciences (Switzerland), 13(1). <https://doi.org/10.3390/app13010332>
- Chiang, C. H. (1970). Simplified graphical acceleration analysis of four-bar linkages. Journal of Mechanisms, 5(4), 549-562. [https://doi.org/10.1016/0022-2569\(70\)90007-8](https://doi.org/10.1016/0022-2569(70)90007-8)
- Choi, J.-H., Choi, D.-H., Suh, M.-W., & Suh, J.-W. (1994a). Development of an Optimum Design Program for Wiper Linkages. SAE International Congress 1994, 412, 776-5760. <https://doi.org/10.4271/940659>
- Choi, J.-H., Choi, D.-H., Suh, M.-W., & Suh, J.-W. (1994b). Development of an Optimum Design Program for Wiper Linkages. International Congress & Exposition, 412, 776-5760. <https://doi.org/10.4271/940659>
- Cleghorn, W. L., & Fenton, R. G. (1984). Optimum Synthesis of An Angular Function Generating Mechanism with Prescribed Time Ratio and Rocker Angular Swing. Mechanism and machine Theory, 19(3), 319-324.
- Constans, E., & Dyer, K. (2019). Introduction to Mechanism Design. CRC Press.
- Copilusi, P. C., & Velişcu, V. (2016). An Approach Regarding Windshield Wiper Mechanism Design. Applied Mechanics and Materials, 822, 112-117. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.822.112>
- Cossalter, V., Doria, A., Pasini, M., & Scattolo, C. (1992). A simple numerical approach for optimum synthesis of a class of planar mechanisms. Mechanism and Machine Theory, 27(3), 357-366. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(92\)90026-E](https://doi.org/10.1016/0094-114X(92)90026-E)

- Cunningham, D. M. (1971, Şubat 1). Windshield Wiper System Design. Automotive Engineering Congress and Exposition . <https://doi.org/10.4271/710255>
- Denton, T. (2017). Automobile Electrical and Electronic Systems (4th bs). Routledge. <https://doi.org/10.1201/9781315856629>
- Dooner, M., Wang, J., & Land Rover, J. (2013). Development of a Simulation Model of a Windshield Wiper System for Hardware in the Loop Simulation. 19th International Conference on Automation and Computing.
- Duca, C. D., & Buium, F. (2018). Quality indices of forces transmission to planar six bar mechanisms. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 444(5). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/444/5/052003>
- ECE 43-01 : Safety and Glazing Materials and Their Installation on Vehicles. (2018).
- Ekici, U., & Bilgin, N. (2019). İstenen Herhangi Bir Fonksiyonun Gerçekleştirilmesi için Dört Çubuk Mekanizmasının Optimum Boyutlandırılması. 19.Uluslararası Makina Teorisi Sempozyumu, 415-419.
- El-Shakery, S., Ramadan, R., & Khader, K. (2020). Analytical and Graphical Optimal Synthesis of Crank-Rocker Four Bar Mechanisms for Achieving Targeted Transmission Angle Deviations. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 14(3), 303-313.
- Erdman, A. G., Sandor, G. N., & Kota, S. (2001). Mechanism Design : Analysis and Synthesis Vol.I (4th Edition, C. 1). Prentice Hall.
- Fagervall, M., & Nyman, M. (2000). Optimal Windshield Cleaning Performance. Lulea University of Technology.
- Fang, S., Zhang, L., Zhang, J., & Wang, Y. (2007). Research on the Optimal Transmission Design of Planar Bar Mechanism. 11th Conference on Computer Supported Cooperative Work in Design.
- Freudenstein, F., Primrose, E. J. F., Ray, S., & Laks, B. (1976). Velocity Fluctuation in Four-Bar Linkages and Slider-Crank Mechanisms. Journal of Engineering for Industry, 98(4), 1255-1259. <https://doi.org/10.1115/1.3439095>
- Freudenstein Ferdinand, & Sandor George. (t.y.). Kinematics of Mechanism. İçinde Mechanical Design Handbook.
- Garrett, R. E., & Hall, A. S. (1969). Effect of Tolerance and Clearance in Linkage Design. Journal of Engineering for Industry, 91(1), 198-202. <https://doi.org/10.1115/1.3591516>
- Gokce, H., Article, R., Gökçe, H., Şahin, İ., Savunma, T., Araştırma, S., Enstitüsü, G., Türkiye, A. / , Tasarım, E., Bölümü, M., Fakültesi, T., & Üniversitesi, G. (2018). Design and Kinematic Analysis of Windshield Wiper Mechanism

Using CATIA V5. 3rd International Symposium on Industrial Design & Engineering. <https://www.researchgate.net/publication/329427908>

Gosselin, M., & Angeles, J. (1989). Optimization of Planar and Spherical Function Generators as Minimum Defects Linkages. *Mechanism and machine Theory*, 24(4), 293-307.

Gupta, K. C. (1977). A Note on the Optimum Design of Four Bar Crank-Rocker Mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 12, 247-254.

Gündeşli, R. (2022). Dört Çubuk Mekanizması Boyut Sentezi için Geometrik Bir Model Geliştirilmesi. *Sütcü İmam Üniversitesi*.

Hain Kurt. (1967). *Applied Kinematics* (2nd bs). McGraw-Hill.

Hall, A. S., & Goodman, T. P. (1961). Kinematics and Linkage Design. *Journal of Applied Mechanics*, 28(4), 639-639. <https://doi.org/10.1115/1.3641809>

Hartenberg, R., & Denavit, J. (1964). *Kinematic Synthesis of Linkages*. McGraw-Hill.

Hassaan, G. A., Al-Gamil, M. A., & Lashin, M. M. (2013). Optimal Kinematic Synthesis of Four Bar Planar Crank-Rocker Mechanism for A Specific Stroke and Time Ratio. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 3(2), 87-98.

Haug, E. J. (1989). *Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems Vol. 1: Basic Methods*. İçinde *International Journal for Numerical Methods in Engineering* (1. bs, C. 1, Sayı 7). Allyn and Bacon.

Haug, E. J. (2020). *Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems Vol II: Modern Methods* (C. 2). www.researchgate.net.

Hsu, B. S., & Ling, S. F. (1990). Windshield Wiper System Design. *Int. J. of Vehicle Design*, 11(1), 63-78.

Izolu, C. O. (2010). Analysis of Rocker Mechanism for Automobile Windscreen Wiper Applications (pp. 13-54). *Analysis of Rocker Mechanism for Automobile Windscreen Wiper Applications Journal of Innovative Research in Engineering and Science*, 1(1), 13-54.

İşbitirci, A. (2015). Dört Kanatlı Mikro Hava Aracı Tasarımı ve Kontrolü. *Istanbul Technical University*.

İşbitirici, A., & Altuğ, E. (2015). Dört Çubuk Mekanizması Kullanılarak Mikro Hava Aracı için Kanat Mekanizması Tasarımı. *17.Uluslararası Makina Teorisi Sempozyumu*, 14-17.

Jensen, P. (1991). *Classical and Modern Mechanisms for Engineer and Inventors*. Marcel Dekker.

- Kadak, T. (2022). Function Generation Synthesis of Planar Mechanism as a Mixed Problem of CCA and DCP. İzmir Institute of Technology.
- Kadak, T., & Kiper, G. (2021). Krank Açıları Verilen Üç Konum için Bir Ölü Konum için Dört Çubuk Mekanizmasının İşlev Sentezi. 20.Uluslararası Makina Teorisi Sempozyumu, 24-29.
- Karakuş, R. (2012). Yeni Tip Esnek Silecek Mekanizması Tasarımı ve Üretimi. Hacettepe University.
- Karakuş, R., & Tanık, E. (2023). Transmission Angle in Compliant Four-Bar Mechanism. International Journal of Mechanics and Materials in Design. <https://doi.org/10.1007/s10999-023-09640-1>
- Khan, S., Jamal, A., Ali, S., Horoub, M., Albalasie, A., & Ali, S. (2020). Dynamic Modeling and Analysis of a Four Bar Mechanism for Automobile Applications. 2nd International Conference on Electrical, Communication and Computer Engineer.
- Khare, A. K., & Dave, R. K. (1978). Optimizing 4-Bar Crank-Rocker Mechanism. Mechanism and Machine Theory, 14, 319-325. <https://doi.org/0094-114X/79/1001-0319/>
- Kimbrell Jack T. (1991). Kinematics Analysis and Synthesis. McGraw Hill.
- King, E. E., & Saathoff, L. L. (1969, Şubat 1). Windshield Wiper System Design by Computer Graphics. International Automotive Engineering Congress and Exposition. <https://doi.org/10.4271/690194>
- Kiper, G., & Erez, M. (2019). Function Generation Synthesis with Planar 4-bar Linkage as a Mixed Problem of Correlation of Crank Angles and Dead-Center Design.
- Kiusalaas, J. (2010). Numerical Methods in Engineering. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511812224>
- Kiusalaas, J. (2015). Numerical Methods in Engineering with MATLAB®. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/CBO9781316341599>
- Kota, S., & Chiou S. (1992). Conceptual Design of Mechanisms Based on Computational Synthesis and Simulation of Kinematic Building Blocks. Research in Engineering Design: Theory Applications and Concurrent Engineering.
- Kratz, S., Coelho, T. A. H., & Pereira, F. D. (2014, Eylül 30). Kinematic optimization of the windshield wiper system based on MATLAB. 23rd SAE Brasil International Congress and Display. <https://doi.org/10.4271/2014-36-0264>
- Larsen, R. W. . (2013). Engineering with Excel (4th bs). Pearson.

- Lin, C. C., & Chang, W. T. (2003). The force transmissibility of planar multiloop linkages. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 217(11), 1259-1270. <https://doi.org/10.1243/095440603771665278>
- Lin, C.-C., & Chang, W.-T. (2002). The Force Transmissivity Index of Planar Linkage Mechanism. *Mechanism and machine Theory*, 37, 1465-1485. www.elsevier.com/locate/mechmt
- Liu, Z., & Angeles, J. (1992). The Properties of Constant-Branch Four-Bar Linkages and Their Applications. *Journal of Mechanical Design*, 114(4), 574-579. <https://doi.org/10.1115/1.2917046>
- Lun, M., & Leu, Y. (1996). Design of Crank-Rocker Mechanism with Optimum Transmission Angle over Working Stroke. *Mech. Math. Theory*, 31(4), 501-511.
- Lyshevski, S. E. (2003). *Engineering and Scientific Computations Using MATLAB*. Wiley.
- Macey, S., & Wardle, G. (2008). *H Point: The Fundamentals of Car Design and Packaging*. Design Studio Press.
- McCarthy, J. M., & Soh, G. S. (2011). *Geometric Design of Linkages* (C. 11). Springer New York. <https://doi.org/10.1007/978-1-4419-7892-9>
- MIKLOS, I., ALIC, C., & MIKLOS, C. (2013). Windshield Wiper Mechanism Dynamic Simulation in Automotives. *International Journal of Engineering*, 4.
- Morello, L., Rossini, L. R., Pia, G., & Tonoli, A. (2011). *The Automotive Body* (C. 1). Springer Netherlands. <https://doi.org/10.1007/978-94-007-0513-5>
- Musto, J. C. ., Howard, W. E. ., & Williams, R. R. . (2009). *Engineering Computations : An Introduction Using MATLAB and Excel*. McGraw-Hill Higher Education.
- Mutlu, H. (2021). Design of the Crank–Rocker Mechanism for Various Design Cases Based on the Closed-Form Solution. *Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences*, 46(1). <https://doi.org/10.1007/s12046-020-01529-5>
- Myszka, D. H. (2012). *Machines and mechanisms : applied kinematic analysis* (4th Edition). Pearson Prentice Hall.
- Norton, R. L. (2020). *Design of Machinery* (6th Edition). McGraw-Hill Education.
- Özçetin, M., Halıcı, A. T., Sarıkaya, M. K., & Boyraz, M. T. (2015). Türk Düğümleriyle Dokuyan Halı Dokuma Makinesi İçin Tefeleme Mekanizması Tasarımı. *17.Uluslararası Makina Teorisi Sempozyumu*, 14-17.

- Patel, N. (2015). Kinematic Synthesis of Four Bar Mechanism using Function Generator. Journal of Engineering Research and Applications www.ijera.com, 5(8), 54-56. www.ijera.com
- Pennestri, E., Valentini, P. P., Pennestr', E., Pier, P., & Valentini, P. (2009). A Review of Simple Analytical Methods for the Kinematic Synthesis of Four-Bar and Slider-Crank Function Generators for Two and Three Prescribed Finite Positions. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.2326.9528>
- Pucheta, M. A., & Cardona, A. (2008). Synthesis of Planar Multiloop Linkages Starting from Existing Parts or Mechanisms: Enumeration and Initial Sizing. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 36(4), 364-391. <https://doi.org/10.1080/15397730802405929>
- Rakhmatulina, A., Imanbaeva, N., Nurmaganbetova, A., Sakenova, A., & Smagulova, N. (2021). Determination of the Balancing Moment of the Six-Link Straight Line Conversion Mechanism of the Beamless Rod Pump Drive. KazNU Bulletin. Mathematics, Mechanics, Computer Science Series, 110(2), 76-86. <https://doi.org/10.26577/JMMCS.2021.v110.i2.07>
- Rothenhofer, G., Walsh, C., & Slocum, A. (2010). Transmission Ratio Based Analysis and Robust Design of Mechanisms. Precision Engineering, 34(4), 790-797. <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2010.03.010>
- Russell, K., Shen, Q., & Sodhi, R. (2019). Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems Implementation in MATLAB ® and Simmechanics ® (2nd Edition). Taylor and Francis.
- Russell, K., Shen, Q., & Sodhi, R. S. (2014). Mechanism Design: Visual and Programmable Approaches. CRC Press.
- SAE J903 : Passenger Car Windshield Wiper Systems. (1964). <http://www.sae.org>
- SAE J941 : Motor Vehicle Drivers Eye Locations. (t.y.).
- Sandor, G. N., & Erdman, A. G. (1984). Advanced Mechanism Design : Analysis and Synthesis Vol.II (C. 2). Prentice Hall.
- Sclater, Neil., & Chironis, N. P. (2007). Mechanisms and mechanical devices sourcebook. McGraw-Hill.
- Shariatfar, M. (2011). Geometric Design of Planar Four-Bar Mechanisms. McGill University.
- Sharveswaran, A., & Nirmal, U. (2020). Research Development on Wiper Mechanism in Automotive Application: A Critical Review. Current Journal of Applied Science and Technology, 133-161. <https://doi.org/10.9734/cjast/2020/v39i3531064>

- Simón Mata, A., Bataller Torras, A., Cabrera Carrillo, J. A., Ezquerro Juanco, F., Guerra Fernández, A. J., Nadal Martínez, F., & Ortiz Fernández, A. (2016). *Fundamentals of Machine Theory and Mechanisms* (C. 40). Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-31970-4>
- Singh, A., Singh, L., Dhir, S., Professor, A., & Graduate Scholar, U. (2021). Wiper Mechanism in Automobiles. *International Journal of Science Technology and Management*, 10(5).
- Singh, H. (1971, Şubat 1). Windshield Wiper Linkage Analysis. *Automotive Engineering Congress and Exposition*. <https://doi.org/10.4271/710254>
- Sleesongsom, S., & Bureerat, S. (2018). Optimal synthesis of four-bar linkage path generation through evolutionary computation with a novel constraint handling technique. *Computational Intelligence and Neuroscience*, 2018. <https://doi.org/10.1155/2018/5462563>
- Soylu, R. (1993). Analytical Synthesis of Mechanism - Part 1 : Transmission Angle Synthesis. *Mechanism and machine Theory*, 21(6), 825-433.
- Soylu, R., & Kanberoğlu, K. A. (1993). Analytical Synthesis of Mechanism -Part 2: Crank - Rotatibility Synthesis. *Mechanism and Machine Theory*, 28(6), 835-844.
- Söylemez, E. (1993). Transmission Optimization of Right-Angled Four-Bar Mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, 28(4), 539-552. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(93\)90034-S](https://doi.org/10.1016/0094-114X(93)90034-S)
- Söylemez, E. (2008). Using Computer Spreadsheets in Teaching Mechanism. *İçinde Proceedings of EUCOMES 08*. Springer Netherlands. <https://doi.org/10.1007/978-1-4020-8915-2>
- Söylemez, E. (2010). *Mekanizma Tekniği* (3. bs). Birsen Yayınevi.
- Söylemez, E. (2023). *Kinematic Synthesis of Mechanisms* (C. 131). Springer Nature Switzerland. <https://doi.org/10.1007/978-3-031-30955-7>
- Söylemez, E., & Kiper, G. (2009). Windshield Wiper Mechanism Synthesis and Analysis for Passenger Cars. 14.Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu (UMTS 2009). <https://www.researchgate.net/publication/349850407>
- Stanisic, M. (2015). *Mechanisms and Machines: Kinematics, Dynamics, and Synthesis*.
- Student, G. R., Brodell, J., & H Soni, A. A. (1970). Design of the Crank-Rocker Mechanism with Unit Time Ratio. *İçinde Jnl. Mechanisms* (C. 5). Pergamon Press.

- Sun, J. W. H., & Waldron, K. J. (1981). Graphical transmission angle control in planar linkage synthesis. *Mechanism and Machine Theory*, 16(4), 385-397. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(81\)90012-4](https://doi.org/10.1016/0094-114X(81)90012-4)
- Sutherland, G. H. (1981). Quality of Motion and Force Transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 16(3), 221-225. [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(81\)90037-9](https://doi.org/10.1016/0094-114X(81)90037-9)
- Şenol, M. G. (2016). Design and Testing of a Four-Bar Flapping Wing Mechanism.
- Topalbekiroğlu, M., & Çelik, H. (2007). El Dokuma Halı Tezgahları için Tefe Mekanizmasının Boyutsal Sentezi. 13.Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 223-232.
- Tunur, A., & Karabulut, A. (1999). Dönme ve Öteleme Hareketi Yapan Otomobil Ön Cam Sileceğinin Kinematik Yönden İncelenmesi. *Fen Bilimleri Dergisi*.
- Turhan, Ö. (2021). Makina Teorisi: Mekanizmalar ve Makina Dinamiği (5. bs). Nobel Yayınevi.
- Uicker, J. J., Pennock, G. R., & Shigley, J. E. (2017). *Theory of Machines and Mechanisms* (5th Edition). Oxford university Press.
- Veliscu V. (2017). Auxiliary Mechanism from Motor Vehicles. Politehnica University.
- Wang, X. (2013). The Optimization Design of Six-bar Linkage Mechanism. *TELKOMNIKA*, 11(7), 4091-4098.
- Yan, H.-S., & Wu, L. (1989). On the Dead-Center Positions of Planar Linkage Mechanisms. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 111(1), 40-46. <https://doi.org/10.1115/1.3258969>
- Yin, L., Huang, L., Huang, J., Xu, P., Peng, X., & Zhang, P. (2019). Synthesis Theory and Optimum Design of Four-bar Linkage with Given Angle Parameters. *Mechanical Sciences*, 10(2), 545-552. <https://doi.org/10.5194/ms-10-545-2019>
- Zhao, X., Xing, Y., & Li, Y. (2011). Based on matlab electrically operated windshield wiper systems design method research. *Proceedings - 3rd International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, ICMTMA 2011*, 1, 621-624. <https://doi.org/10.1109/ICMTMA.2011.158>
- Zvozil, O. (2018). Finding Kinematic Quantities of a Mechanism and a Structural Analysis of its Members After Blockage [Master Thesis]. Brno University of Technology.