

1466

HASAT MAKİNALARI BIÇME DÜZENİ KOL-SARKAÇ KOL
MEKANİZMALARININ ANALİZİ VE MODELLEMESİ

Serpil Karakuş

Hacettepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetmeliğinin
Zonguldak Makina Mühendisliği Anabilim Dalı İçin Öngördüğü
YÜKSEK MÜHENDİSLİK TEZİ
olarak Hazırlanmıştır.

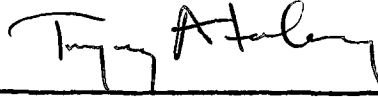
Eylül - 1987

T. e.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'ne

İşbu çalışma, jürimiz tarafından, ZONGULDAK MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ Anabilim Dalında YÜKSEK MÜHENDİSLİK TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan:



Doç.Dr. Turgay Atalay

Üye :



Doç.Dr.Mehmet Dilmaç

Üye :



Yrd.Doç.Dr.M.Emin Tözün

ONAY

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

//



Prof.Dr.Acar Işın

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

Bu çalışmada, hasat makinaları biçme düzeni kol-sarkaç kol mekanizmalarının optimum sentezi için gereken kinematik ve mekanik tasarım için gereken dinamik analiz formülasyonu gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen bilgisayar programı ile mekanizmanın bir çevrimindeki konum, hız ve ivmesi ile bütün mafsallarındaki kuvvetler hesaplanabilmektedir. Tasarımın bağımsız değişkenleri olan uzuv uzunluklarının çevrimlerinin permütasyonundan, istenilen kısıtlayıcı sınırlar içerisinde kalan mekanizmalar arasından, optimizasyon yöntemleri de kullanılarak, kinematik ve dinamik karakteri en iyi olan ve beklenen belirli fonksiyonu yapabilecek yönde tasarımın modellenmesi yapılmıştır.

TEŞEKKÜR

Yazar, bu çalışmanın gerçekleőmesinde çok değerli katkıları bulunan aşağıdaki kiői ve kuruluőlara sonsuz teşekkür borçludur:

Prof.Dr. Necati Erően, Fakülte Dekanı, Doç.Dr. Mehmet Dilmaç, tez yönetmeni, Yrd.Doç.Dr. M.Emin Tözün, Araőtırma Görevlisi Muhsin Ceren, daktilograf Vasfiye Arslan.



İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
TEŞEKKÜR	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	x
1. GİRİŞ VE ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	1
2. ANALİTİK FORMÜLASYONLAR	9
2.1. Sınır Konumları	9
2.2. Kinematik Analiz	15
2.2.1. Konum analizi	15
2.2.2. Hız analizi	21
2.2.3. İvme analizi	23
2.3. Dinamik Kuvvet Analizi	26
3. BİLGİSAYAR ÇALIŞMALARI	34
3.1. Giriş	34
3.2. Programın tanıtılması	34
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	37
DEĞİNİLEN BELGELER	42

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Bıçak kirişinin değişik mekanik tahrik sistemleri: a) Düzlemsel krank-biyel mekanizması, b) Uzaysal krank-biyel mekanizması, c) Salınlımlı disk tahriki, d, e, f) Kayar krank-biyel mekanizması, g) Krank-sarkaç kol mekanizması, 1) Bıçak kirişi, 2) Biyel, 3) Krank, 4) Salınlımlı disk, 5) Bilezik, 6) Çatal, 7) Salınlımlı mil, 8) Piston, 9) Kulis, 10) V kayış kasnağı (Kanafojski'den, 1973).....	2
1.2. Hasat makinası biçme düzeni kol-sarkaç kol mekanizması: 2) Krank kolu, 3) Biyel, 4 ve 5) Çift kollu sarkaç, 6) Bağlantı kolu, 7) Bıçak kirişi	3
1.3. Standard tip makaslama kesme düzeni: 1) Bıçak kirişi, 2) Bıçak, 3) Kiriş, 4) Parmaklar, 5) Çelik plaka, 6) Kılavuz (bıçak mandalı), 7) Parmak oyuntusu (Kanafojski'den, 1973).....	5
1.4. Krank muylusunun ani konumuna bağlı olarak hız değişimi (Kanafojski'den, 1973).....	6
1.5. $K=1.5$ kinematik oranında çalışan standard tip bıçak kirişinde toplam ve iş dirençlerinde meydana gelen değişimler (Kanafojski'den, 1973)	7
2.1.1. Kol-sarkaç kol mekanizması geometrisi.....	9
2.1.2.a. İç sınır konumunda en küçük bağlama açısı b. Dış sınır konumunda en küçük bağlama açısı (Dizioğlu'dan, 1976)	11
2.1.3. Kol-sarkaç kol mekanizmasının sınır konum açıları	12
2.1.4. $\sqrt{1}$ açısı hesabının geometrisi	14
2.2.1. Krank kolunun aldığı konumlara bağlı olarak sarkaç kolun aldığı konumların geometrileri	16
2.2.2. $\sqrt{41}$ ve $\sqrt{31}$ açıları hesabının geometrisi ...	16
2.2.3. $\sqrt{21}$ ve $(360-\sqrt{21})$ açıları için mekanizmanın dallanma konumu	18
2.2.4. $\sqrt{6}$ açısı hesabının geometrisi	19
2.2.5. Ani konumdaki x ve x_1 yolu hesabının geometrisi	19

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.2.6. Dış konumda oluşan x_1 yolu hesabının geometrisi	20
2.3.1. Uzuv boyutları ve eksen takımı	27
2.3.2. Kol-sarkaç kol mekanizması serbest cisim diyagramı	28
2.3.3. Değişken kesilme direncinin yatay bileşeni-yol diyagramı	30
4.1.a. Seçilen mekanizmanın yol diyagramı	40
4.1.b. Seçilen mekanizmanın hız diyagramı	40
4.1.c. Seçilen mekanizmanın ivme diyagramı.....	41
4.1.d. Seçilen mekanizmanın tahrik momenti diyagramı	41

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
4.1. Seçilen mekanizmanın kinematik ve dinamik analiz sonuçları.....	39



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Bu çalışmada kullanılmış, fakat tez metni içinde açıklanmamış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamalarıyla birlikte aşağıda sunulmuştur.

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$\mu_i, \sigma_i, \gamma_i, \theta_i$	İç konumdaki $\mu, \sigma, \gamma, \theta$ açıları
$\mu_d, \sigma_d, \gamma_d, \theta_d$	Dış konumdaki $\mu, \sigma, \gamma, \theta$ açıları
A_i, B_i, C_i, D_i	İç konumdaki A, B, C, D noktaları
A_d, B_d, C_d, D_d	Dış konumdaki A, B, C, D noktaları
S	Strok
KB	Kilobyte

1. GİRİŞ VE ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

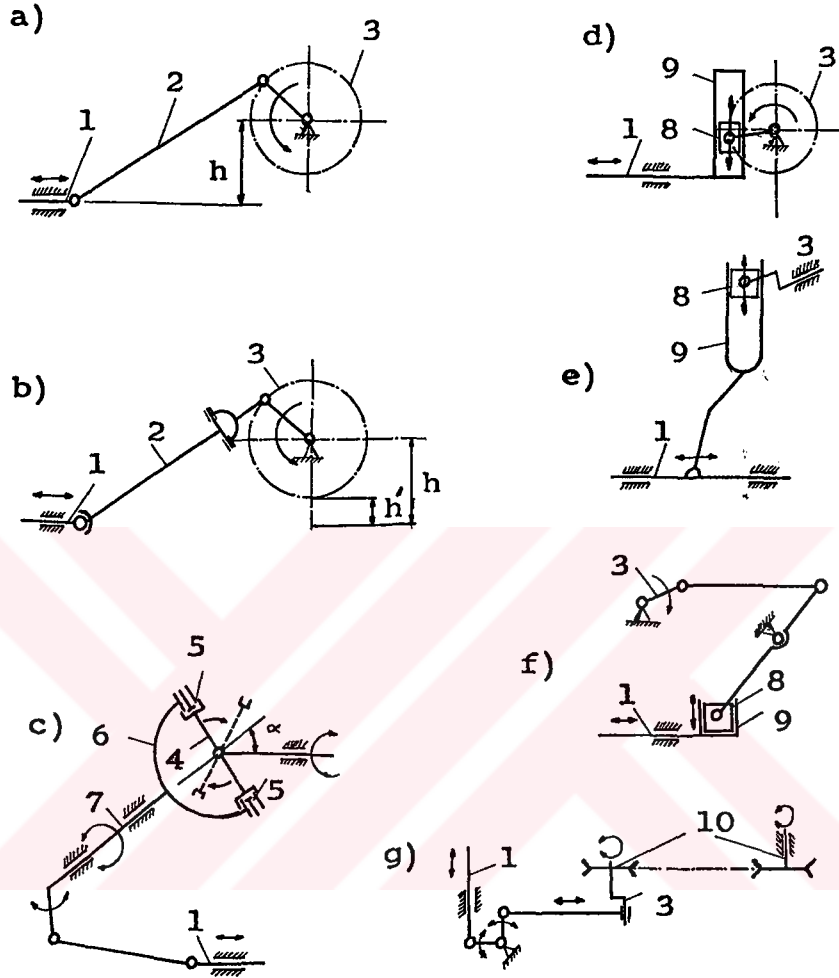
Hasat işlemleri tarımsal çalışmaların en fazla zaman ve enerji tüketen bir bölümünü oluşturmaktadır. Hasat makinalarının hemen hemen tüm önemli sorunları biçme düzeni hareket iletim mekanizmaları ile ilgilidir ve gelişmelerin bu sistemler üzerinde olması doğaldır.

Hasat makinalarında bıçak kirişine gidip gelme hareketi çeşitli tip ve düzende mekanizmalarla verilmektedir.

Uygulamada bu amaçla kullanılan mekanizmalar Şekil 1.1' de görülmektedir.

Şekil 1.1.a, kendi yürür biçme makinaları ve biçer-döverlerde kullanılan düz, asimetrik sistemi tanımlamaktadır. (b) de ise, bıçak kirişini belirli sınırlar içinde, düşey ve yatay düzlemde tahrik edebilen (hareket verebilen) asimetrik uzaysal bir düzenek görülmektedir. Bu düzenek ot biçme makinasında kullanılır. (c) de tahrik miline belirli bir α açısı ile bağlı bir oynak disk ile yapılan dönü iletimi yer almaktadır. Oynak diskin işlevi temelde klasik krank-biyel mekanizmasına benzemektedir. Bu sistem diğerlerinden daha sıkı ancak daha pahalıdır ve bazı kendi yürür ot biçme makinalarında ve biçer-döverlerde kullanılmaktadır. Daha da sıkı ve dengeli bir düzenek ise (d) de görülen ve planya iş tezgahlarındaki kullanımı ile tanınan sistemdir. Bu düzenekte, muylusu diğer ucu bıçak kirişine bağlı bir kılavuz yarık içinde alternatif doğrusal hareket yapan bir krank bulunmaktadır. Kılavuz yarık uygulaması aynı zamanda traktör önüne bağlanan biçme makinalarında kullanılan döndürme düzeneklerinde de görülmektedir (e ve f). (g) de ise biçer-döverlerde sık rastlanan bir sistem yer almaktadır. Günümüzde mekanik döndürme düzeneklerinin yanısıra hidrolik sistemler de kullanılmaya başlanmıştır (Evcim, 1984).

Olabildiğince alçak anız bırakması istenen biçme makinalarında krank, kesme düzleminden belirli bir h yüksekliğinde bulunmak zorundadır (Şekil 1.1.a). Başka bir deyişle bu



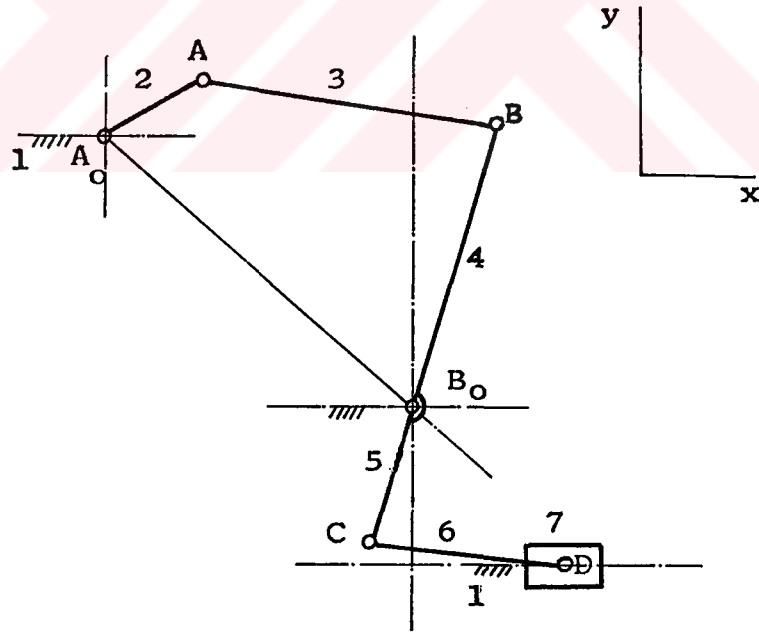
Şekil 1.1. Bıçak kirişinin değişik mekanik tahrik sistemleri: a) Düzlemsel krank-biyel mekanizması, b) Uzaysal krank-biyel mekanizması, c) Salınlı disk tahriki, d, e, f) Kayar krank-biyel mekanizması, g) Krank-sarkaç kol mekanizması, 1) Bıçak kirişi, 2) Biyel, 3) Krank, 4) Salınlı disk, 5) Bilezik, 6) Çatal, 7) Salınlı mil, 8) Piston, 9) Kulis, 10) V Kayış kasağı (Kanafojski'den, 1973).

makinalarda asimetrik krank-biyel mekanizması kullanılması gerekmektedir.

Hasat makinalarında bıçak kirişine gidip gelme hareketini veren tahrik düzenleri içinde en yaygın olarak kullanılanları krank-biyel ve kol-sarkaç kol mekanizmalarıdır.

Kol-sarkaç kol mekanizmaları motor ana milinden sağlanan sabit dönme hareketinin önce salınım hareketine, daha sonra da bıçak kirişinde belirli hız, ivme ve strokta gidip gelme hareketine çevrilmesinin istendiği yerlerde önemli olan bir mekanizmadır. Mekanizma, bir serbestlik derecelidir.

Şekil 1.1.g'de görülen mekanizmanın aynı esasa göre çalışan uygulamada sık rastlanan değişik bir düzenlemesi Şekil 1.2' de görülmektedir.

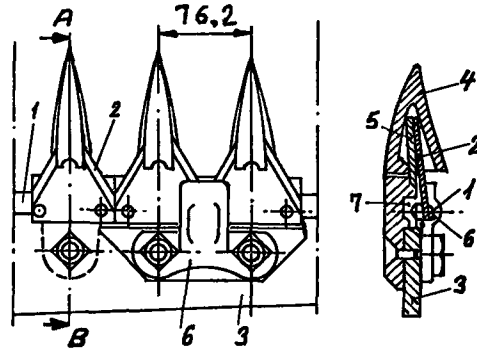


Şekil 1.2. Hasat makinası biçme düzeni kol-sarkaç kol mekanizması: 2) Krank kolu, 3) Biyel, 4 ve 5) Çift kollu sarkaç, 6) Bağlantı kolu, 7) Bıçak kirişi

Hasat makinaları kol-sarkaç kol mekanizmaları üzerinde bugüne kadar yapılan çalışmalara bakıldığında analitik yaklaşımların yetersizliği göze çarpmaktadır. Çeşitli araştırmacılar tarafından yapılan çalışmalarda söz konusu mekanizma tümüyle incelenmemiş, ancak mekanizmanın elementer grupları niteliğindeki mekanizmalar ayrıntılı olarak incelenmiştir. Ayrıca bu elementer gruplar da hasat makinaları biçme düzeni dışındaki başka makinalardaki fonksiyonları açısından değerlendirilmeye alınmışlardır. Bu çalışmada, hasat makinaları biçme düzeni kol-sarkaç kol mekanizmalarının optimum sentezi için gereken dinamik analiz formülasyonu gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen yöntemle mekanizmanın bir çevrimindeki konum, hız ve ivmesi ile bütün mafsallardaki kuvvetler hesaplanabilmektedir. Kinematik ve dinamik karakteri en iyi olan mekanizmanın boyutlarını tesbit etmek ve uygulamaya aktarılabilir sonuçlara ulaşabilmek bu çalışmanın amacını oluşturmaktadır.

Fonksiyon gereği sistemin bıçak kirişinin belirli hız, ivme ve konumda gidip gelme hareketi yapması gerekmektedir. Ayrıca sistemi etkileyen dış kuvvetler de biçme düzeninde ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle makaslama kesme düzenlerinin çalışma kuramını açıklamak gereği duyulmuştur. Standart tip bir makaslama kesme düzeni Şekil 1.3'de görülmektedir. Bu düzen iki temel bileşenden oluşur: Bıçakların perçinlendiği hareketli kiriş ve parmak diye adlandırılan elemanların vida ile bağlanmış olduğu hareketsiz kiriş. Bağlantı kolu, çift kollu sarkaç ve biyel ile dolaylı olarak tahrik krankı koluna bağlı olan bıçak kirişi gidip gelme hareketleri yapar. Döküm parmaklar kesilecek materyali kısımlara ayırmaya yarar. Aynı zamanda yan kenarları, iki parmak arasındaki hareketli bıçaklara karşıt kenar görevi de yapar. Karşıt kenar görevini parmak kenarlarından daha çok, parmaklara perçinle bağlanmış çelik plakalar yapar.

Bıçak ağızları ile çelik plakalar (veya parmaklar) arasındaki çok dar olması gereken (0.25-0.3 mm) aralığı koruyabilmek amacı ile, parmak kirişine belirli aralıklarla civatalanmış, kılavuz gibi hizmet gören mandallar bulunmaktadır.



Şekil 1.3. Standard tip makaslama kesme düzeni: 1) Bıçak kirişi, 2) Bıçak, 3) Kiriş, 4) Parmaklar, 5) Çelik plaka, 6) Kılavuz (bıçak mandalı), 7) Parmak oyuntusu (Kanafojski'den, 1973).

Kol-sarkaç kol mekanizmasında kinematik çiftler, 1 ve 7 uzvu arasında kayar çift, diğer uzuvlar arasında silindirik çifti olmak üzere birer şekil kapalı adi eleman çiftidir.

Bıçağın gidip gelme hareketi sırasında, bıçak hızı her iki ölü nokta arasında, sıfırdan başlayıp belirli bir maksimuma ulaşan ve sonra tekrar sıfır olan sinüzoidal bir eğriye uygun olarak değişir. Şekil 1.4'de krank milinin değişik iki devrinde bıçak hızlarının değişimi gösterilmiştir.

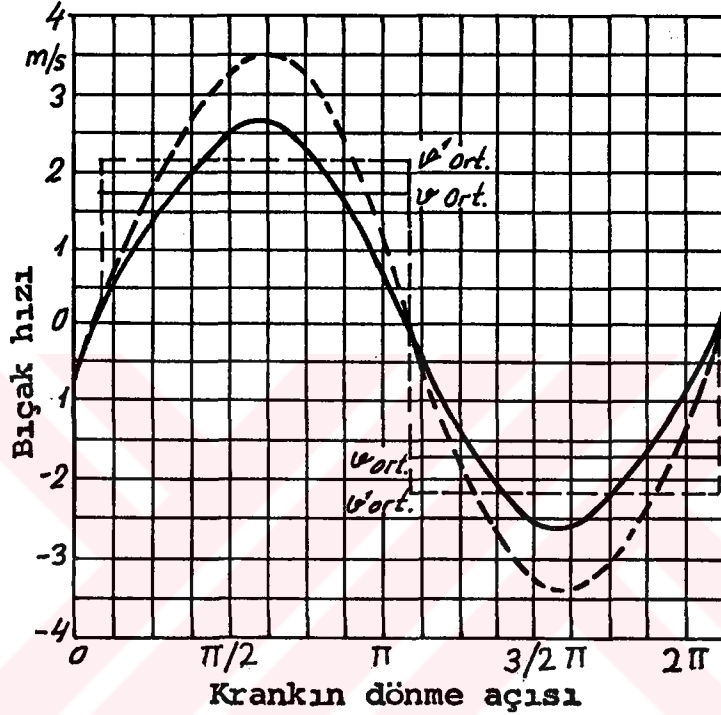
Bu eğrinin kapladığı alana eşit bir dikdörtgenin yüksekliği (ordinat değeri) bıçağın ortalama hızına v_{ort} eşittir. Değişik hasat makinalarında farklı amaçlara uygun olarak değişik v_{ort} hızları kullanılır.

Modern makinalarda krank dönü sayıları ve ortalama bıçak hızları arttırılmıştır. Günümüzde $n=1000 \text{ min}^{-1}$ ve fazlası krank dönüşü, $v_{ort} = 2.58 \text{ ms}^{-1}$ ve $v_{max} = 3.68 \text{ ms}^{-1}$ kadar bıçak hızları kullanılmaktadır.

Bu konuda yapılmış bir araştırmada ortalama bıçak hızının, makina ilerleme hızına oranı olan $K = 1.5$ kinematik oranı ile beslenmekte olan bir makaslama kesme düzeni ile ot biçiminde, tek bıçak kirişi strokunda ortaya çıkan dirençlerin değerleri ve değişimi ölçülmüştür.

Makaslama kesme düzenlerinde ortaya çıkan dirençlerin irdelenmesinde aşağıdaki hususların dikkate alınması gerekir:

1. Bıçak kirişinin ataleti,
2. Ezilen ve kesilen materyalin direnci,
3. Bıçak kirişinin sürtünme direnci.



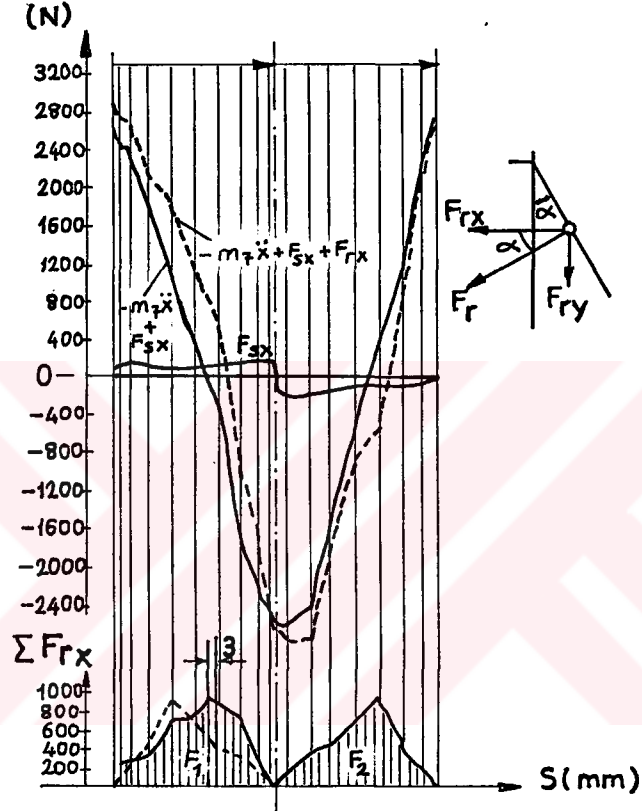
Şekil 1.4. Krank muylusunun ani konumuna bağlı olarak hız değişimi (dolu çizgiler düşük hızı, kesik çizgiler ise yüksek hızı ilişkindir) (Kanafojski'den, 1973).

Şekil 1.5'de bıçak kirişine etki eden ve kirişin boş strokunda kiriş ataleti ve sürtünme direncinden ($-m_7\ddot{x} + F_{sx}$), iş strokunda ise bunlara kesilme direncinin eklenmesi ile oluşan dirençler toplamı ($-m_7\ddot{x} + F_{sx} + F_{rx}$)'ndan kaynaklanan kuvvetlerin değerindeki değişimler görülmektedir. Dolu ve kesik çizgilerle tanımlanan eğrilerin ordinatları arasındaki fark, kesilme direncinin yarattığı bıçak kirişi gerilmelerinin büyüklüğü ile orantılıdır. Bir başka deyişle bu fark, materyalin ezilme ve kesilmesinden ortaya çıkan direnç değerlerini ve bunların değişimini belirler. Ataletlerdeki değişimleri veren eğri, aynı zamanda belirli sınırlar içinde değişen sürtünme dirençlerini de içerdiğinden,

şeklinde düzensüzlükler ortaya çıkmıştır.

Bıçak kirişi, R_{4x} dış kuvvetinin etkisi altındadır.

$$R_{4x} = -m_7\ddot{x} + F_{sx} + F_{rx}$$



Şekil 1.5. $K=1.5$ kinematik oranında çalışan standard tip bıçak kirişinde toplam ve iş dirençlerinde meydana gelen değişmeler (Kanafojski'den, 1973).

$m_7\ddot{x}$: Değişken atalet kuvveti (m_7 : Bıçağın kütlesi, \ddot{x} : Bıçağın ivmesi)

F_{rx} : Değişken kesilme direncinin yatay bileşeni

F_{sx} : Yatay doğrultuda sürtünme direnci

Bıçak kirişinin beslenmesi yoğunlaştıkça (etkin iş genişliği değişmeden ilerleme hızı arttığıında), keskin kenarın bir stroku sırasında ezilen bitki sap ve/veya yaprak sayısı ve bunun sonucunda da kesilme direnci artar. Buna göre, ilerleme hızının iki kat artması (K 'nın azalması), ortalama kesme direncinde yaklaşık 3.5 kat artışa yol açmaktadır.

Örneğin, kalın yapraklı bitkilerin biçilmesinde ölçülen keskin kenar başına düşen $F_{rx} = 15.6$ N dur.

Çift bıçaklı biçme düzenlerinde, kesme dirençleri ile ilişkili olarak, çok yüksek atalet ortaya çıkar. Bu ataletin kesme dirençlerinden olan bölümünü belirlemek çok güçtür. Çünkü, görece olarak küçük bıçak stroku sırasında biçilen bitki miktarı da azdır. Örneğin, silaj bitkisinin $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ dönüde tahrik edilen çift bıçaklı biçme düzeni ile biçilmesinde, bir keskin kenara düşen ortalama direncin 50 N'u aşmadığı ölçülmüştür (Evcim, 1984).

Bu çalışmada, 22 bıçaklı standard tip bıçak tercih edilmiştir. Böylece bir keskin kenara düşen maksimum direnç, $F_{rx} = 50 \times 22 = 1100$ N olarak bulunmuştur.

Sürtünme direncinin değeri, öncelikle bıçak kirişinin temizlik durumuna bağlıdır. Paslı ve sıkışmış bir kirişte sürtünme direnci önemli ölçüde artar. Bazı durumlarda sürtünme direnci toplam direncin %50 sini oluşturabilir.

Kesme düzeninde ortaya çıkan sürtünme kuvvetine oranla, mekanizmanın diğer mafsallarındaki sürtünme kuvvetleri çok küçük olduğu için ihmal edilebilir.

Grashof şartları kısıt olarak kullanılmıştır (Keçecioglu, 1975).

$$a + d \leq b + c \quad 2.1.1.a$$

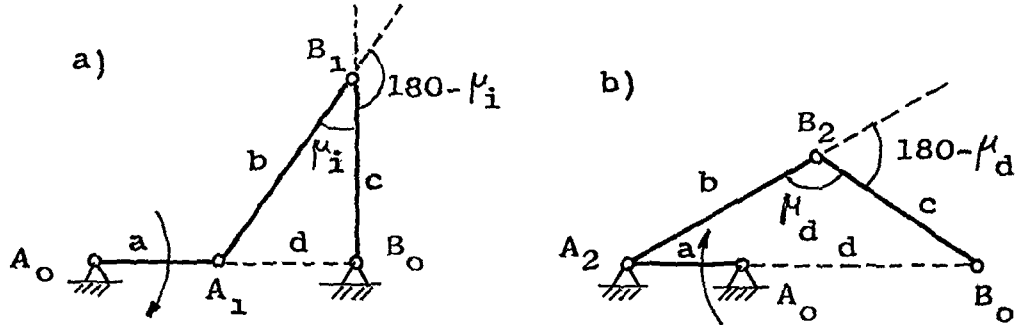
$$a + b \leq c + d \quad 2.1.1.b$$

$$a + c \leq b + d \quad 2.1.1.c$$

e uzunluğu, seçilen a, b, c ve d uzunluklarına bağlı olarak, istenilen $S=0.076$ m strok değerini sağlayacak şekilde hesaplanmıştır. Yörünge teğetleri arasında kalan μ ve $180-\mu$ açılarından 90° den küçük olanı bağlama (transmisyon) açısı olarak tarif edilir. Mekanizmanın hiç bir konumunda bu μ açısı, işleme tecrübelerine dayanarak bulunan bir μ_{tec} değerinden daha küçük olmazsa, kol-sarkaç kol mekanizmasının iyi işlemesi temin edilmiş olur. O halde daima $\mu > \mu_{tec}$ olmalıdır (Dizioğlu, 1976).

Mekanizmaların tasarımında bağlama açılarının nerelerde ortaya çıktığı, ne büyüklükte olduğu ve mekanizmanın hangi konumunda en küçük değerine ulaştığı belirlenmelidir. Hareket sırasında genellikle sürekli olarak değişen bağlama açısının büyüklüğü, hareket veren ve hareket alan uzuvlar arasında hareket iletiminin iyilik derecesi için bir kısıttır. En uygun hareket iletimi $\mu=90^\circ$ de elde edilir. Oysa, ek önlemler olmaksızın $\mu=90^\circ$ sabit değerinde bir hareket iletimi mümkün değildir. Bu nedenle μ açısının 90° den ayrılışının minimum olduğu mekanizmalar hareket iletiminin iyilik derecesi bakımından tercih edilir. Bu çalışmada, 3 ve 4 numaralı uzuvların oluşturduğu μ_{imin} (iç konumda) ve μ_{dmin} (dış konumda) açıları için $\mu_{imin} < 60^\circ$ ve $\mu_{dmin} < 60^\circ$ olan mekanizmalar elimine edilmiştir.

Kol-sarkaç kol mekanizmasında bağlama açısının en küçük değeri olan μ_{min} açısı, A_0A kolunun A_0B_0 doğrultusu üzerine geldiği iç ve dış konumda ortaya çıkar (Şekil 2.1.2).



Şekil 2.1.2.a. İç sınır konumunda en küçük bağlama açısı
 b. Dış sınır konumunda en küçük bağlama açısı
 (Dizioğlu'dan, 1976).

Şekil 2.1.2.a'ya göre $A_1B_1B_0$ üçgeninde cosinüs teoremi kullanılarak μ_{imin} açısı tasarım değişkenleri yardımıyla bulunur:

$$\mu_i = \text{Cos}^{-1} \left[\frac{c^2 + b^2 - (d-a)^2}{2cb} \right] \quad 2.1.2$$

Şekil 2.1.2.b'ye göre $A_2B_2B_0$ üçgeninde cosinüs teoremi kullanılarak μ_{dmin} açısı bulunur:

$$\mu_d = \text{Cos}^{-1} \left[\frac{c^2 + b^2 - (a+d)^2}{2cb} \right] \quad 2.1.3$$

Tanıma göre,

$$\mu_i < 90^\circ \text{ için } \mu_{imin} = \mu_i \quad 2.1.4$$

$$\mu_d < 90^\circ \text{ için } \mu_{dmin} = \mu_d \quad 2.1.5$$

$$\mu_i > 90^\circ \text{ için } \mu_{imin} = 180 - \mu_i \quad 2.1.6$$

$$\mu_d > 90^\circ \text{ için } \mu_{dmin} = 180 - \mu_d \quad 2.1.7$$

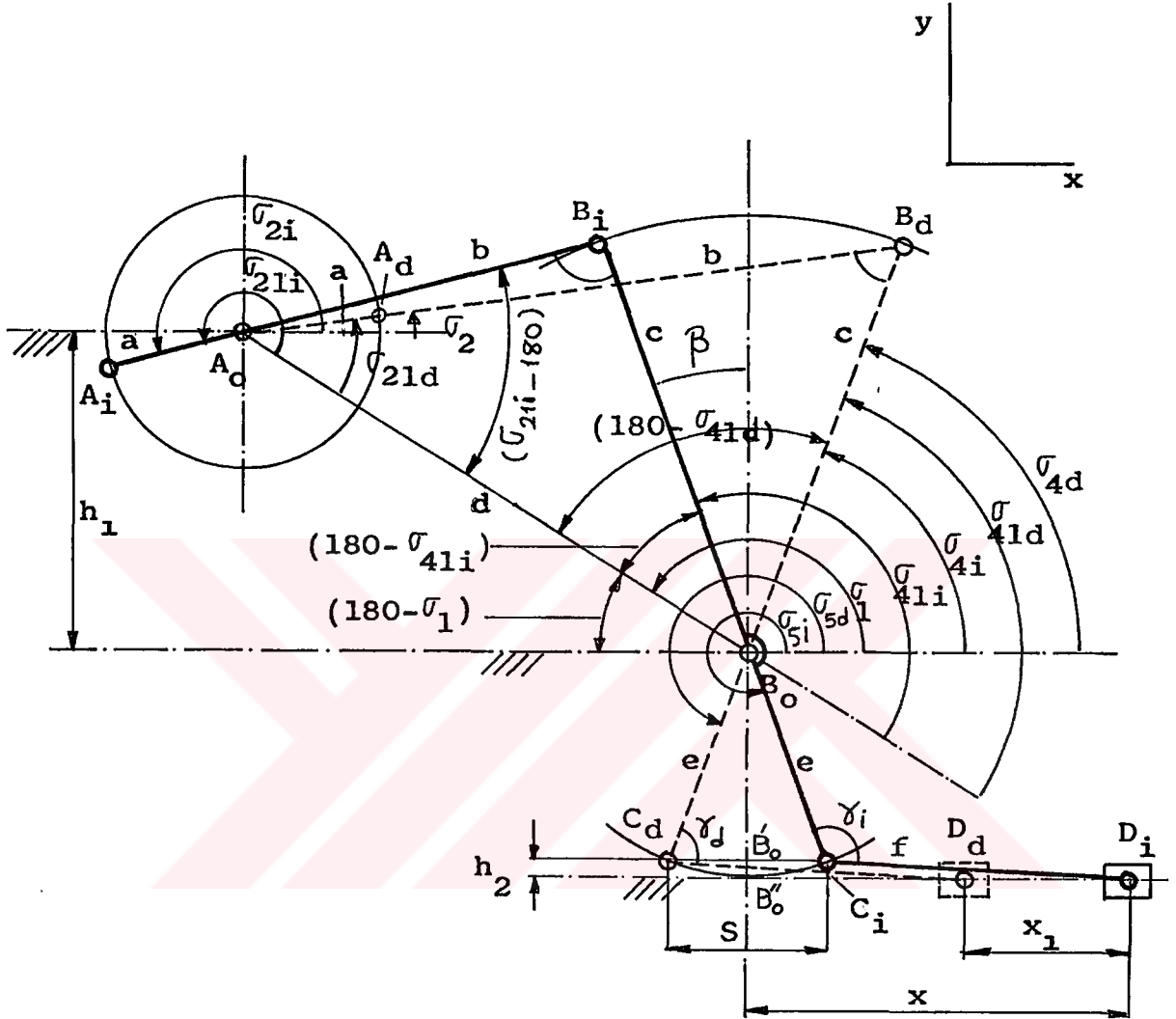
Şekil 2.1.3'e göre, σ_{2ld} ve σ_{4ld} açıları $A_0B_0B_d$ üçgeninde, σ_{2li} ve σ_{4li} açıları ise $A_0B_0B_i$ üçgeninde cosinüs teoremi uygulanarak bulunabilir:

$$\sigma_{2ld} = \text{Cos}^{-1} \left[\frac{d^2 + (b+a)^2 - c^2}{2d(b+a)} \right] \quad 2.1.8$$

$$\sigma_{4ld} = 180 - \text{Cos}^{-1} \left[\frac{d^2 + c^2 - (b+a)^2}{2cd} \right] \quad 2.1.9$$

$$\sigma_{2li} = \text{Cos}^{-1} \left[\frac{d^2 + (b-a)^2 - c^2}{2d(b-a)} \right] + 180 \quad 2.1.10$$

$$\sigma_{4li} = 180 - \text{Cos}^{-1} \left[\frac{d^2 + c^2 - (b-a)^2}{2cd} \right] \quad 2.1.11$$



Şekil 2.1.3. Kol-sarkaç kol mekanizmasının sınır konum açıları

C noktası \overline{BB}_0 doğrusu uzantısında olacak şekilde c ve e uzunlukları B_0 noktasında rijit olarak birbirlerine bağlı olduklarından σ_5 açısının sınır değerleri aşağıdaki eşitliklerle bulunabilir:

$$\sigma_{51d} = \sigma_{41d} + 180 \quad 2.1.12$$

$$\sigma_{51i} = \sigma_{41i} + 180 \quad 2.1.13$$

Şekil 2.1.1'e göre f bağlantı kolunun C noktasında e sarkaç kolu ile yaptığı açı γ , aynı kolun D noktasında yatayla yaptığı açı ise θ ile tanımlanmıştır. Şekil 2.1.3'e göre sarkaç kolun sınır konumlarında $\gamma_d = \gamma_{\min}$, $\gamma_i = \gamma_{\max}$

ve $\theta_i = \theta_d = \theta_{\max}$ açıları oluşur. θ açılarının 0° den sapmasının minimum tutulduğu konumlar sentez problemi olarak ele alınır. $\theta_{\max} > 45^\circ$ değerleri 6 ve 7, $\gamma_i = \gamma_{\max} > (90^\circ + 45^\circ) = 135^\circ$ ile $\gamma_d = \gamma_{\min} < (90^\circ - 45^\circ) = 45^\circ$ değerleri ise 5 ve 6 numaralı uzuvlar arasında hareket iletiminin iyilik derecesi bakımından mekanizmanın tasarımında kısıtlayıcı değerler olarak ele alınmıştır. γ_i ve γ_d açılarının 90° den, θ_{\max} açılarının ise 0° den ayrılışlarının yaklaşık olarak eşit ve minimum kılınması amacı ile $C_d B_o C_i$ açısının ortayı düşey, yani D noktasının yatay olan yörüngesine dik alınmıştır. $\overline{B_o B''} = \overline{B_o C} = e$ eşitliği bu görüşle oluşmuştur.

Şekil 2.1.3'de oluşturulan geometriye göre yapılan tanımlamalara dayanarak aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

$$\beta = (\sigma_{41i} - \sigma_{41d}) / 2 \quad 2.1.14$$

$$e = (S/2) / \sin \beta \quad 2.1.15$$

$$\overline{B_o B'_o} = (S/2) \cdot \tan \beta \quad 2.1.16$$

$$h_{\max} = h_2 = e - \overline{B_o B'_o} \quad 2.1.17$$

$$\theta_{\max} = \sin^{-1} (h_2 / f) \quad 2.1.18$$

$$\gamma_i = \gamma_{\max} = 180 + \theta_{\max} - (90 - \beta) \quad 2.1.19$$

$$\gamma_d = \gamma_{\min} = 90 - \beta + \theta_{\max} \quad 2.1.20$$

Mekanizmanın uzuv ölçülerine bağlı olarak A_o noktası B_o noktasından geçen yatayın üstünde (pozitif eksantriklik) ya da yatayın altında (negatif eksantriklik) olabilir. Bu durum Şekil 2.1.4.a ve b'de görülmektedir.

$$\beta + \sigma_{41d} > 90^\circ \text{ için, } (180 - \sigma_1) = \sigma_{41d} + \beta - 90 \quad 2.1.21$$

$$\beta + \sigma_{41d} < 90^\circ \text{ için, } (\sigma_1 - 180) = 90 - \beta - \sigma_{41d} \quad 2.1.22$$

$$\beta + \sigma_{41d} > 90^\circ \text{ ve } \beta + \sigma_{41d} < 90^\circ \text{ için her iki durumda } \sigma_1 \text{ ve } h_1$$

değeri aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

2.2. Kinematik Analiz

2.2.1. Konum analizi

Kinematik analizde belirli uzuv boyutlarında mekanizmanın konumu, hızlar ve ivmeler belirlenir. Bütün formülasyon geometrik bağıntılarla elde edilen konum çözümlerine ve bunların birinci ve ikinci dereceden zamana göre türevlerine dayanmaktadır.

Kol-sarkaç kol mekanizması bir kayış kasnak sistemi aracılığı ile dolaylı olarak motor mili tarafından tahrik edilecektir. Krankın dönüş açısı σ_2 ve açısal hızı $\dot{\sigma}_2$ mekanizmanın tahrikleridir. Motor hızı sabit olduğundan ana milin açısal hızı $\dot{\sigma}_2$ sabit ve açısal ivmesi $\ddot{\sigma}_2=0$ 'dır. b uzvunun konumu σ_3 , açısal hızı $\dot{\sigma}_3$ ve açısal ivmesi $\ddot{\sigma}_3$ dür. Sarkaç kolu c uzvunun konumu σ_4 , açısal hızı $\dot{\sigma}_4$ ve açısal ivmesi $\ddot{\sigma}_4$ 'dür. Sarkaç kolune uzvunun konumu σ_5 , açısal hızı $\dot{\sigma}_5$ ve açısal ivmesi $\ddot{\sigma}_5$ dür. f uzvunun konumu σ_6 , açısal hızı $\dot{\sigma}_6$ ve açısal ivmesi $\ddot{\sigma}_6$ 'dür.

Kinematik eşitlikler mekanizmanın geometrik değişkenlerinin fonksiyonu olarak yazılmalıdır. Bu değişkenler aynı zamanda tasarımın bağımsız değişkenleridir.

Şekil 2.2.1.1'in daha detaylısı olan Şekil 2.2.2'deki geometriye göre; σ_{41} ve ona bağlı olarak σ_4 açısının değerini veren denkleme ulaşabilmek için, aşağıdaki bağıntılar yazılabilir:

$$\overline{AB''} // \overline{A_0B_0}, \quad \overline{AA'} \perp \overline{A_0B_0}, \quad \overline{BB'} \perp \overline{A_0B_0} \quad 2.2.1$$

$$\overline{A_0A}=a, \quad \overline{AB}=b, \quad \overline{A_0B_0}=d, \quad \overline{BB_0}=c \quad 2.2.2$$

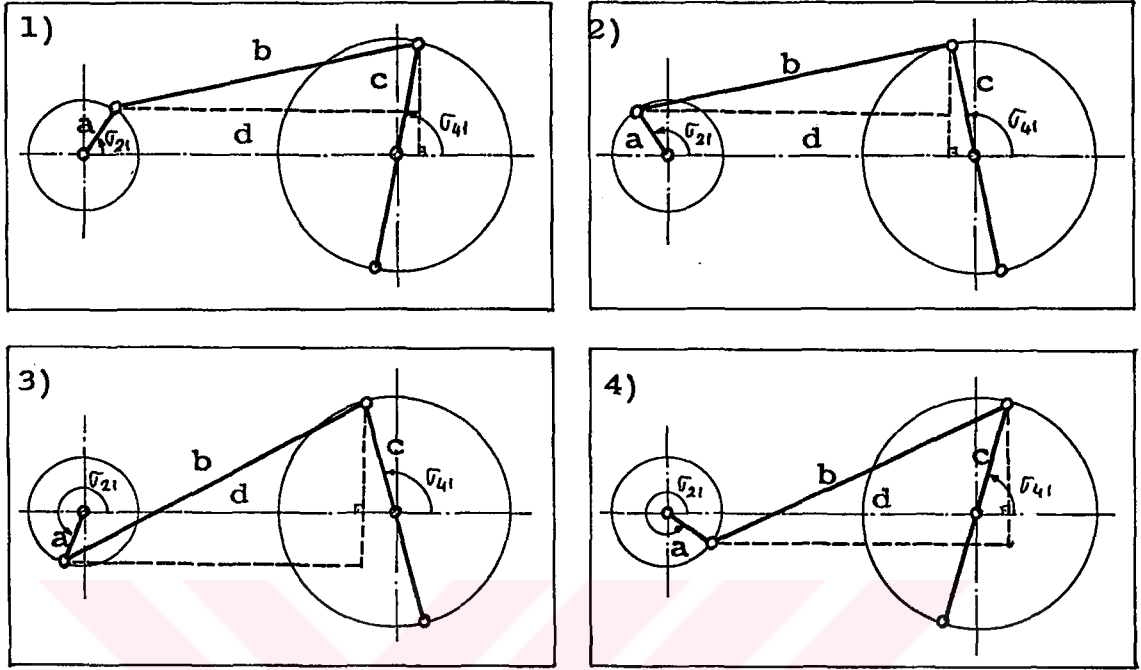
$$\overline{AA'}=a.\sin \sigma_{21} \quad 2.2.3$$

$$\overline{A_0A'} = a.\cos \sigma_{21} \quad 2.2.4$$

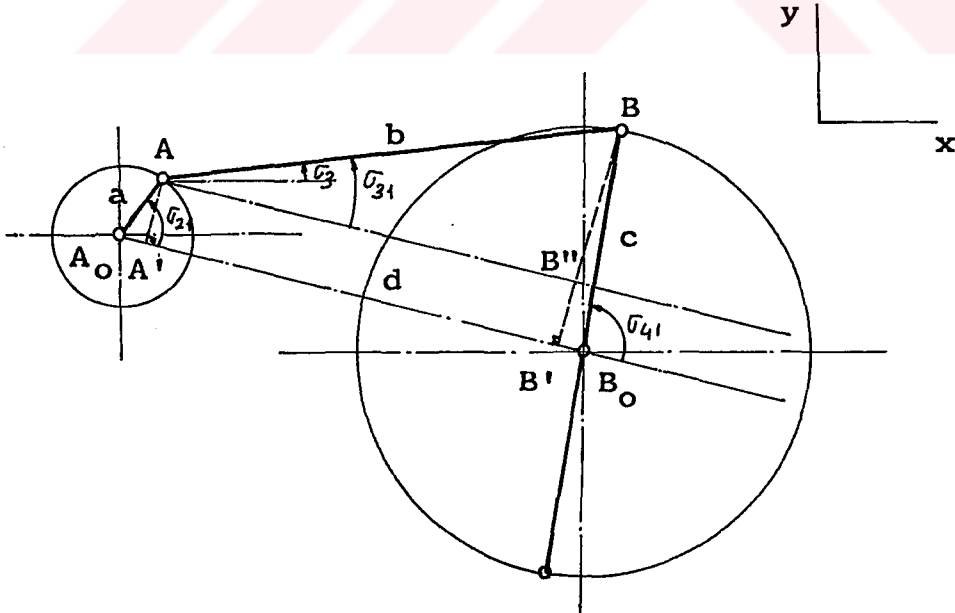
$$\overline{BB'} = c.\sin \sigma_{41} \quad 2.2.5$$

$$\overline{B_0B'} = c.\cos \sigma_{41} \quad 2.2.6$$

$$\overline{B''B'} = \overline{AA'} \quad 2.2.7$$



Şekil 2.2.1. Krank kolunun aldığı konumlara bağlı olarak sarkaç kolun aldığı konumların geometrileri



Şekil 2.2.2. σ_{41} ve σ_{31} açıları hesabının geometrisi

$$\overline{BB''} = \overline{BB'} - \overline{B''B'} = c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21} \quad 2.2.8$$

$$\overline{AB''} = \overline{A'B'} = \overline{A'O} \overline{B'O} - \overline{A'O} \overline{A'B'} + \overline{B'O} \overline{B'A'} = d - a \cos \sigma_{21} + c \cos \sigma_{41} \quad 2.2.9$$

AB''B dik üçgeninde pisagor bağıntısını uygulayarak,

$$\overline{AB}^2 = \overline{AB''}^2 + \overline{BB''}^2 \quad 2.2.10.a$$

$$b^2 = (d - a \cos \sigma_{21} + c \cos \sigma_{41})^2 + (c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21})^2 \quad 2.2.10.b$$

2.2.10.b denklemini düzenlenirse ikinci dereceden bir denklemin elde edilir.

$$\begin{aligned} & \left[(2cd - 2ac \cos \sigma_{21})^2 + (2ac \sin \sigma_{21})^2 \right] \cos^2 \sigma_{41} \\ & + \left[2(2cd - 2ac \cos \sigma_{21})(a^2 + c^2 + d^2 - b^2 - 2ad \cos \sigma_{21}) \right] \cos \sigma_{41} \\ & + (a^2 + c^2 + d^2 - b^2 - 2ad \cos \sigma_{21})^2 - (2ac \sin \sigma_{21})^2 = 0 \end{aligned} \quad 2.2.11$$

2.2.11 numaralı denkleme A, B, C dönüşümleri yapılarak

2.2.15 numaralı denklem bulunur.

$$A = (2cd - 2ac \cos \sigma_{21})^2 + (2ac \sin \sigma_{21})^2 \quad 2.2.12$$

$$B = 2(2cd - 2ac \cos \sigma_{21})(a^2 + c^2 + d^2 - b^2 - 2ad \cos \sigma_{21}) \quad 2.2.13$$

$$C = (a^2 + c^2 + d^2 - b^2 - 2ad \cos \sigma_{21})^2 - (2ac \sin \sigma_{21})^2 \quad 2.2.14$$

$$A \cos^2 \sigma_{41} + B \cos \sigma_{41} + C = 0 \quad 2.2.15$$

$$\sigma_{41(1,2)} = \cos^{-1} \left[\frac{(-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC})}{2A} \right] \quad 2.2.16$$

$$\sigma_{4(1,2)} = \cos^{-1} \left[\frac{(-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC})}{2A} \right] - (180 - \sigma_1) \quad 2.2.17$$

Hız ve ivme analizlerinde yapılacak olan türev alma işlemlerinde kolaylık sağlamak için, 2.2.16 denklemini aşağıdaki şekilde gruplandırılmıştır:

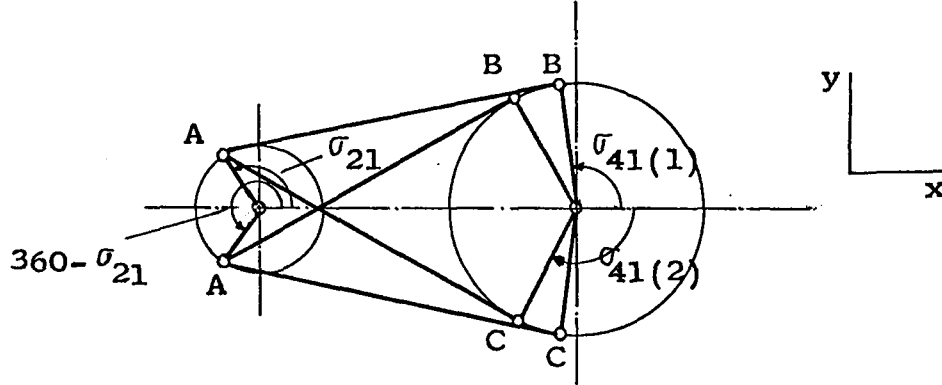
$$D = \sqrt{B^2 - 4AC} \quad 2.2.18$$

$$P = 2A \quad 2.2.19$$

$$\sigma_{41(1,2)} = \cos^{-1} \left[\frac{(-B \pm D)}{P} \right] \quad 2.2.20$$

elde edilir.

Denklemin ikinci kökü olan $\sigma_{41(2)}$ değerleri mekanizmanın dallanma konumuna ilişkin değerlerdir.



Şekil 2.2.3. σ_{21} ve $(360 - \sigma_{21})$ açıları için mekanizmanın dallanma konumu

5 numaralı uzva ait olan σ_5 açısı, σ_4 açısına 180° ilave edilerek bulunur:

$$\sigma_5 = \sigma_4 + 180 \quad 2.2.21$$

Şekil 2.2.2. deki geometriye göre σ_3 açısının formülasyonu aşağıdaki gibidir:

AB''B dik üçgeninde,

$$\sin \sigma_{31} = \overline{BB''} / \overline{AB} \quad 2.2.22$$

$$\sigma_{31} = \sin^{-1} \left[\left(c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21} \right) / b \right] \quad 2.2.23$$

$$\sigma_3 = \sin^{-1} \left[\left(c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21} \right) / b \right] - (180 - \sigma_1) \quad 2.2.24$$

Şekil 2.2.4'e göre C'DC dik üçgeninde aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

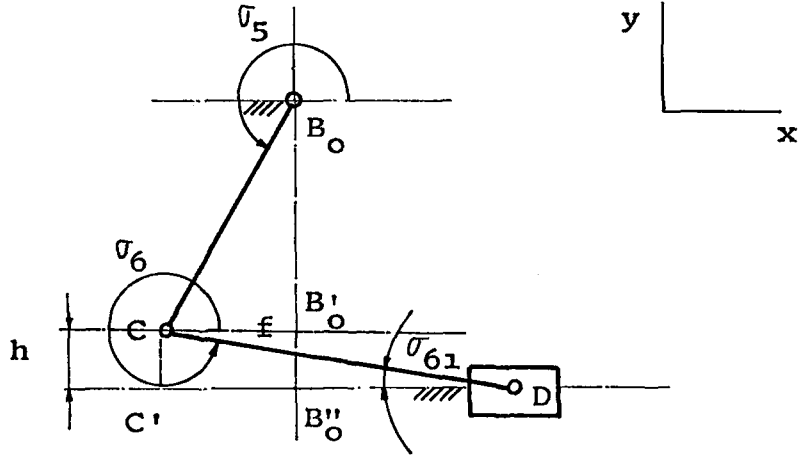
$$h = \overline{CC'} = \overline{B'O''} = \overline{B'O''} - \overline{B'O'} \quad 2.2.25$$

$$\overline{B'O'} = e \sin \sigma_5 \quad 2.2.26$$

$180^\circ < \sigma_5 < 360^\circ$ olduğu için $e \sin \sigma_5 < 0$ ve,

$$h = e + e \sin \sigma_5 \quad 2.2.27$$

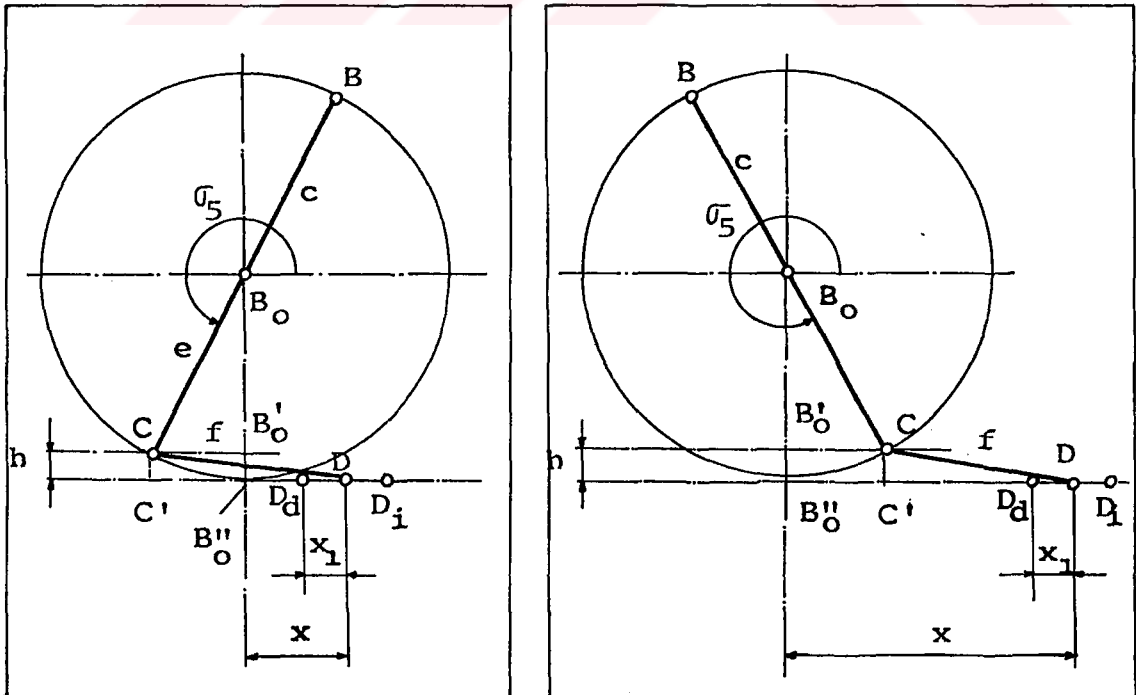
$$\overline{CD} = f, \quad \sin \sigma_{61} = h / f \quad 2.2.28$$



Şekil 2.2.4. σ_6 açısı hesabının geometrisi

$$\sigma_{61} = \sin^{-1} \left[(e + e \sin \sigma_5) / f \right] \quad 2.2.29$$

$$\sigma_6 = 360 - \sin^{-1} \left[(e + e \sin \sigma_5) / f \right] \quad 2.2.30$$



Şekil 2.2.5. Ani konumdaki x ve x_1 yolu hesabının geometrisi

$$\overline{B''_O D_d} = \sqrt{f^2 - (e + e \sin \sigma_{5d})^2} + e \cos \sigma_{5d} \quad 2.2.35.b$$

$$x_1 = x - \overline{B''_O D_d} \quad 2.2.36.a$$

$$x_1 = x - \sqrt{f^2 - (e + e \sin \sigma_{5d})^2} + e \cos \sigma_{5d} \quad 2.2.36.b$$

Bıçağın kat ettiği x ve x_1 yolu pozitif x eksenine yönünde alınmıştır.

2.2.2. Hız analizi

Türev alma işlemlerini kolaylaştırmak için $\sigma_{41(1,2)}$ denklemleri B, D ve P olmak üzere gruplara ayrılmıştı. Bkz. Eşitlik 2.2.13, 2.2.18, 2.2.19.

B, D ve P'nin türevleri aşağıda görülmektedir:

$$\dot{B} = 4ac \sin \sigma_{21} (a^2 + c^2 + d^2 - b^2 - 2ad \cos \sigma_{21}) + 4ad \sin \sigma_{21} (2cd - 2ac \cos \sigma_{21}) \quad 2.2.37$$

$$\dot{D} = \left[\dot{B}\dot{B} - ((2cd - 2ac \cos \sigma_{21})(8ac \sin \sigma_{21}) + 16a^2 c^2 \sin \sigma_{21} \cos \sigma_{21}) \cdot ((a^2 + c^2 + d^2 - b^2 - 2ad \cos \sigma_{21})^2 - (2ac \sin \sigma_{21})^2) - ((a^2 + c^2 + d^2 - b^2 - 2ad \cos \sigma_{21})(8ad \sin \sigma_{21}) - 16a^2 c^2 \sin \sigma_{21} \cos \sigma_{21}) \cdot ((2cd - 2ac \cos \sigma_{21})^2 + 2ac \sin \sigma_{21})^2 \right] / D \quad 2.2.38.$$

$$\dot{P} = (2cd - 2ac \cos \sigma_{21})(8ac \sin \sigma_{21}) + 16a^2 c^2 \sin \sigma_{21} \cos \sigma_{21} \quad 2.2.39$$

Eşitlik 2.2.17'deki σ_4 denkleminin zamana göre türevi aşağıda görülmektedir:

$$\dot{\sigma}_4 = \frac{d\sigma_4}{dt} = \frac{d\sigma_4}{d\sigma_2} \cdot \frac{d\sigma_2}{dt} = \frac{d\sigma_4}{d\sigma_2} \cdot \omega_A \quad 2.2.40$$

$$\dot{\sigma}_{4(1,2)} = \left[\frac{(-\dot{B} \pm \dot{D})P - \dot{P}(-B \pm D)}{P^2 \cdot \sqrt{1 - \left[\frac{-B \pm D}{P} \right]^2}} \right] \omega_A \quad 2.2.41$$

Eşitlik 2.2.41'de D'nin (+) değerleri için $\dot{\sigma}_{4(1)}$, (-) değerleri için $\dot{\sigma}_{4(2)}$ olduğu kabul edilmiştir.

Bu çalışmada, maksimum bıçak hızı ≈ 3.68 m/s olacak şekilde $\omega_A = 97$ radyan/saniye alınmıştır. ω_A , $\dot{\sigma}_2$ 'nin birinci türevi olup, A noktasının açısal hızıdır. $\dot{\sigma}_4$, B ve C mafsalları için ortak açı olduğundan B ve C noktalarının açısal hızları da eşittir.

$$\dot{\sigma}_{4B} = \dot{\sigma}_{4C} \quad 2.2.42$$

$v = \omega \cdot r$ (r:yarıçap, ω :açısal hız)

Yukarıdaki formülü uygulayarak B ve C noktalarının hızları bulunur:

$$v_B = \dot{\sigma}_{4B} \cdot c \quad 2.2.43$$

$$v_C = \dot{\sigma}_{4C} \cdot e \quad 2.2.44$$

Eşitlik 2.2.24'deki $\dot{\sigma}_3$ 'ün türevi, b uzvunun açısal hızını verir:

$$\dot{\sigma}_3 = \frac{(c \cos \sigma_{41} (\dot{\sigma}_{41}) - a \sin \sigma_{21} (\dot{\sigma}_{21})) / b}{\sqrt{1 - \left[\frac{c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21}}{b} \right]^2}} \quad 2.2.45$$

σ_2 ve σ_4 için Eşitlik 2.1.31 ve Eşitlik 2.2.17'de görülen $(180 - \sigma_1)$ değerleri sabit olduğu için türevleri de sıfırdır. Bu nedenle $\dot{\sigma}_2 = \dot{\sigma}_{21}$ ve $\dot{\sigma}_4 = \dot{\sigma}_{41}$ 'dir.

Eşitlik 2.2.30'daki $\dot{\sigma}_6$ 'nın türevi, f uzvunun açısal hızını verir:

$$\dot{\sigma}_6 = \frac{(e \cos \sigma_5 (\dot{\sigma}_5)) / f}{\sqrt{1 - \left[\frac{e + e \sin \sigma_5}{f} \right]^2}} \quad 2.2.46$$

Eşitlik 2.2.32.b'deki yol denkleminin türevi D noktasındaki bıçağın hızını verir:

$$v_D = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\sigma_5} \cdot \frac{d\sigma_5}{dt} = \frac{dx}{d\sigma_5} \cdot \omega_C \quad 2.2.47$$

$$v_D = \left[\frac{-(e+e\sin\sigma_5)(e\cos\sigma_5)}{\sqrt{f^2 - (e+e\sin\sigma_5)^2}} - e\sin\sigma_5 \right] \cdot \omega_C \quad 2.2.48$$

Yukarıdaki eşitlikte parantez içindeki ifade Q ile tanımlanmıştır. Bu durumda,

$$v_D = Q \cdot \omega_C \quad 2.2.49$$

olarak yazılabilir.

2.2.3. İvme analizi

σ_4 'ün zamana göre ikinci dereceden türevi, c uzvunun açısal ivmesini verecektir. Bunun için eşitlik 2.2.41' deki $\ddot{\sigma}_{4(1,2)}$ denkleminin bir kez daha türevi alınmıştır. Türev alma işlemini kolaylaştırmak için 2.2.41'deki eşitliğin payındaki \dot{B} , \dot{D} , \dot{P} ve paydasındaki kareköklü ifade

$$\sqrt{1 - \left[\frac{(-B + D)/P}{1} \right]^2} \text{ nin türevleri alınmıştır:}$$

$$\ddot{B} = 16a^2cd\sin^2\sigma_{21} + 4ac\cos\sigma_{21}(a^2+c^2+d^2-b^2-2ac\cos\sigma_{21}).$$

$$+ 4ad\cos\sigma_{21}(2cd-2ac\cos\sigma_{21}) \quad 2.2.50$$

$$\begin{aligned} \ddot{D} = & \left[\left[\dot{B}^2 + \ddot{B}B - (4(2ac\sin\sigma_{21})^2 + (2cd-2ac\cos\sigma_{21}) \cdot 8ac\cos\sigma_{21} \right. \right. \\ & + (4ac\cos\sigma_{21})^2 - 4(2ac\sin\sigma_{21})^2) \cdot ((a^2+c^2+d^2-b^2-2ad\cos\sigma_{21})^2 \\ & - (2ac\sin\sigma_{21})^2) + ((a^2+c^2+d^2-b^2-2ad\cos\sigma_{21})4ad\sin\sigma_{21} - 8a^2c^2 \cdot \\ & \sin\sigma_{21}\cos\sigma_{21}) \cdot ((2cd-2ac\cos\sigma_{21}) \cdot 8ac\sin\sigma_{21} + 16a^2c^2\sin\sigma_{21}\cos\sigma_{21}) \\ & \left. \left. - (4(2ad\sin\sigma_{21})^2 + 8ad\cos\sigma_{21}(a^2+c^2+d^2-b^2-2ad\cos\sigma_{21})) \right] \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -(4ac\cos\sigma_{21})^2 + 4(2ac\sin\sigma_{21})^2) ((2cd - 2ac\cos\sigma_{21})^2 + (2ac\sin\sigma_{21})^2) \\
& + (4ac\sin\sigma_{21}(2cd - 2ac\cos\sigma_{21}) + 8a^2c^2\sin\sigma_{21}\cos\sigma_{21})(8ad\sin\sigma_{21} \cdot \\
& (a^2 + c^2 + d^2 - b^2 - 2ad\cos\sigma_{21}) - 16a^2c^2\sin\sigma_{21}\cos\sigma_{21}) \cdot D - \dot{D}^2 \cdot D \Big] / D^2
\end{aligned} \tag{2.2.51}$$

$$\ddot{P} = 8ac\cos\sigma_{21}(2cd - 2ac\cos\sigma_{21} + 4a^2c^2\cos^2\sigma_{21}) \tag{2.2.52}$$

$\sqrt{1 - [(-B \pm D) / P]^2}$ ifadesi, D(+) olduğu zaman t_1 , D (-) olduğu zaman t_2 ile gösterilirse bunların türevleri de \dot{t}_1 ve \dot{t}_2 olur.

$$t_1 = \sqrt{1 - [(-B+D) / P]^2} \tag{2.2.53}$$

$$\dot{t}_1 = -K(\dot{K}P - \dot{P}K) / (P^3 \cdot t_1), \quad (K = -B+D) \tag{2.2.54}$$

$$t_2 = \sqrt{1 - [(-B-D) / P]^2} \tag{2.2.55}$$

$$\dot{t}_2 = -M(\dot{M}P - \dot{P}M) / (P^3 \cdot t_2), \quad (M = -B-D) \tag{2.2.56}$$

$$\ddot{\sigma}_4 = \frac{d^2\sigma_4}{dt^2} = \frac{d\dot{\sigma}_4}{dt} = \frac{d\dot{\sigma}_4}{d\sigma_2} \cdot \frac{d\sigma_2}{dt} \cdot \omega_A = \frac{d\dot{\sigma}_4}{d\sigma_2} \cdot \omega_A^2 \tag{2.2.57}$$

$$\ddot{\sigma}_{4(1)} = \left[-((- \ddot{B}P + \ddot{D}P + \ddot{P}B - \ddot{P}D)P^2 t_1 - 2(2P\dot{P}t_1 + \dot{t}_1 P^2)(-\dot{B}P + \dot{D}P + \dot{P}B - \dot{P}D)) / (P^2 t_1)^2 \right] \omega_A^2 \tag{2.2.58}$$

$$\ddot{\sigma}_{4(2)} = \left[-((- \ddot{B}P - \ddot{D}P + \ddot{P}B + \ddot{P}D)P^2 t_2 - (2P\dot{P}t_2 + \dot{t}_2 P^2)(-\dot{B}P - \dot{D}P + \dot{P}D)) / (P^2 t_2)^2 \right] \omega_A^2 \tag{2.2.59}$$

B ve C mafsallarının açısal hızları eşit olduğu için bu noktalardaki açısal ivmeler de birbirine eşittir:

$$\ddot{\sigma}_{4B} = \ddot{\sigma}_{4C} \tag{2.2.60}$$

$$a = r \sqrt{\alpha^2 + \omega^4} \quad (r: \text{yarıçap}, \alpha: \text{açısal ivme}, \omega: \text{açısal hız})$$

Yukarıdaki formülü uygulayarak B ve C noktalarının ivmeleri bulunur:

$$a_B = c \cdot \sqrt{(\ddot{\sigma}_{4B})^2 + (\dot{\sigma}_{4B})^4} \quad 2.2.61$$

$$a_C = e \cdot \sqrt{(\ddot{\sigma}_{4C})^2 + (\dot{\sigma}_{4C})^4} \quad 2.2.62$$

Eşitlik 2.2.45'deki $\dot{\sigma}_3$ açısal hızının bir kez daha türevi alınarak b uzvunun açısal ivmesi bulunur:

$$\begin{aligned} \ddot{\sigma}_3 = & \left\{ \left((-c \sin \sigma_{41} (\dot{\sigma}_{41})^2 + c \cos \sigma_{41} (\ddot{\sigma}_{41}) + a \sin \sigma_{21} (\dot{\sigma}_{21})^2 \right. \right. \\ & \left. \left. - a \cos \sigma_{21} (\ddot{\sigma}_{21}) \right) / b \right\} \sqrt{1 - ((c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21}) / b)^2} \\ & + \left((c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21}) / b \right) \cdot \left((c \cos \sigma_{41} (\dot{\sigma}_{41}) - a \cos \sigma_{21} (\dot{\sigma}_{21})) \right. \\ & \left. / b \right) / \sqrt{1 - ((c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21}) / b)^2} \Bigg\} / \\ & \left[1 - ((c \sin \sigma_{41} - a \sin \sigma_{21}) / b)^2 \right] \quad 2.2.63 \end{aligned}$$

$$\ddot{\sigma}_{21} = \ddot{\sigma}_2, \quad \ddot{\sigma}_{41} = \ddot{\sigma}_4$$

Eşitlik 2.2.46'daki $\dot{\sigma}_6$ açısal hızının türevi, f uzvunun açısal ivmesini verir:

$$\begin{aligned} \ddot{\sigma}_6 = & - \left\{ \left((-e \sin \sigma_5 (\dot{\sigma}_5) + e \cos \sigma_5 (\ddot{\sigma}_5)) / f \right) \cdot \sqrt{1 - ((e + e \sin \sigma_5) / f)^2} \right. \\ & \left. + \left((e + e \sin \sigma_5) / f \right) \cdot \left((e \cos \sigma_5 (\dot{\sigma}_5)) / f \right)^2 / \sqrt{1 - ((e + e \sin \sigma_5) / f)^2} \right\} \\ & / \left[1 - ((e + e \sin \sigma_5) / f)^2 \right] \quad 2.2.64 \end{aligned}$$

Bıçağın kat ettiği x mesafesinin ikinci türevi bıçağın ivmesini verir. Bunun için eşitlik 2.2.48'deki hız denklemi v_D 'nin bir kez daha türevi alınmalıdır. Eşitlik 2.2.49'daki Q'nun türevi aşağıda görüldüğü gibidir:

$$\begin{aligned} dQ / d\sigma_5 = & \left[\left[\left[(-e \cos \sigma_5)^2 + (e \sin \sigma_5) \cdot (e + e \sin \sigma_5) \right) \cdot \right. \right. \\ & \left. \left. \sqrt{f^2 - (e + e \sin \sigma_5)^2} - ((-e + e \sin \sigma_5) (e \cos \sigma_5))^2 / \right] \right] \end{aligned}$$

$$\left[\sqrt{f^2 - (e + e \sin \sigma_5)^2} \right] / \left[f^2 - (e + e \sin \sigma_5)^2 \right] - e \cos \sigma_5 \cdot \omega_C \quad 2.2.65$$

Bıçağın ivmesi:

$$\dot{v}_D = Q \cdot \omega_C \quad (\text{Bkz. Eşitlik 2.2.49})$$

$$\ddot{x} = \dot{v}_D = \frac{dQ}{d\sigma_5} \cdot \omega_C + \frac{d\omega_C}{dt} \cdot Q \quad 2.2.66$$

$$\left(\frac{d\omega_C}{dt} = a_C \quad \text{Bkz. Eşitlik 2.2.62} \right)$$

2.3. Dinamik Kuvvet Analizi

Dinamik kuvvet analizi, mekanizmanın kinematik tanımını belli olduktan sonra gerçekleştirilir. Bu analizde amaç, verilen kuvvet tanımına göre reaksiyon kuvvetlerinin ve hareketi sürdüreceği giriş (tahrik) momenti değerinin belirlenmesidir. D'Alembert prensibi kullanılarak her bir uzuv için aşağıdaki denge denklemleri elde edilir (Savcı, 1985).

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} - m_k \cdot g_{kx} = 0 \quad 2.3.1$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} - m_k \cdot g_{ky} = 0 \quad 2.3.2$$

$$\sum_{j=1}^j T_j - I_k \cdot \alpha_k = 0 \quad 2.3.3$$

Burada n, k uzvuna etkiyen kuvvetlerin sayısıdır. j, k uzvuna etkiyen momentlerin sayısıdır. m, küttedir. I, k çubuğunun ağırlık merkezine göre kütle atalet momentidir.

g_{kx} ve g_{ky} , k uzvunun ağırlık merkezinin ivme bileşenleridir. α_k , k uzvunun açısal ivmesidir.

Bu çalışmada, uzuvların kütleleri m_k , kütle atalet momentleri I_k , uzuvlara kalınlık ve genişlik seçilerek belirlenmiştir. Bu boyutlara göre yapılan analizle belirlenen kuvvetlere göre, seçilen uzuvlar uygun değilse değiştirilen yeni boyutlar için analiz tekrar edilir. Böylece 6 adet hareketli uzvun her biri için kütle merkezi kütle ve kütle merke-

zine göre atalet momentleri bulunur.

Bu çalışmada, uzuvlar için deneme yanılma yöntemiyle özgül kütlesi $\rho=7870 \text{ kg/m}^3$ olan, $a_1 \times b_1=10 \times 20 \text{ mm}^2$ kesitli çelik malzeme seçilmiştir.

Uzuvlar, uzuv ayrıtları hareket düzlemine paralel olacak şekilde yerleştirilmiştir. Bu nedenle kütle atalet momentleri z eksenine göre alınmıştır. Dikdörtgen kesitli uzuvların kütle atalet momenti,

$$I_z = \frac{1}{12} m(b_1^2 - l_1^2) \quad (\text{Beer and Johnston, 1975}) \quad 2.3.4$$

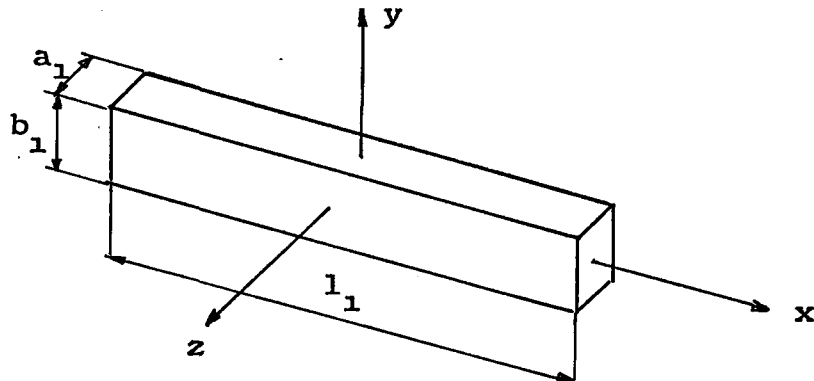
$$m = \rho \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot l_1 \quad 2.3.5$$

denklemleri ile bulunan kütle değeri eşitlik 2.3.4'de yerine konulursa kütle atalet momenti,

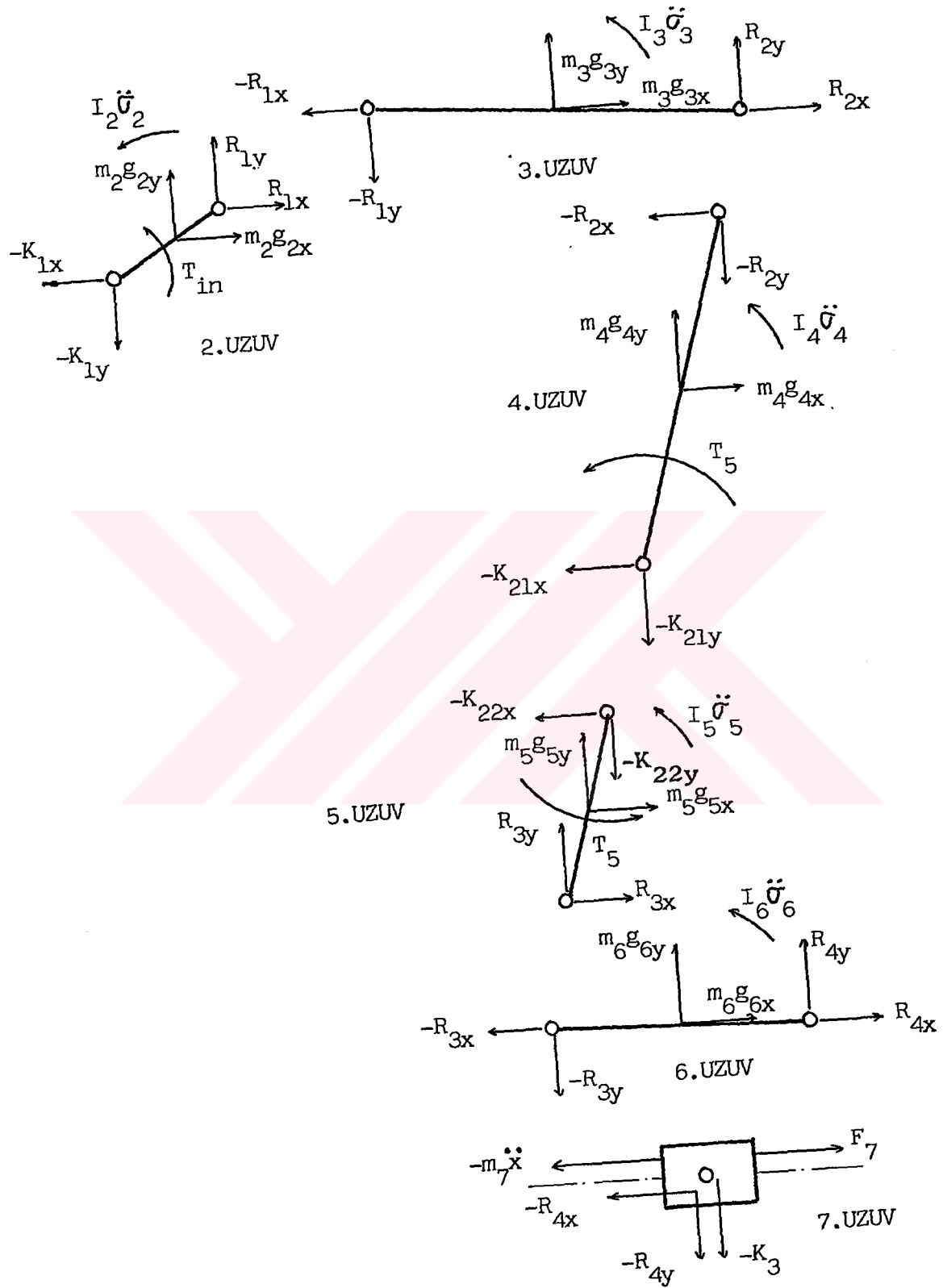
$$I_z = \frac{\rho \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot l_1}{12} (b_1^2 - l_1^2) \quad 2.3.6$$

olarak bulunur.

Şekil 2.3.1'de dikdörtgen kesitli bir uzuvda boyutlar ve eksen takımının durumu gösterilmiştir.



Şekil 2.3.1. Uzuv boyutları ve eksen takımı



Şekil 2.3.2. Kol-sarkaç kol mekanizması serbest cisim diyagramı

Şekil 2.3.2'de kol-sarkaç kol mekanizması dinamik kuvvet analizi için uzuvların serbest cisim diyagramı görülmektedir. Burada, k numaralı uzuvların ivme bileşenleri g_{kx} ve g_{ky} 'dir. Yer çekimi alanının negatif y yönünde etkidiği kabul edilmiş olup, etkisi hesaplamalara bu şekilde dahil edilmiştir.

$$g_{2x} = (a/2)(-\ddot{\sigma}_2^2 \cos\sigma_2 - \ddot{\sigma}_2 \sin\sigma_2) \quad 2.3.7$$

$$g_{2y} = (a/2)(-\ddot{\sigma}_2^2 \sin\sigma_2 + \ddot{\sigma}_2 \cos\sigma_2) + g \quad 2.3.8$$

$$g_{3x} = a(-\ddot{\sigma}_2 \cos\sigma_2 - \ddot{\sigma}_2 \sin\sigma_2) + \\ (b/2)(-\ddot{\sigma}_3^2 \cos\sigma_3 - \ddot{\sigma}_3 \sin\sigma_3) \quad 2.3.9$$

$$g_{3y} = a(-\ddot{\sigma}_2 \sin\sigma_2 + \ddot{\sigma}_2 \cos\sigma_2) + \\ (b/2)(\ddot{\sigma}_3 \sin\sigma_3 + \ddot{\sigma}_3 \cos\sigma_3) + g \quad 2.3.10$$

$$g_{4x} = (c/2)(-\ddot{\sigma}_4^2 \cos\sigma_4 - \ddot{\sigma}_4 \sin\sigma_4) \quad 2.3.11$$

$$g_{4y} = (c/2)(-\ddot{\sigma}_4^2 \sin\sigma_4 + \ddot{\sigma}_4 \cos\sigma_4) + g \quad 2.3.12$$

$$g_{5x} = (-e/2)(\ddot{\sigma}_5^2 \cos\sigma_5 + \ddot{\sigma}_5 \sin\sigma_5) \quad 2.3.13$$

$$g_{5y} = (-e/2)(\ddot{\sigma}_5^2 \sin\sigma_5 - \ddot{\sigma}_5 \cos\sigma_5) + g \quad 2.3.14$$

$$g_{6x} = -e(\ddot{\sigma}_5^2 \cos\sigma_5 + \ddot{\sigma}_5 \sin\sigma_5) - \\ (f/2)(\ddot{\sigma}_6^2 \cos\sigma_6 + \ddot{\sigma}_6 \sin\sigma_6) \quad 2.3.15$$

$$g_{6y} = -e(\ddot{\sigma}_5^2 \sin\sigma_5 - \ddot{\sigma}_5 \cos\sigma_5) - \\ (f/2)(\ddot{\sigma}_6^2 \sin\sigma_6 - \ddot{\sigma}_6 \cos\sigma_6) + g \quad 2.3.16$$

$g = -9.81 \text{ m/s}^2$ olarak hesaplamalara dahil edilmiştir.

Sistemi dengeye getiren ve giriş uzvuna etki eden T_{in} tah-

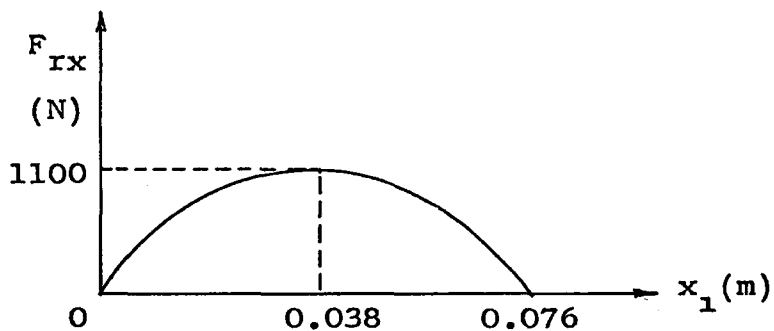
rik momenti bilinmemektedir. Tahrik momentini bulmak için mafsallardaki tepki kuvvetlerinin her biri hesaplanır. Kesme düzleminde ortaya çıkan sürtünme kuvvetleri hesaplamalara dahil edilmiştir. Ancak mafsallardaki sürtünme kuvvetleri çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir. Ayrıca 7 numaralı uzuv olan bıçak üzerinde F_7 dış kuvveti etkilidir.

$$R_{4x} = \overset{+}{-} F_7 - m_7 \ddot{x} \quad 2.3.17$$

Bu çalışmada, bıçağın kütlesi olan $m_7=2.5/9.81$ N alınmıştır. \ddot{x} , bıçağın ivmesidir. $m_7 \ddot{x}$ bıçak kütlesinden doğan atalet kuvvetidir. F_7 ise toplam direnç değeridir.

$$F_7 = F_{sx} + F_{rx} \quad 2.3.18$$

Burada sürtünme kuvveti F_{sx} , bıçağın gidiş ve dönüş stroklarında hareket yönüne ters ve aynı doğrultudadır. Şekil 1.5'den yararlanarak yaklaşık olarak $F_{sx}=200$ N alınmıştır. F_{rx} kuvveti ise materyalin ezilme ve kesilme direncinin kesme yönündeki yatay bileşenidir. Bu kuvvet ise bıçak strok başlangıç noktasında iken sıfır, orta noktada maksimum ve strok sonunda tekrar sıfır olmaktadır. Şekil 1.5'deki F_1 ve F_2 alanlarını oluşturan eğri yaklaşık olarak Şekil 2.3.3'deki eğriye dönüştürülmüştür. $F_{rxmax}=1100$ N alındığında eğriyi oluşturan direnç değerinin, $y=mx-nx^2$ gibi ikinci dereceden bir polinoma benzediği görülmüştür.



Şekil 2.3.3. Değişken kesilme direncinin yatay bileşeni-yol diyagramı

Bu polinom Şekil 2.2.3'deki sınır değerleri ile çözüldüğünde,

$$n = 761772.8532$$

$$m = 57894.73684$$

katsayıları bulunmuştur.

Buna göre, yolun fonksiyonu olarak F_{rx} dış kuvveti aşağıdaki eşitlikte tanımlanmıştır.

$$F_{rx} = m(x_1) - n(x_1)^2 \quad 2.3.19$$

F_7 direnç kuvvetinin doğrultusu yatay, yönü ise hareket yönünün tersidir. Eğer bıçağın hızı v_D sıfırdan büyük ise hareketin yön değiştirdiği anlaşılır. Bu durumlarda F_7 direnci, $-F_7$ olarak hesaplamalara dahil edilmiştir.

Şekil 2.3.2'de görülen uzuvların serbest cisim diyagramından kuvvet ve moment denge denklemleri elde edilmiştir. Mafsalardaki kuvvetler R_{kx} , R_{ky} ; mesnetlerdeki kuvvetler K_{kx} , K_{ky} 'dir. T_5 , sarkaç koldaki tahrik momentidir. T_{in} ise sistemi dengeye getiren ve giriş uzvuna etki eden tahrik momentidir.

$$R_{4y} = (I_6 \ddot{\sigma}_6 + R_{4x} f \sin \sigma_6 - m_6 g_{6x} (f/2) \sin \sigma_6 + m_6 g_{6y} (f/2) \cos \sigma_6) / f \cos \sigma_6 \quad 2.3.20$$

$$R_{3x} = R_{4x} - m_6 g_{6x} \quad 2.3.21$$

$$R_{3y} = R_{4y} - m_6 g_{6y} \quad 2.3.22$$

$$K_3 = -R_{4y} - m_7 g \quad 2.3.23$$

$$K_{22x} = R_{3x} - m_5 g_{5x} \quad 2.3.24$$

$$K_{22y} = R_{3y} - m_5 g_{5y} \quad 2.3.25$$

$$T_5 = -I_5 \ddot{\sigma}_5 + R_{3y} e \cos \sigma_5 - R_{3x} e \sin \sigma_5 - m_5 g_{5y} (e/2) \cos \sigma_5 + m_5 g_{5x} (e/2) \sin \sigma_5 \quad 2.3.26$$

$$A = m_3 g_{3y} (b/2) \cos \sigma_3 - m_3 g_{3x} (b/2) \sin \sigma_3 + I_3 \ddot{\sigma}_3 \quad 2.3.27$$

$$B = -m_4 g_{4y} (c/2) (-\cos \sigma_4) - m_4 g_{4x} (c/2) \sin \sigma_4 + I_4 \ddot{\sigma}_4 - T_5 \quad 2.3.28$$

$$R_{2x} c \sin \sigma_4 + R_{2y} c (-\cos \sigma_4) = B \quad 2.3.29$$

$$R_{2y} b \cos \sigma_3 - R_{2x} b \sin \sigma_3 = A \quad 2.3.30$$

Eşitlik 2.3.29 ve 2.3.30'dan,

$$R_{2x} = \frac{B - \frac{A c (-\cos \sigma_4)}{b \cos \sigma_3}}{\frac{c \sin \sigma_3 (-\cos \sigma_4)}{b \cos \sigma_3} + c \sin \sigma_4} \quad 2.3.31$$

$$R_{2y} = \frac{A + R_{2x} b \sin \sigma_3}{b \cos \sigma_3} \quad 2.3.32$$

$$K_{21x} = -R_{2x} - m_4 g_{4x} \quad 2.3.33$$

$$K_{21y} = -R_{2y} - m_4 g_{4y} \quad 2.3.34$$

$$K_{2x} = K_{22x} + K_{21x} \quad 2.3.35$$

$$K_{2y} = K_{22y} + K_{21y} \quad 2.3.36$$

$$R_{1x} = R_{2x} - m_3 g_{3x} \quad 2.3.37$$

$$R_{1y} = R_{2y} - m_3 g_{3y} \quad 2.3.38$$

$$K_{1x} = R_{1x} - m_2 g_{2x} \quad 2.3.39$$

$$K_{1y} = R_{1y} - m_2 g_{2y} \quad 2.3.40$$

$$T_{ini} = I_2 \ddot{\sigma}_2 - R_{1y} a \cos \sigma_2 + R_{1x} a \sin \sigma_2 + m_2 g_{2y} (a/2) \cos \sigma_2 - m_2 g_{2x} (a/2) \sin \sigma_2 \quad 2.3.41$$

Mekanizmaları yükleme hali bakımından karşılaştırabilmek amacı ile tahrik momentlerinin aritmetik ortalaması T_{ort} , standard sapması SS ve varyasyon katsayısı CV ölçü olarak alınmış ve bu değerler aşağıdaki eşitliklerde hesaplanmıştır.

$$T_{ort} = \frac{\sum_{i=1}^n T_{ini}}{n} \quad 2.3.42$$

Burada; T_{ini} , T_{in} 'in veya $\sigma_2 = \omega \cdot t$ 'nin eşit aralıklı değerleri için hesaplanan momenttir. n , periyodun bölüdüğü eşit aralık sayısını ifade etmektedir. Bu çalışmada $n=12$ alınmıştır (0° den 360° ye 30° aralıklarla 12 açı).

T_{ini} değerleri ortalamadan etrafında, ortalamadan yanlara doğru gittikçe azalan bir dağılım gösterirler. Standard sapma, mekanizmadaki T_{ini} değerlerinin ortalamadan uzaklıklarının ortalama ölçüsüdür ve bu değer aşağıdaki formül yardımı ile hesaplanır.

$$SS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [T_{ini}^2 - (\frac{\sum_{i=1}^n T_{ini}}{n})^2]}{n-1}} \quad 2.3.43$$

Standard sapma, hareketin bir periyodu esnasında tahrik milinin T_{in} giriş momentinin değişimini ifade eder. $(n-1)$ ise serbestlik derecesidir.

Varyasyon katsayısı, standard sapmalarda ortalamaların etkisini gidermek amacı ile T_{ini} değerlerinin değişim bakımından karşılaştırılmaları için kullanılmıştır.

$$CV = SS \cdot 100 / T_{ort} \quad 2.3.44$$

3. BİLGİSAYAR ÇALIŞMALARI

3.1. Giriş

Bu çalışmanın bilgisayar uygulaması işlemleri, Hacettepe Üniversitesi Zonguldak Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde bulunan 64 KB kapasiteli, disket ünitesi IBM Personel Computer kullanılarak yapılmıştır. Sonuçlar, bilgisayar sisteminin diğer parçası EPSON FX-100+ yazıcıdan alınmıştır. Çalışmada kullanılan programlama dili BASIC'dir.

3.2. Programın tanıtılması

Strok, yerçekimi ivmesi, Pi sayısı ve tahrik açısal hızı değerleri data olarak verilmiştir.

Strokun katları cinsinden ifade edilen, tasarımın bağımsız değişkenleri olan uzuv uzunluklarından a, b, c, d, f bir döngü içine alınarak okutturulmuştur.

Tasarımda kısıtlayıcı değerler olarak ele alınan Grashof şartları, bağlama açıları, ölü (sınır) konum açıları ve diğer sınır konum değerleri ile eksantriklik mesafeleri ilgili eşitliklere göre hesaplatılmıştır. 5 numaralı uzuv uzunluğu e değeri sınır konum değerlerine bağlı olarak hesaplatılmıştır. Kısıtlayıcı değer sonuçlarına göre uygun olmayan mekanizma ölçüleri elimine edilmiştir.

Tahrik açısı bir döngü içine alınarak 12 kademe mekanizmanın ani kinematik değerleri ilgili eşitliklere göre hesaplatılmıştır.

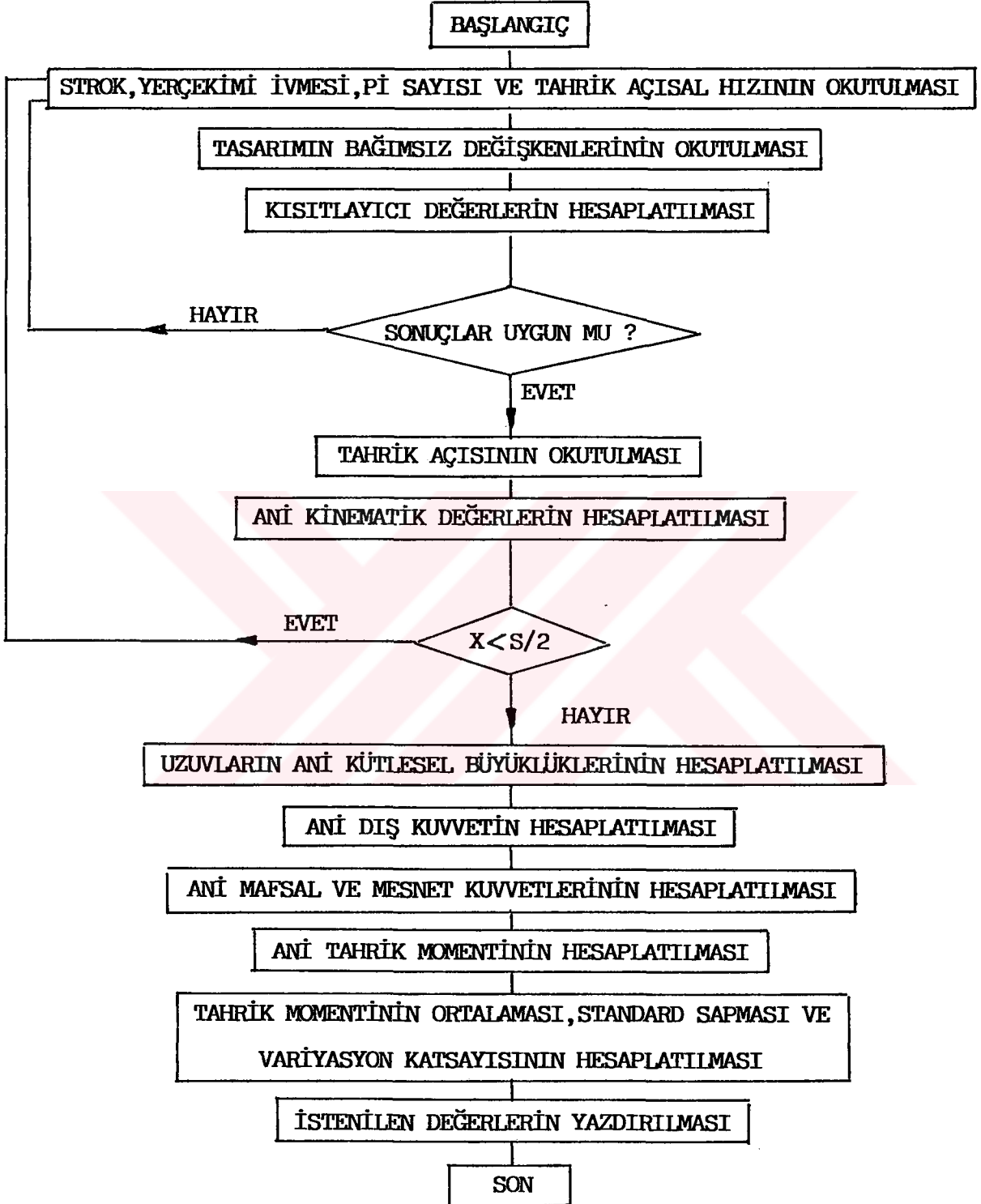
Programın bu aşamasında belirlenen $x < S/2$ kısıt değerini sağlamayan 6 numaralı uzuv uzunluğu elimine edilmiştir.

Uzuvların ani kütleli büyüklükleri, ani dış kuvvet, ani mafsal ve mesnet kuvvetleri, ani tahrik momenti ile tahrik momentinin ortalaması, standard sapması ve varyasyon katsayısı her mekanizma için ilgili eşitliklere göre hesaplatılmıştır.

Önceden verilen pratik hareket koşulları için mekanizma uzuvlarının geometrik ölçüleri belirlenecek şekilde istenilen değerler yazdırılarak program tamamlanmıştır.

Programın akış şeması Şekil 3.1'de verilmiştir.





Şekil 3.1. Bilgisayar programı akış şeması

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çalışmada mekanizmanın krank kolu çevriminin 2π radyan olan periyodu, bu tip çalışmalardaki alışılmış şekli ile 12 eşit parçaya bölünmüş ve $T_{in}(\sigma_2)$ fonksiyonunun grafiğinin karakteri nedeniyle bu aralıktaki sıklık, iterasyon için yeterli bulunmuştur.

Giriş datası olarak verilen krankın açısal hız değeri, bölüm 1'de belirtilen ortalama ve maksimum bıçak hızını sağlayabilecek şekilde deneme-yanılma yöntemi ile $\omega_A=97$ rad/s olarak seçilmiştir. Mekanizma, kuvvet kaynağının rejim durumunda tahrik edileceğinden bu açısal hız sabit kabul edilebilir.

Tasarımın bağımsız değişkenleri olan uzuv uzunlukları, uygulama koşulları da dikkate alınarak aşağıda belirtilen aralıklar ve kademelerde tutulmuş ve data olarak verilmiştir.

<u>Uzuv No:</u>	<u>aralık</u>	<u>kademe</u>
1	$l_1=d=S \dots 7S$	S
2	$l_2=a=S/2 \dots 5S/2$	S/2
3	$l_3=b=S \dots 7S$	S
4	$l_4=c=S \dots 7S$	S
5	$l_5=e=\text{fonksiyon}(d,a,b,c)$	
6	$l_6=f=S/2 \dots 5S/2$	S/2

Tasarımın bağımsız değişkenlerinin çevrimlerinin permütasyonundan, istenilen sınırlar içinde kalan 211 adet mekanizmanın kinematik ve dinamik analiz sonuçları elde edilmiş ve bulunan sonuçlar incelenerek değerlendirilmiştir.

Çizelge 4.1'de geometrik ölçüleri, sınır konum değerleri, kinematik ve dinamik analiz sonuçları ile tahrik momenti ortalaması, standard sapması ve varyasyon katsayısı verilen mekanizma, tahrik momenti ortalaması ($T_{ort}=22,622$ N.m) ve düzgünsüzlüğü ($SS=17.871$) ile hareket iletiminin iyiliği ($\mu_{min}=61.028^\circ$) ölçütleri bakımından diğerleri arasında beklenen belirli fonksiyonu yapabilecek en iyi özellikte model olarak seçilmiştir. Bu mekanizmaya ilişkin konum,

hız ve ivme diyagramları ile tahrik momenti diyagramları da Şekil 4.1'de verilmiştir.

Hız ve ivmelerde hareket sırasında aşırı derecede vurma ve gürültüye neden olabilecek karakterde süreksizlik ve ani değişiklik görülmemektedir.

Tahrik momenti karakteristiği bakımından güç kaynağını hemen hemen pozitif tekrar bölgesinde yükleyen bir iş makinası karakteri göstermesi, ulaşılan çözümün, sürekli mukavemet ölçütüne göre uygun olduğu sonucunu da gerçekleştirmektedir.



Çizelge 4.1. Seçilen mekanizmanın kinematik ve dinamik analiz sonuçları

BEDRETRİK ÖLÇÜLER VE SINIR KONTROLARI
 $d = 0.305$ $c = 0.305$ $\sigma_{2d} = 10.807$
 $a = 0.038$ $b = 0.296$ $\sigma_{21} = 198.210$
 $b = 0.152$ $f = 0.076$ $\sigma_{40} = 82.577$
 $b_1 = 0.267$ $b_2 = 0.002$ $\sigma_{41} = 97.403$

$\sigma_{5d} = 262.597$
 $\sigma_{51} = 277.403$
 $\mu_{min1} = 61.028$
 $\mu_{min2} = 89.105$

$\delta_i = 0.000$
 $\gamma_d = 82.577$
 $\theta_{max} = 0.000$
 $\sigma_1 = 119.017$

UZUNLUKLAR=METRE
 ACILAR=DERECE
 ACISAL HIZLAR=RADYAN/SANIYE
 HIZLAR=METRE/SANIYE
 ACISAL İVMELER=RADYAN/SANIYE^2
 İVMELER=METRE/SANIYE^2
 KUVVETLER=NEWTON
 MOMENTLER=NEWTON#METRE

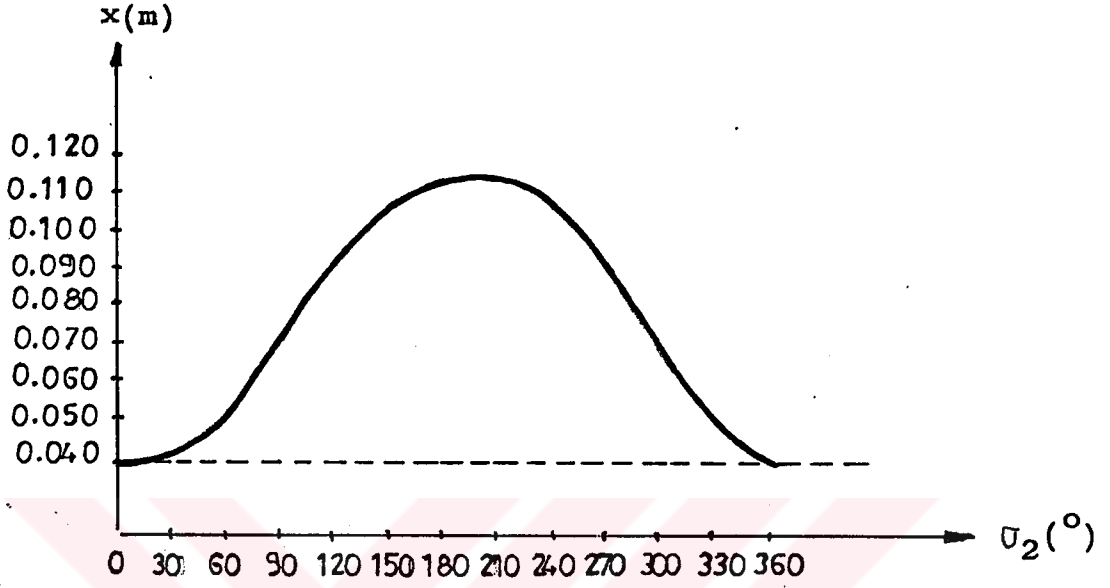
KİNEMATİK ANALİZ

σ_2	σ_3	σ_4	σ_5	σ_6	x	σ_3^2	σ_4^2	σ_5^2	σ_6^2	\dot{x}	$\dot{\sigma}_3$	$\dot{\sigma}_4$	$\dot{\sigma}_5$	$\dot{\sigma}_6$	\ddot{x}
0	13.60	82.77	262.77	358.23	0.039	-25.74	-3.05	-1.49	1374.04	548.85	1874.04	781.15	463.45		
30	6.41	83.10	263.10	358.39	0.041	-19.93	4.99	2.32	1305.87	1493.87	1305.87	589.20	384.33		
60	1.64	85.57	265.57	359.34	0.053	-10.53	10.38	3.11	664.61	1928.98	664.61	158.91	194.76		
90	0.05	89.14	269.14	359.98	0.072	0.36	12.13	0.70	-1.31	2658.26	-1.31	-47.13	-0.98		
120	2.09	92.96	272.96	359.70	0.091	11.68	10.53	-2.11	2207.37	-611.47	2207.37	81.72	-178.32		
150	6.70	95.55	275.55	358.96	0.105	19.73	7.25	-2.72	-749.35	1370.07	-749.35	253.22	-217.80		
180	13.62	97.13	277.13	358.28	0.113	24.22	2.87	-1.39	-856.18	343.63	-856.18	401.50	-249.74		
210	21.09	97.29	277.29	358.20	0.114	23.03	-1.93	0.95	-814.70	-814.70	-814.70	462.50	-269.75		
240	27.18	95.90	275.90	358.82	0.107	15.19	-7.05	2.81	-924.22	-924.22	-924.22	408.31	-277.96		
270	28.14	92.96	272.96	359.70	0.091	-1.41	-11.79	2.36	-727.04	-727.04	-727.04	191.21	-211.88		
302	27.75	88.59	268.59	359.93	0.069	-24.84	-13.72	-1.31	-203.86	40587.34	-203.86	33.79	-61.44		
330	21.61	84.95	264.95	359.14	0.050	-24.60	-10.63	-3.63	1099.15	-1059.54	1099.15	416.48	322.75		

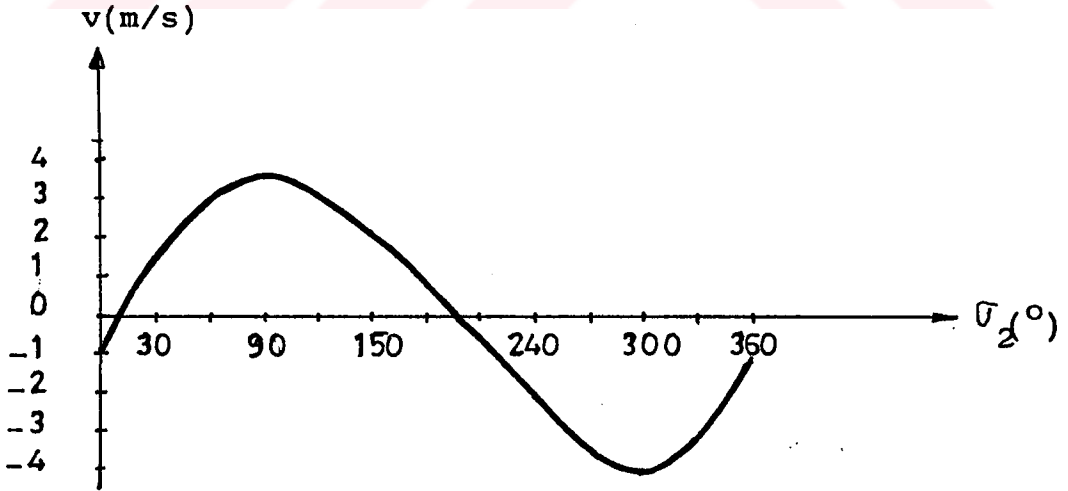
DİNAMİK ANALİZ

σ_2	R1x	R1y	R2x	R2y	R3x	R3y	R4x	R4y	K1x	K1y	K2x	K2y	K3	T5	Tin
0	178.57	28.62	78.45	53.17	76.22	-0.42	131.74	-4.73	189.32	29.21	4.50	-25.13	2.23	0.91	-1.10
30	692.74	86.34	608.01	67.32	-489.86	15.16	-443.73	11.99	702.05	92.31	-1092.28	-43.45	-14.49	-162.15	10.34
60	1061.69	56.48	1015.66	14.84	-980.79	10.59	-957.03	12.13	1067.07	66.37	-1993.57	3.26	-14.63	-298.47	33.95
90	1247.07	32.77	1247.04	-17.95	-1285.85	-1.39	-1285.82	2.43	1247.07	44.11	-2532.89	26.46	-4.93	-380.17	47.51
120	970.06	58.45	961.69	23.62	-1051.70	4.57	-1073.58	6.57	914.36	68.36	-2016.04	-9.44	-9.07	-302.16	30.91
150	430.77	69.28	495.46	46.16	-588.97	11.53	-615.62	10.80	421.46	75.25	-1087.66	-25.44	-13.30	-162.77	10.50
180	11.39	11.48	55.49	12.70	-173.84	7.41	-203.96	4.59	0.54	12.07	-262.99	3.55	-7.09	-39.02	0.43
210	-851.76	-153.29	-380.97	-132.03	323.96	-7.72	291.49	-10.81	-461.07	-160.07	700.99	133.10	8.31	107.37	3.49
240	-780.55	-333.01	-723.56	-297.36	694.74	-13.09	660.86	-14.13	-785.92	-341.73	1414.20	293.33	11.63	216.99	19.42
270	-1175.89	-566.89	-1201.39	-435.27	1199.52	-7.62	1173.49	-4.33	-1175.89	-576.66	2397.76	437.36	1.83	364.01	44.80
302	-868.56	-768.32	-1249.50	-46.42	1284.01	-4.39	1276.94	1.44	-862.86	-776.84	2552.66	52.13	-3.94	382.35	43.57
330	-485.96	-193.27	-563.59	-174.71	667.48	-10.66	706.64	-9.37	-476.63	-198.06	1235.82	173.39	6.87	181.90	15.62

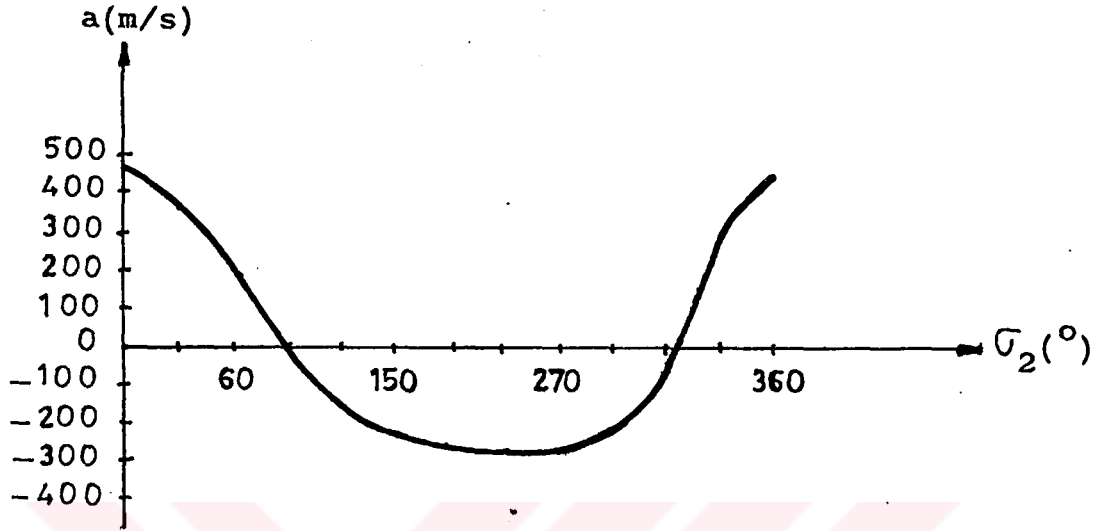
Tort= 21.622 SS= 17.871 CV= 82.648



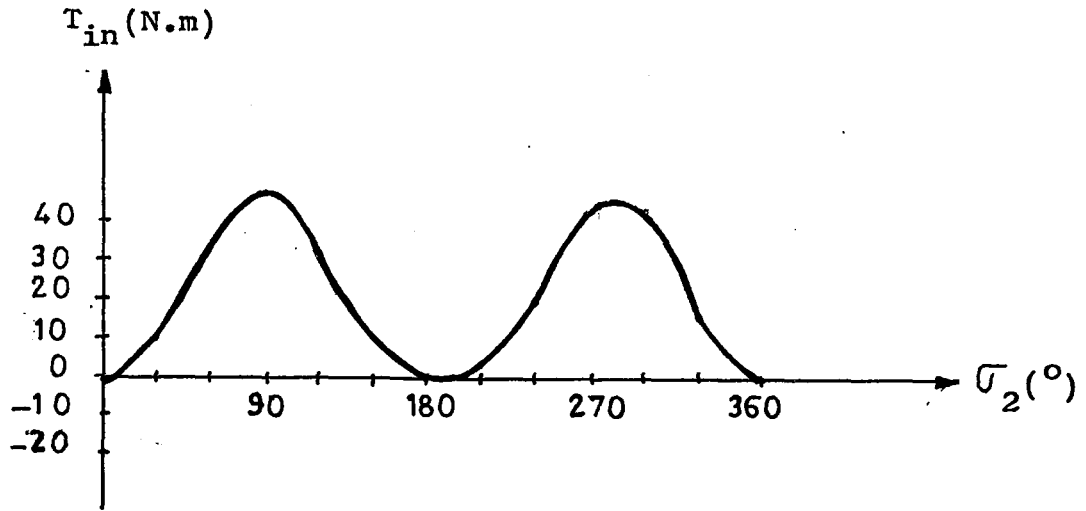
Şekil 4.1.a. Seçilen mekanizmanın yol diyagramı



Şekil 4.1.b. Seçilen mekanizmanın hız diyagramı



Şekil 4.1.c. Seçilen mekanizmanın ivme diyagramı



Şekil 4.1.d. Seçilen mekanizmanın tahrik momenti diyagramı

DEĞİNİLEN BELGELER DİZİNİ

- Beer, F.P, and Johnston, R., 1979, Mühendisler için mekanik statik: (Çev. F. Keskinel ve T. Özbek), Birsen yayınevi, 382 s.
- Dizioğlu, B., 1976, Mekanizma tekniği: (Çev. F. Pasin), İstanbul Teknik Üniversitesi yayını, 1, 1060, 195 s.
- Evcim, Ü., 1984, Hasat makinaları tasarım esasları: Sınai Eğitim ve Geliştirme Merkezi Gnl. Md.lüğü yayını, 97 s.
- Kanafojski, C., 1973, Grundlagen erntetechnischer Baugruppen: Veb Verlag Technik Berlin, 312 p.
- Keçecioğlu, G., 1975, Mekanizma tekniği: Ege Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Fakültesi Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Tekstil Bölümü yayını, 1, 148 s.
- Savcı, M.N., 1985, Computer aided design of mechanisms: Master's Thesis, Mechanical Engineering Middle East Technical University, 237 p.