



# KAM MEKANİZMASI İÇEREN KANCA TAHRİK MEKANİZMALARININ KİNEMATİK TASARIMI VE KANCA HAREKET EĞRİSİNİN ANALİZİ

**Recep EREN, Koray SEZEN**

Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, 16059-Görükle/Bursa

Geliş Tarihi : 25.06.2002

## ÖZET

Bu makalede kam mekanizması içeren kanca tahrik mekanizmalarının kinematik olarak tasarımı ve analizi amaçlanmıştır. Bu amaçla önce kanca hareket eğrisi belirlenmekte ve sonra kanca tahrik mekanizması üç adet alt mekanizmaya ayrılarak her bir alt mekanizmaya ait tasarım ve analiz denklemleri elde edilmektedir. Bu denklemler kullanılarak elde edilen kanca hareket eğrileri analiz edilmekte ve alt mekanizmaların kanca hareket eğrisine etkileri araştırılmaktadır.

**Anahtar Kelimeler :** Kancalı atkı atma sistemi, Kanca tahrik mekanizması, Kanca hareket eğrisi

## KINEMATIC DESIGN OF RAPIER DRIVE MECHANISMS WHICH CONTAIN CAM MECHANISM AND ANALYSIS OF RAPIER MOTION CURVE

## ABSTRACT

In this paper, kinematic design and analysis of rapier drive mechanisms which contain cam mechanism are aimed. For this purpose, the rapier motion curve is obtained firstly and then the rapier drive mechanism is divided into three sub mechanisms and the design and analysis equations are derived. Rapier motion curves obtained from these equations are analysed and the effects of sub mechanisms on rapier motion curve are investigated.

**Key Words:** Rapier weft insertion system, Rapier drive mechanism, Rapier motion curve

## 1. GİRİŞ

Kancalı dokuma makineleri endüstride her çeşit kumaşın dokunmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Kancaların tahriki için kullanılan değişik türde kanca tahrik mekanizmaları arasında kam mekanizması içeren kanca tahrik mekanizmaları çoğu kancalı dokuma makinesi üretici firma tarafından kullanılmaktadır. Kanca tahrik mekanizmasında kam mekanizması kullanılması istenen kanca hareket eğrisinin kesin olarak elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

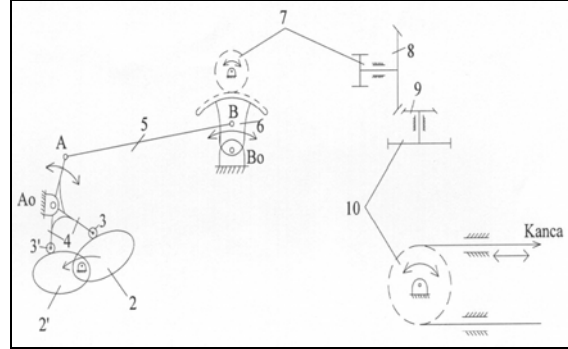
Kancalı atkı atma sistemi ve tahrik mekanizmaları (Tümer, 1980; Söylemez ve ark., 1982)'de ayrıntılı olarak incelenmiştir. Kancalı atkı atma sistemi için matematiksel bir model geliştirilmiştir. Bu modelde kancanın atkayı kaptığı andaki hızı, maksimum kancanın hızı ve ivmesi kritik parametreler olup bu parametrelerin üst sınırları 10 m/sn, 25 m/sn ve 600 m/sn<sup>2</sup> ile sınırlandırılmıştır. Buna göre tezgah genişliği-tezgah devri eğrisi elde edilmiş ve 6 farklı hareket eğrisinin kanca hareket eğrisi olarak uygunlukları araştırılmıştır. Araştırmada kanca hareketinin beklemeli olması durumu da göz önüne alınmış ve bunun kam mekanizması kullanmayı gerektirdiği belirtilmiştir. Ayrıca santrik bir üç

çubuk mekanizmasının kanca tahrik mekanizmalarında kullanımına yönelik tasarım ilişkileri, kısıtlayıcı etkenlere ve geliştirilen tezgah genişliği-tezgah devri eğrisine bağlı olarak elde edilmiş ve santrik üç çubuk mekanizmasının buna göre boyutlandırılma yöntemi geliştirilmiştir.

## 2. MEKANİZMANIN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Şekil 1, kam mekanizması içeren bir kanca tahrik mekanizmasını göstermektedir. Kanca tahrik mekanizmasını üç alt mekanizmaya ayırarak incelemek mümkündür. Birinci mekanizma eşlenik kamlara sahip sarkaç kollu bir pozitif kam mekanizmasıdır. Kamlar (2, 2') dokuma makinesi ana mili ile aynı hızda dönmekte olup bu dönme hareketi sarkaç kolun (4) iki uç konumu arasında salınım hareketine dönüştürülür. 3'nolu izleyici 2'nolu kamin maksimum yarıçapına temas ederken 3'nolu izleyici 2'nolu kamin minimum yarıçapına temas eder. Bu durumda 4'nolu sarkaç kol saat ibreleri tersi yönündeki hareketinde en ileri konumuna ulaşır. 3'nolu izleyici 2'nolu kamin maksimum yarıçapına ve 3'nolu izleyici 2'nolu kamin minimum yarıçapına temas ederken sarkaç kol saat ibreleri yönünde hareketinde en ileri konumuna ulaşır. Bu konumlar sarkaç kolun uç konumlarıdır ve kam milinin bir devrinde sarkaç kol bu iki uç konum arasında saat ibreleri ve tersi yönünde kam tasarımı aşamasında belirlenen hareket kanununa göre salınım hareketi yapar.  $A_0A$  kolu 4'nolu uzvun bir parçası olduğundan sarkaç kol ile aynı salınım hareketini yapar. İkinci alt mekanizma  $A_0B_0$ ,  $A_0A$ ,  $AB$  ve  $B_0B$  kol uzunluklarına sahip bir üç çubuk mekanizması olup  $A_0A$  kolunun salınım hareketi, 5'nolu kol ( $AB$  kolu) aracılığıyla  $B_0B$  kolunun salınım hareketine dönüştürülür.  $B$  noktasının yeri değiştirilebilir olup  $B_0B$  uzunluğu ayarlanabilmektedir.  $B_0B$  uzunluğu azaltıldığında aynı zamanda segment dişli olan 6'nolu uzvun salınım açısı artar.  $B_0B$  uzunluğu arttırıldığında ise 6 nolu uzvun salınım açısı azalır. Bu ayar belirli bir enine sahip dokuma makinesinde farklı enlerde kumaş dokumak gerektiğinde kancaların hareket miktarını ayarlamak için kullanılır. Üçüncü alt mekanizma 6 nolu segment dişli ile kancaları da kapsayan dişli mekanizmasıdır. 6'nolu segment dişlinin salınım hareketi 7'nolu dişliye buradan da 8'nolu dişliden 9'nolu dişliye iletilerek aynı mil üzerindeki 10 numaralı bisiklet dişlinin saat ibreleri ve tersi yönünde döndürülmesi sağlanır. 10 numaralı bisiklet dişlinin dönme hareketi kancaların öteleme hareketine dönüştürülerek kanca hareketi elde edilir. Buna göre  $A_0A$  kolunun saat ibreleri tersi yönündeki hareketi, kancanın en geri konumundan itibaren ileri yöndeki hareketine karşılık gelir.

Değişik dokuma makinesi üretici firmalar tarafından kullanılan kam mekanizmasına sahip kanca tahrik mekanizmaları bazı konstrüktif farklılıklara sahip olsalar da yukarıda bahsedilen üç alt mekanizmadan oluşmaktadır. Dolayısıyla Şekil 1'de verilen mekanizma ile kam mekanizması içeren kanca tahrik mekanizmaları temsil edilebilir.



Şekil 1. Kam mekanizması içeren bir kanca tahrik mekanizması

Kanca hareket eğrisi esas olarak kam mekanizmasının tasarımıyla belirlenmektedir. Ancak üç çubuk mekanizması lineer olmayan bir kinematik ilişkiye sahip olduğundan kam mekanizması tarafından üretilen hareket eğrisinde bir miktar sapmaya sebep olur. Dişli mekanizması ise lineer bir mekanizma olduğu için hareket eğrisinde bir değişikliğe sebep olmaksızın üç çubuk mekanizması çıkış hareketinin genliğini arttırarak kanca hareketine dönüştürür.

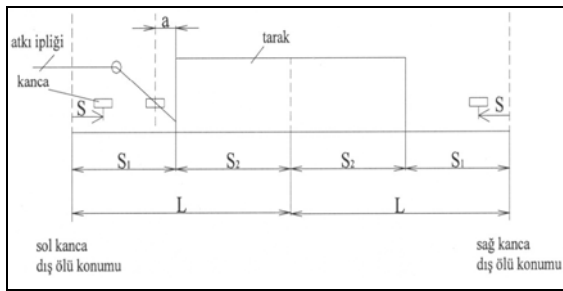
Bu çalışmada istenen kanca hareket özelliklerini sağlayacak şekilde kanca hareket eğrisi oluşturulduktan sonra kanca tahrik mekanizmasının kinematik tasarımı yapılmaktadır. Daha sonra mekanizmanın kinematik analizi yapılarak üç çubuk mekanizmasının kanca ve kam mekanizması hareket eğrilerine etkisi ve bunun sonuçları tartışılmaktadır. Kinematik tasarım ifadesi ile mekanizmaya etkiyen kuvvetleri göz önüne almadan sadece kinematik ilişkiler kullanılarak mekanizmanın tasarımı kastedilmektedir. Mekanizmaların kinematik tasarımında kuvvetlerin etkisi bağlama açısı ile göz önüne alınmaktadır (Söylemez, 1985).

## 3. KANCA TAHİRİK MEKANİZMASININ KİNEMATİK TASARIMI

Kanca tahrik mekanizmasının işlevi, istenen kanca hareketini üretmektir. Dolayısıyla kanca tahrik mekanizmasının tasarımına öncelikle kanca hareket eğrisinin belirlenmesi ile başlamak gerekir. Bu

amaçla istenen kanca hareketi özelliklerini sağlayan bilinen bir hareket eğrisi seçilebileceği gibi bilinen hareket eğrilerinin birleştirilmesi ile veya sayısal yöntemler kullanılarak tasarlanmış hareket eğrileri de kullanılabilir. Şekil 2, çift kanca ile atkı atma sisteminde kanca hareketi özelliklerini göstermektedir. Bu çalışmada, iki kancanın hareket özelliklerinin aynı olduğu kabul edilmektedir. Buna göre kanca hareketi özellikleri aşağıdaki koşulları sağlayacak şekilde oluşturulacaktır.

- Kancalar tezgah devrinin ilk yarısında ağızlık dışındaki en geri konumlarından ağızlık içindeki atkı transfer konumuna hareket ederler ve ikinci yarısında ters yönde hareket edip ağızlık dışındaki en geri konumlarına ulaşarak bir periyotluk hareketlerini tamamlarlar. Kancalar ağızlık dışında  $S_1$  ve ağızlık içinde  $r_6$  olmak üzere toplam  $L$  kadar yer değiştirmektedir. Ayrıca atkının kanca tarafından kapılması kanca ağızlığa girmeden  $a$  mesafesi kadar önce gerçekleşmektedir. Bu mesafe ağızlık dışına sarkan telef atkı uzunluğunu belirlemektedir.
- Kanca tahrik mekanizmaları tezgah gövdesine monte edildiklerinden kancaların ağızlık içindeki hareketi tezgah devrinin tefenin bekleme hareketi yaptığı kısmında gerçekleşir. Tefe ileri ve geri yöndeki hareketini yaparken kancalar ağızlık dışında kısmen bekleme yaparak veya beklemesiz hareket ederler. Endüstride çok sayıda kancalı dokuma makinesi üzerinde yapılan ölçümlerin çoğunda tezgah devrinin  $2/3$ 'e yakın bir kısmında kancaların ağızlık içinde ve geri kalan  $1/3$ 'lük kısmında ağızlık dışında hareket ettikleri belirlenmiştir. Ayrıca, (Tümer, 1980; Söylemez, ve ark. 1982) bu duruma dikkat çekmektedir.



Şekil 2. Kanca hareket özellikleri

Kanca hareketi ağızlık dışında beklemeli veya beklemesiz olurken ağızlık ortasında bekleme söz konusu değildir. Buna göre kanca hareket planı aşağıdaki gibi yazılabilir.

Ana mil dönüş açısı,  $\theta$  (derece)      Kanca yer değiştirmesi,

$0 - -\beta_1$	0
$\beta_1 - -\beta_2$	$S_1$
$\beta_2 - -180$	$S_2$
$180 - -\beta_3$	$S_2$
$\beta_3 - -\beta_4$	$S_1$
$\beta_4 - 360$	0

Bu hareket planında  $\beta_1 = 0$  ve  $\beta_4 = 360$  alınırsa ağızlık dışında beklemesiz bir kanca hareketi elde edilmiş olur. Burada  $S_1$  kancaların ağızlık dışındaki hareket miktarı,  $\beta_2 - \beta_1$  ve  $\beta_4 - \beta_3$  kancaların ağızlık dışındaki hareketine karşı gelen ana mil dönüş açıları,  $S_2$  kancaların ağızlık içindeki hareket miktarı ve  $180 - \beta_2$  ile  $\beta_3 - 180$  bu kanca hareketine karşılık gelen ana mil dönüş açılarıdır. Kanca hareketi simetrik olarak tasarlanırsa ileri ve geri yöndeki kanca hareketi özellikleri aynı olur.

Bu çalışmada aşağıda verilen basit harmonik hareket ve yüksek sinoid hareket eğrileri kanca hareket eğrisi olarak kullanılacaktır.

$$S = \frac{L}{2} \left( 1 - \cos\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right) \right) \quad (1)$$

$$S = L \left( \frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \right) \quad (2)$$

Bu hareket eğrileri kullanılarak tasarıma başlarken ilk aşama belirli bir dokuma makinesi eni (burada dokuma makinesi eni ile faydalı tarak eni yani çekilebilecek maksimum çözgü genişliği kastedilmektedir.) için toplam kanca yer değiştirmesinin ( $L = S_1 + S_2$ ) hesaplanması olmalıdır. Kancanın ağızlık içindeki yer değiştirme miktarı tezgah eninin yarısı ( $S_2$ ) olduğundan yukarıdaki denklemlerde  $S$  yerine  $S_1 = L - S_2$  ve  $S_2$  yerine kancanın ağızlığa girdiği andaki ana mil dönüş açısı ( $\beta_2 - \beta_1$ ) yazılarak  $d$  çözülür ve kancanın hareket miktarı bulunmuş olur. Kanca tahrik mekanizmasının tasarımı bulunan bu  $L$  değerine göre yapılır. Yukarıda üç kısımda incelenen mekanizmaların her biri için tasarım ilişkileri aşağıda verilmektedir.

### 3. 1. Dişli Mekanizmasının Tasarım İlişkileri

Üç çubuk mekanizmasının çıkış hareketi dişli mekanizması ile belirli bir oranda büyütülerek kancanın öteleme hareketine dönüştürülür. Buna göre bu mekanizmaya ait kinematik ilişki aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$S \quad 1 \quad (3)$$

Burada;

- L : Toplam kanca yer değiştirme miktarı  
 $\Delta\varphi_6$  : Toplam kanca yer değiştirmesine karşılık gelen segment dişli açısız yer değiştirmesi  
d : Kanca şeridini tahrik eden bisiklet dişli çapı  
i : Dişli mekanizmasına ait çevrim oranı

Seçilen kanca hareket eğrisine göre toplam kanca yer değiştirme miktarı belirlendikten sonra dişli çevrim oranı (i) ve bisiklet dişli çapı (d) seçilerek 6' nolu segment dişlinin yapması gereken salınım açısı belirlenir. Bu değer üç çubuk mekanizması çıkış hareketidir.

### 3. 2. Üç Çubuk Mekanizmasının Kinematik Tasarımı

Kancalar en geri ve en ileri konumları arasında gidip-gelme hareketi yaparken üç çubuk mekanizmasında 4 ve 6' nolu uzuvlar iki konum arasında salınım hareketi yapar. Dolayısıyla üç çubuk mekanizmasının tasarımını iki konum sentezi problemi olarak göz önüne almak mümkündür. İki konum sentezi üç çubuk mekanizması için Freudenstein denklemi kullanılarak gerçekleştirilecektir. Aşağıda üç çubuk mekanizması için Freudenstein denklemleri verilmektedir (Söylemez, 1985). Şekil 3, üç çubuk mekanizmasını ve denklemlerde kullanılan büyüklükleri göstermektedir.

$$k_1 \cos \varphi_6 - k_2 \cos \varphi_4 + k_3 - \cos(\varphi_6 - \varphi_4) = 0 \quad (4)$$

Burada;

$$k_1 = \frac{r_1}{r_4}, \quad k_2 = \frac{r_1}{r_6} \quad \text{ve} \quad k_3 = \frac{r_4^2 - r_5^2 + r_6^2 + r_1^2}{2r_4r_6}$$

olarak tanımlanmaktadır.

$$k_4 \cos \varphi_4 + k_1 \cos \varphi_5 + k_5 - \cos(\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \quad (5)$$

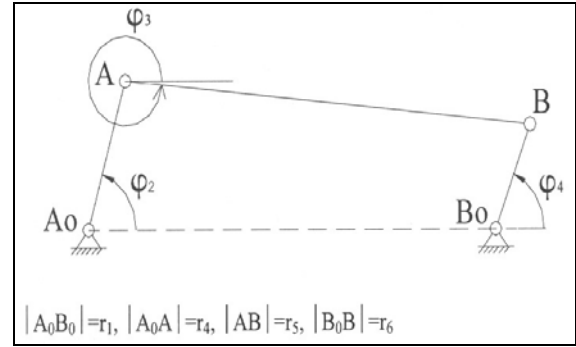
Burada;

$$k_4 = \frac{d}{2}, \quad k_5 = \frac{r_6^2 - (r_1^2 + r_4^2 + r_5^2)}{2r_4r_5} \quad \text{ve} \quad k_1 \text{ ise yukarıda}$$

tanımlandığı gibidir.

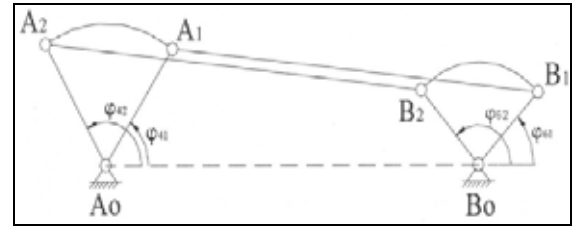
(4) ve (5)' nolu denklemler üç çubuk mekanizması için Freudenstein denklemleri olarak isimlendirilir

ve mekanizmanın bütün konumları için geçerlidir. Bu denklemler, üç çubuk mekanizmasının hem tasarımında hem de analizinde kullanılabilir.



Şekil 3. Üç çubuk mekanizması

(4)' nolu Freudenstein denklemi üç çubuk mekanizmasının tüm konumları için geçerli olduğundan Şekil 4' te görülen iki konum için de geçerlidir. Bu iki konum için (4)' nolu denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.



Şekil 4. Üç çubuk mekanizmasının iki konumu

$$k_1 \cos \varphi_{61} - k_2 \cos \varphi_{41} + k_3 - \cos(\varphi_{61} - \varphi_{41}) = 0 \quad (6)$$

$$k_1 \cos \varphi_{62} - k_2 \cos \varphi_{42} + k_3 - \cos(\varphi_{62} - \varphi_{42}) = 0 \quad (7)$$

Bu iki denklemden  $k_2$  ve  $k_3$  çözümlerse,

$$k_2 = \frac{\cos(\varphi_{61} - \varphi_{41}) - \cos(\varphi_{62} - \varphi_{42}) - k_1(\cos \varphi_{61} - \cos \varphi_{62})}{\cos \varphi_{42} - \cos \varphi_{41}} \quad (8)$$

$$k_3 = \cos(\varphi_{61} - \varphi_{41}) + k_2 \cos \varphi_{41} - k_1 \cos \varphi_{61} \quad (9)$$

denklemleri elde edilir.  $r_1$  ve  $r_4$  serbest parametre olarak seçilirse (8) ve (9)' nolu denklemlerden  $k_2$  ve  $k_3$  hesaplandıktan sonra  $r_5$  ve  $r_6$  aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$r_6 = \frac{r_1}{k_3} \quad (10)$$

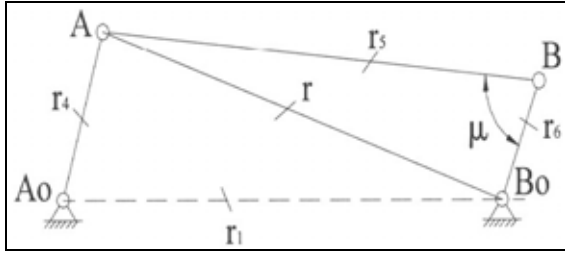
$$r_5 = \sqrt{r_1^2 + r_4^2 + r_6^2 - 2r_4r_6k_3} \quad (11)$$

Verilen  $\varphi_{41}$ ,  $\varphi_{61}$  ve  $\varphi_{42}$ ,  $\varphi_{62}$  koşullarını sağlayan ( $r_1$  ve  $r_4$  serbest olarak seçildiğinde) sonsuz sayıda  $r_5$  ve  $r_6$  değeri bulunabilir. Bu çözümler arasından aşağıda tanımlanan bağlama açısı kriterini sağlayan çözüm istenen çözüm olarak kabul edilir.

Şekil 5'te  $\mu$ , üç çubuk mekanizmasında bağlama açısını göstermektedir. Bağlama açısı, mekanizmalarda atalet ve sürtünme kuvvetlerini göz önüne almadan tanımlanan ve kuvvet iletiminin iyilik derecesi hakkında fikir veren bir parametre olup mekanizmanın hareket periyodu boyunca 90 dereceden sapmasının minimum olması istenir. Bu çalışmada bağlama açısının 90 dereceden  $\pm 30$  dereceye kadar sapması öngörülmektedir. Denklem (13), Şekil 5'teki üç çubuk mekanizması için bağlama açısının matematiksel ifadesidir.

$$r^2 = r_1^2 + r_4^2 - 2r_1r_4 \cos \varphi_4 \quad (12)$$

$$\mu = a \cos\left(\frac{r_5^2 + r_6^2 - r^2}{2r_5r_6}\right) \quad (13)$$



Şekil 5. Üç çubuk mekanizmasında bağlama açısı

### 3. 3. Kam Mekanizması Hareket Eğrilerinin Elde Edilmesi

Kanca hareket planında kanca hareket ve bekleme periyotları kam mekanizması tarafından belirlendiğinden sarkaç kol hareket planı da aşağıdaki gibi yazılabilir.

Ana mil dönüş açısı ( $\theta$ , derece)	Sarkaç kol (4 nolu uzuv) yer değiştirmesi ( $\varphi$ , derece)
$0 - \beta_1$	0
$S_2$	$\varphi_0$
$180 - \beta_4$	$\varphi_0$
$\beta_4 - 360$	0

Dokuma makinesi ana milinin (yani kam milinin)  $180 - \beta_1$  derece dönüşünde sarkaç kol (veya  $A_0A$  kolu)  $\varphi_0$  (Şekil 4'te  $\varphi_0 = \varphi_{42} - \varphi_{41}$ ) derece saat ibreleri tersi yönünde döner. Sarkaç kolun saat ibreleri yönündeki hareketi kam milinin  $\beta_4 - 180$

derecelik dönüşüne karşılık gelir. Kancaların ileri ve geri yöndeki hareketleri için aynı hareket özellikleri düşünüldüğünden  $\beta_4 - 180 = 180 - \beta_1$  olur.

Kam mekanizmasına ait hareket planında iniş ve çıkış için kullanılan hareket eğrilerinin belirlenmesi amacıyla iki yaklaşım verilecektir. Birinci yaklaşım kam mekanizmasında sarkaç kol hareket eğrisini kanca hareket eğrisi ile aynı (örneğin basit harmonik hareket veya yüksek sinoid hareket eğrisi) kabul etmektir. Ancak bu durumda üç çubuk mekanizmasının kam mekanizması tarafından üretilen hareket eğrisini bir miktar değiştirmesi dolayısıyla istenen kanca hareket eğrisinden bir miktar sapma göstermesine sebep olabilir. Üç çubuk mekanizması tasarımının bu sapmaya etkisi de söz konusudur. Bu durum mekanizmanın kinematik analizi yapılarak incelenecek ve Araştırma Sonuçları kısmında tartışılacaktır.

Kam mekanizması hareket eğrilerinin elde edilmesinde ikinci yaklaşım, kanca hareketi belirlendikten sonra dişli mekanizması kinematikinden üç çubuk mekanizması çıkış hareketinin ( $\varphi_{6(\theta)}$ ) elde edilmesi ve üç çubuk mekanizmasının çözümü yapılarak buradan giriş hareketinin ( $\varphi_{4(\theta)}$ ) yani sarkaç kol (Şekil 1'de 4'nolu uzuv) hareketinin elde edilmesidir. Aşağıda Freudenstein denklemi kullanılarak bu yaklaşıma ait çözüm verilmektedir.

(4)'nolu Freudenstein denklemine eşitliğin sağ tarafı açık olarak yazılır,  $\cos \varphi_4$  ve  $\sin \varphi_4$  terimleri yerine (14) ve (15)'nolu trigonometrik dönüşüm formülleri ile verilen eşitleri yazılırsa (16)'nolu denklem elde edilir.

$$\sin \varphi_4 = \frac{2 \tan(\varphi_4/2)}{1 + \tan^2(\varphi_4/2)} \quad (14)$$

$$\cos \varphi_4 = \frac{1 - \tan^2(\varphi_4/2)}{1 + \tan^2(\varphi_4/2)} \quad (15)$$

$$Dt^2 + Et + F = 0 \quad (16)$$

Bu denklemde;

$$t = \tan(\varphi_4/2), \quad D = k_1 \cos \varphi_6 + k_2 + k_3 + \cos \varphi_6, \\ E = -2 \sin \varphi_6, \quad F = k_1 \cos \varphi_6 - k_2 + k_3 - \cos \varphi_6$$

(16)'nolu denklemin çözümünden

$$\varphi_4 = 2 \tan^{-1}\left(\frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4DF}}{2D}\right) \quad (17)$$

elde edilir.

$\varphi_6$ , kam mili dönüş açısına bağlı olarak belirlenen kanca hareket eğrisine göre denklem (18) kullanılarak hesaplanabilir.

$$\varphi_{6(\theta)} = \varphi_{61} + \frac{S(\theta)}{\pi d} \frac{1}{i} 360 \quad (18)$$

$\varphi_6$  belirlendikten sonra D, E ve F katsayıları hesaplanır. Daha sonra (17)'nolu denklemden  $\varphi_4$  bulunur. Böylece istenen kanca hareket eğrisini verecek kam mekanizması hareket eğrisi kam mili dönüş açısına göre elde edilmiş olur.

## 4. KANCA HAREKET EĞRİSİNİN KAM MEKANİZMASI HAREKET EĞRİLERİNE GÖRE ELDE EDİLMESİ

### 4. 1. Kam Mekanizması Kinematik Analizi

Kam mekanizmasına ait sarkaç kol hareket eğrilerinin kısım 3.3'te verilen birinci yaklaşıma göre elde edilmesi durumunda kullanılacak basit harmonik ve yüksek sinoid hareket eğrileri aşağıda verilmektedir.

$$\varphi = \frac{\varphi_0}{2} (1 - \cos(\frac{\pi\theta}{\beta})) \quad (19)$$

$$\varphi = \varphi_0 (\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin(\frac{2\pi\theta}{\beta})) \quad (20)$$

Bu denklemlerde  $\beta$ , sarkaç kolun saat ibreleri tersi yönündeki hareketi için  $180 - \beta_1$  ve saat ibreleri yönündeki hareketi için  $\beta_3 - 180$ 'dir. Bu denklemlerin birinci ve ikinci türevleri alınarak sarkaç kol açısal hız ve ivmesi bulunur. Sarkaç kolun açısal hız ve açısal ivmesi üç çubuk mekanizmasının tahrik uzvu olan  $A_0A$  kolu ile aynıdır.  $A_0A$  kolunun konumu ise aşağıdaki denklemle verilebilir.

$$\varphi_4 = \varphi_{41} + \varphi \quad (21)$$

$$\alpha_6 = \frac{(r_4/r_6)\omega_4^2 \cos(\varphi_4 - \varphi_5) + (r_4/r_6)\alpha_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_5) - \omega_6^2 \cos(\varphi_5 - \varphi_6) + (r_5/r_6)\omega_5^2}{\sin(\varphi_6 - \varphi_5)} \quad (26)$$

### 4. 2. Üç Çubuk Mekanizmasının Kinematik Analizi

Şekil 3'te görülen üç çubuk mekanizmasına ait kinematik analiz, yani 4'nolu uzvun konum, açısal hız ve açısal ivmesine bağlı olarak 6'nolu uzvun konum, açısal hız ve açısal ivmesi aşağıda verilmektedir.

(4)'nolu Freudenstein denkleminin gerekli trigonometrik dönüşümler yapıldıktan sonra  $\varphi_6$  için çözülmesiyle aşağıdaki ifade elde edilir (Söylemez, 1985).

$$\varphi_6 = 2 \arctan\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}\right) \quad (22)$$

Burada;

$$A = (1 - k_2) \cos \varphi_4 - (k_1 - k_3), \quad B = -2 \sin \varphi_4, \\ C = k_1 + k_3 - (1 + k_2) \cos \varphi_4$$

Benzer şekilde (5)'nolu Freudenstein denklemi  $\varphi_5$  için çözülürse (23)'nolu denklem elde edilir.

$$\varphi_5 = 2 \arctan\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4GH}}{2G}\right) \quad (23)$$

Bu denklemde

$$G = (k_4 + 1) \cos \varphi_4 + k_5 - k_1, \\ H = (k_4 - 1) \cos \varphi_4 + k_1 + k_5 \text{ olarak tanımlanmıştır.}$$

(22) ve (23)'nolu denklemler kullanılarak üç çubuk mekanizmasının konum analizi gerçekleştirilmiş olur.

Üç çubuk mekanizmasında 5 (AB uzvu) ve 6 (B<sub>0</sub>B uzvu) nolu uzuvların açısal hızları  $\omega_6$  ve  $\omega_5$  aşağıdaki gibi verilmektedir (Söylemez, 1985).

$$\omega_6 = \frac{r_4}{r_6} \omega_4 \frac{\sin(\varphi_4 - \varphi_5)}{\sin(\varphi_6 - \varphi_5)} \quad (24)$$

$$\omega_5 = \frac{r_4}{r_5} \omega_4 \frac{\sin(\varphi_6 - \varphi_4)}{\sin(\varphi_5 - \varphi_6)} \quad (25)$$

(24) nolu denklemin zamana göre türevinin alınmasıyla 6 nolu uzvun açısal ivmesi aşağıdaki gibi elde edilir (Söylemez, 1985).

### 4. 3. Kanca Hareket Eğrisinin Elde Edilmesi

Üç çubuk mekanizmasının kinematik analizinden  $\varphi_6$ ,  $\omega_6$ ,  $\alpha_6$  dokuma makinesi ana mili dönüş açısına bağlı olarak elde edilmektedir. Bu değerler dişli mekanizması için giriş hareketi değerleridir. Buna göre kanca hareketine ait yer değiştirme, hız ve ivme denklemleri aşağıdaki formüllerle bulunabilir.

$$\varphi = 4 \quad (27)$$

$$V_k = \omega_6 i \frac{d}{2} \quad (28)$$

$$a_k = \alpha_6 i \frac{d}{2} \quad (29)$$

## 5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Kam mekanizması hareket eğrilerinin istenen bir kanca hareket eğrisi için elde edilmesinde 3.3'te iki yaklaşım verilmişti. Bunlardan birincisi kanca için düşünülen hareket eğrisinin kam mekanizması hareket eğrisi (Şekil 1' de 4'nolu uzvun kam mili dönüş açısına göre hareketi) olarak kabul edilmesidir. Bu çalışmada kanca hareket eğrisi olarak basit harmonik ve yüksek sinoid hareket eğrileri kullanılacağından bu yaklaşıma göre kam mekanizmasında sarkaç kol (4'nolu uzuv) için de basit harmonik ve yüksek sinoid hareket eğrileri kullanılacaktır. Bu yaklaşım kam mekanizmasında sarkaç kol hareket eğrisinin kolayca elde edilmesine olanak sağladığından incelenmektedir. Ancak üç

çubuk mekanizması lineer olmayan bir ilişkiye sahip olduğundan kanca hareketinde istenen hareket eğrisinden bir sapmaya sebep olması söz konusudur. Bu durumda kanca hareketi özellikleri ve bu yaklaşımın mekanizmanın tasarımında kullanılabilirliği aşağıda incelenmektedir.

Kanca tahrik mekanizmasının tasarımında kancaların ağızlık dışındaki hareketinin makine devrinin 1/3 lük kısmında (120 derece) gerçekleştiği düşünülerek tasarım yapılmıştır. Ancak yukarıda açıklanan tasarım yöntemi ile kanca tahrik mekanizması herhangi bir oran kullanılarak tasarlanabilir. Ayrıca kancaların ağızlık dışında sürekli hareket ettiği ve 30 derece bekleme yaptığı iki ayrı durumda kanca hareketi özellikleri incelenmiştir. Mekanizmanın tasarımında dişli mekanizması çevrim oranı 10, kancayı tahrik eden çarkın çapı 300 mm alınmıştır.

Üç çubuk mekanizmasının kanca hareket eğrisine etkisini araştırmak için üç çubuk mekanizması farklı konumlarda salınım yapacak şekilde tasarlanmış ve her durum için kanca hareket eğrisi elde edilmiştir. Aşağıdaki tabloların sütunlarında yer alan  $\varphi_{41}$ ,  $\varphi_{42}$  ve  $\varphi_{61}$ ,  $\varphi_{62}$  üç çubuk mekanizmasında 4 ve 6'nolu kolların sırasıyla en ileri ve en geri konumlarını temsil etmektedir.

Tablo 1, kanca hareketinin yüksek sinoid ve basit harmonik hareket eğrisi olması durumunda 190 cm eninde ve 600 d/dak. hız ile çalışan bir makede kanca hareketi özelliklerini göstermektedir. Üç çubuk mekanizmasının farklı tasarımları için elde edilen kanca hareket özellikleri Tablo 1'deki kanca hareket özellikleri ile karşılaştırılacaktır. Karşılaştırmada ana mil dönüş açısının 60 ve 300 derecelerinde en geri konumundan itibaren kanca yer değiştirme miktarı, maksimum kanca hızı ve maksimum kanca ivmesi göz önüne alınacaktır.

Tablo 1. Basit Harmonik Hareket ve Yüksek Sinoid Hareket Eğrilerine Ait Kanca Hareketi Özellikleri

	$S_1$ (m)( $\theta=60^\circ$ )	$S_1$ (m)( $\theta=300^\circ$ )	$V_{maks}$ (m/sn)	$a_{maks}$ (+) (m/sn <sup>2</sup> )	$a_{maks}$ (-) (m/sn <sup>2</sup> )	L (m)
Bhh (sürekli)	0.317	0.317	39.8	2497.8	-2497.8	1.267
Bhh (30° bekleme)	0.198	0.198	39.3	2694.3	-2694.3	1.148
Yüksek sinoid (sürekli)	0.230	0.230	47.2	2962.9	-2962.9	1.180
Yüksek sinoid (30° bekleme)	0.124	0.124	46.8	3208.2	-3208.2	1.074

Üç çubuk mekanizmasında iki konum sentezi üç farklı durum için yapılarak üç çubuk mekanizmasının kanca hareket eğrisine etkisi araştırılmıştır. Birinci durumda 4 nolu uzvun iki konumu sırasıyla  $\varphi_{41} = 75^\circ$  ve  $\varphi_{42} = 105^\circ$  alınmış ve 6 nolu uzvun üç farklı iki konumu için üç çubuk mekanizması tasarlanmıştır. Bunlar  $\varphi_{61} = 45^\circ$  ve  $\varphi_{62} = 45^\circ + \Delta\varphi$ ,  $\varphi_{61} = 65^\circ$  ve  $\varphi_{62} = 65^\circ + \Delta\varphi$  ile  $\varphi_{61} =$

$85^\circ$  ve  $\varphi_{62} = 85^\circ + \Delta\varphi$ 'dir.  $\Delta\varphi$  denklem 3'ten hesaplanmaktadır. Tablo 2, 3, 4 ve 5 bu tasarıma ait kanca hareket özellikleri ile üç çubuk mekanizmasında bağlama açısının minimum ve maksimum değerlerini göstermektedir. İkinci durumda 6'nolu kolun iki konumu  $\varphi_{61} = 65^\circ$  ve  $\varphi_{62} = 65^\circ + \Delta\varphi$  olarak alınmış ve 4'nolu kolun konumları  $\varphi_{41} = 60^\circ$  ve  $\varphi_{42} = 90^\circ$ ,  $\varphi_{41} = 75^\circ$  ve  $\varphi_{42} = 105^\circ$  ile  $\varphi_{41} =$

= 90° ve  $\varphi_{42} = 120^\circ$  alınıp üç çubuk mekanizması tasarlanarak kanca hareket özellikleri belirlenmiştir. Bu durumda kancanın ağızlık dışında sürekli hareketi ve kam mekanizması hareket eğrisi olarak basit harmonik hareket göz önüne alınarak tasarım yapılmıştır. Sonuçlar Tablo 6'da verilmektedir. Üçüncü durumda ise  $\varphi_{61} = 65^\circ$  ve  $\varphi_{62} = 65^\circ + \Delta\varphi$  olarak alınmış ve 4'nolu kola  $\varphi_{41} = 80^\circ$  ve  $\varphi_{42} = 100^\circ$ ,  $\varphi_{41} = 75^\circ$  ve  $\varphi_{42} = 105^\circ$  ile  $\varphi_{41} = 70^\circ$  ve  $\varphi_{42} = 110^\circ$  konumları arasında sırasıyla 20, 30 ve 40 derece salınım yaptırılarak üç çubuk mekanizması tasarlanmıştır. Bu durumda da ağızlık dışında sürekli kanca hareketi ve kam mekanizması hareket eğrisi olarak basit harmonik hareket kullanılmıştır. Sonuçlar Tablo 7'de verilmektedir. Her bir tasarımdan elde edilen üç çubuk mekanizması uzun boyutları tabloların altında yer almaktadır. Uzun boyutları  $|A_0B_0| = r_1=1$  birim alınarak verilmiştir.

Gerçek boyutlar seçilen bir  $A_0B_0$  uzunluğu ile bu değerler çarpılarak bulunabilir.

Tablo 2, 3, 4 ve 5'in Tablo 1 ile karşılaştırılması olarak incelenmesi, üç çubuk mekanizmasında 6'nolu uzvun farklı iki konum arasında çalışacak şekilde tasarımının kanca hareket özelliklerinde basit harmonik ve yüksek sinoid hareket eğrilerinden bir miktar sapmaya sebep olduğunu göstermektedir. Maksimum kanca hızında Tablo 1'deki değerlere göre az da olsa bir düşüş gözlenmekle birlikte maksimum kanca ivmesi ile  $\theta = 60^\circ$  ve  $\theta = 300^\circ$  deki kanca yer değiştirme miktarları 6'nolu kolun konumuna bağlı olarak pratik açıdan anlamlı sapmalar göstermektedir.  $\varphi_{61} = 65^\circ$  durumunda kanca hareketi basit harmonik ve yüksek sinoid hareket eğrilerine oldukça yaklaşmaktadır. Ayrıca bu konumda bağlama açısı  $90^\circ$ 'den en küçük sapmayı göstermektedir.

Tablo 2. Kanca Hareket Özellikleri ve Bağlama Açısı Kritik Değerleri (Y. Sinoid, Kanca Hareketi Sürekli)

	$\varphi_{61} = 45^\circ$	$\varphi_{61} = 65^\circ$	$\varphi_{61} = 85^\circ$
S (m) ( $\theta = 60^\circ$ )	0.259	0.234	0.207
S (m) ( $\theta = 300^\circ$ )	0.260	0.234	0.208
$V_{maks}$ (m/sn)	46.6	46.5	46.1
$a_{maks}$ (+) (m/sn <sup>2</sup> )	3145.5	2943.3	2718.3
$a_{maks}$ (-) (m/sn <sup>2</sup> )	-2769.0	-2935.4	-3166.8
$\mu_{min}$ (°)	53.9	72.2	90.1
$\mu_{maks}$ (°)	95.1	116.8	138.9

Üç Çubuk Mekanizması Uzun Boyutları :  $\varphi_{61}=45^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.097, r_6=0.250$   
 $\varphi_{61}=65^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.018, r_6=0.242$   
 $\varphi_{61}=85^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=0.934, r_6=0.266$

Tablo 3. Kanca Hareket Özellikleri ve Bağlama Açısı Kritik Değerleri (Y. Sinoid, Kanca Hareketi Ağızlık Dışında Beklemeli)

	$\varphi_{61} = 45^\circ$	$\varphi_{61} = 65^\circ$	$\varphi_{61} = 85^\circ$
S (m) ( $\theta = 60^\circ$ )	0.141	0.127	0.113
S (m) ( $\theta = 300^\circ$ )	0.142	0.127	0.113
$V_{maks}$ (m/sn)	46.5	46.4	46.1
$a_{maks}$ (+) (m/sn <sup>2</sup> )	3419.5	3222.2	3007.0
$a_{maks}$ (-) (m/sn <sup>2</sup> )	-3000.5	-3162.2	-3375.6
$\mu_{min}$ (°)	52.7	71.0	89.0
$\mu_{maks}$ (°)	89.6	111.2	133.3

Üç Çubuk Mekanizması Uzun Boyutları :  $\varphi_{61}=45^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.115, r_6=0.280$   
 $\varphi_{61}=65^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.024, r_6=0.265$   
 $\varphi_{61}=85^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=0.934, r_6=0.284$

Tablo 4. Kanca Hareket Özellikleri ve Bağlama Açısı Kritik Değerleri (BHH, Kanca Hareketi Sürekli)

	$\varphi_{61}=45^\circ$	$\varphi_{61}=65^\circ$	$\varphi_{61}=85^\circ$
S (m) ( $\theta=60^\circ$ )	0.351	0.317	0.280
S (m) ( $\theta=300^\circ$ )	0.352	0.318	0.281
$V_{maks}$ (m/sn)	39.2	39.0	38.7
$a_{maks}$ (+) (m/sn <sup>2</sup> )	2946.7	2549.7	2173.5
$a_{maks}$ (-) (m/sn <sup>2</sup> )	-2283.2	-2645.9	-3339.8
$\mu_{min}$ (°)	54.7	73.0	90.9
$\mu_{maks}$ (°)	99.5	121.3	143.4

Üç Çubuk Mekanizması Uzun Boyutları :  $\varphi_{61} = 45^\circ$  için  $r_4 = 0.36, r_5=1.086, r_6=0.231$   
 $\varphi_{61} = 65^\circ$  için  $r_4 = 0.36, r_5=1.013, r_6=0.227$   
 $\varphi_{61} = 85^\circ$  için  $r_4 = 0.36, r_5=0.934, r_6=0.253$



Tablo 5. Kanca Hareket Özellikleri ve Bağlama Açısı Kritik Değerleri (BHH, Kanca Hareketi Ağzılık Dışında Beklemeli)

	$\varphi_{61}=45^\circ$	$\varphi_{61}=65^\circ$	$\varphi_{61}=85^\circ$
S (m) ( $\theta = 60^\circ$ )	0.224	0.202	17.9
S (m) ( $\theta = 300^\circ$ )	0.225	0.202	18.0
$V_{maks}$ (m/sn)	39.0	38.8	38.6
$a_{maks}(+)$ (m/sn <sup>2</sup> )	3172.6	2779.5	2413.5
$a_{maks}(-)$ (m/sn <sup>2</sup> )	-2422.5	-2743.5	-3311.3
$\mu_{min}$ (°)	53.6	71.9	89.8
$\mu_{maks}$ (°)	93.5	115.1	137.2

Üç Çubuk Mekanizması Uzun Boyutları :  $\varphi_{61} = 45^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.102, r_6=0.258$   
 $\varphi_{61} = 65^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.019, r_6=0.249$   
 $\varphi_{61} = 85^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=0.934, r_6=0.270$

Tablo 6, 4'nolu uzvun 3 farklı iki konum arasında salınım yapacak şekilde tasarlanması durumlarında kanca hareketi özellikleri ile bağlama açısının minimum ve maksimum değerlerini göstermektedir. Tablodaki veriler kancaların ağızlık dışında sürekli hareket ettiği ve kam mekanizması hareket eğrisi olarak basit harmonik hareketin kullanılması durumunda elde edilmiştir. Bu durumda maksimum

kanca hızı ile minimum ve maksimum bağlama açısı değerlerinde çok küçük bir değişim gözlenirken maksimum kanca ivmesi ile  $\theta = 60^\circ$  ve  $300^\circ$ 'de kanca yer değiştirme miktarları anlamlı seviyede değişmektedir.  $\varphi_{41} = 75^\circ$  durumunda basit harmonik hareket eğrisi ile elde edilen kanca hareket özelliklerine (Tablo 1) en yakın sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 6. Kanca Hareket Özellikleri ve Bağlama Açısı Kritik Değerleri (BHH, Kanca Hareketi Sürekli)

	$\varphi_{41}=60^\circ$	$\varphi_{41}=75^\circ$	$\varphi_{41}=90^\circ$
S (m) ( $\theta=60^\circ$ )	0.300	0.317	0.332
S (m) ( $\theta=300^\circ$ )	0.301	0.318	0.334
$V_{maks}$ (m/sn)	39.0	39.0	39.2
$a_{maks}(+)$ (m/sn <sup>2</sup> )	2369.9	2549.7	2714.2
$a_{maks}(-)$ (m/sn <sup>2</sup> )	-2873.3	-2645.9	-2445.3
$\mu_{min}$ (°)	71.6	73.0	73.7
$\mu_{maks}$ (°)	122.8	121.3	119.5

Üç Çubuk Mekanizması Uzun Boyutları :  $\varphi_{41}=60^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=0.922, r_6=0.228$   
 $\varphi_{41}=75^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.013, r_6=0.227$   
 $\varphi_{41}=90^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.102, r_6=0.212$

Tablo 7, sarkaç kol (4'nolu uzuv) salınım açısının ( $\varphi_0$ ) kanca hareket özellikleri ve bağlama açısına etkisini göstermektedir. Tablodaki değerler, kancaların ağızlık dışında sürekli hareket ettiği ve kam mekanizması hareket eğrisi olarak basit harmonik hareketin kullanılması durumu için elde edildiğinden Tablo 1' de ikinci satırda bulunan

verilerle karşılaştırılmalıdır. Buna göre maksimum kanca ivmesi ve bağlama açısı değerleri açısından en uygun sonuçlar  $\varphi_0 = 40^\circ$  durumunda elde edilmektedir. Ancak bu durumda  $\theta = 60^\circ$  ve  $300^\circ$ 'de kanca yer değiştirmesi basit harmonik hareket eğrisine göre sırasıyla 2 ve 3 mm daha fazla gerçekleşmektedir.

Tablo 7. Kanca Hareket Özellikleri ve Bağlama Açısı Kritik Değerleri (BHH, Kanca Hareketi Sürekli)

	$\varphi_0=20^\circ$	$\varphi_0=30^\circ$	$\varphi_0=40^\circ$
S (m) ( $\theta=60^\circ$ )	0.311	0.317	0.319
S (m) ( $\theta=300^\circ$ )	0.313	0.318	0.320
$V_{maks}$ (m/sn)	38.7	39.0	39.4
$a_{maks}(+)$ (m/sn <sup>2</sup> )	2505.0	2549.7	2550.5
$a_{maks}(-)$ (m/sn <sup>2</sup> )	-2774.6	-2645.9	-2545.4
$\mu_{min}$ (°)	77.1	73.0	68.8
$\mu_{maks}$ (°)	125.4	121.3	117.0

Üç Çubuk Mekanizması Uzun Boyutları :  $\varphi_0=20^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.025, r_6=0.152$   
 $\varphi_0=30^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.013, r_6=0.227$   
 $\varphi_0=40^\circ$  için  $r_4=0.36, r_5=1.006, r_6=0.300$

Yukarıdaki tablolarda sunulan veriler incelendiğinde görülmektedir ki üç çubuk mekanizması, kam mekanizması tarafından üretilen hareket eğrisinde bir miktar sapmaya sebep olarak kanca hareket eğrisi elde edilmektedir. Bu sapma, üç çubuk mekanizmasının tasarımına bağlı olarak değişmektedir. Tabloların incelenmesiyle bu sapma  $\varphi_{41}=75^0$ ,  $\varphi_{61}=65^0$  ve  $\varphi_0=30^0$  veya  $40^0$  değerlerinde minimum olmaktadır. Bu sonuç, üç çubuk mekanizması bu değerlere göre tasarlandığında kam mekanizması hareket eğrisi olarak kanca hareket eğrisini kullanmaya olanak sağlamaktadır. Ayrıca üç çubuk mekanizması için bu tasarım değerleri ile bağlama açısı  $90^0$  den en küçük sapmayı göstermektedir. Bu da tasarım açısından istenen bir durumdur.

Burada incelenen kanca tahrik mekanizması tefeyle birlikte hareket etmeyip tezgah gövdesine monte edilmiştir. Bu durumda tefe ile kancalar arasındaki zamanlamayı sağlamak için kancalar ağızlık içinde buldukları sürece tefe geri konumunda kesin olarak bekleme yapmak zorundadır. Tefenin hareketine ancak kancalar ağızlık dışında buldukları sürece izin verilebilir. Üst paragrafta verilen üç çubuk mekanizması tasarım değerleri ile  $\theta=60^0$  ve  $\theta=300^0$  de kancaların ağızlık dışındaki hareket miktarları Tablo 1' deki değerlerle 1-2 mm sapma ile uyumaktadır. Ancak tefe hareketi ile kanca hareketi arasındaki zamanlamayı daha güvenli bir şekilde sağlamak için kancaların ağızlığa giriş açısı olarak öngörülen değerden kısa bir süre önce (örn.  $5^0$  önce) tefenin bekleme yapmaya başlaması ve kancaların ağızlıktan çıkışı için öngörülen ana mil dönüş açısından kısa bir süre sonra (Örn.  $5^0$  sonra) tefenin ileri hareketine başlaması göz önüne alınarak tefe mekanizması tasarlanmalıdır.

Bölüm 3.3'te matematiksel olarak verilen ikinci yaklaşım ise istenen bir kanca hareket eğrisinden hareketle mekanizmanın geriye doğru çözülmesiyle kam mekanizması hareket eğrisinin elde edilmesini esas almaktadır. Bu yaklaşım kullanılarak yapılan çözümlerde Tablo 1'de verilen kanca hareketi özellikleri tam olarak elde edilmiştir. Ancak bu durumda kam mekanizması hareket eğrisi kanca hareketi olarak düşünülen basit harmonik ve yüksek sinoid hareket eğrilerinden küçük bir sapma

göstermiştir. Bu yaklaşıma göre önce üç çubuk mekanizması bağlama açısı  $90^0$  den en küçük sapmayı gösterecek şekilde tasarlanmalı ve daha sonra kam mekanizmasında sarkaç kol hareket eğrisi istenen kanca hareket eğrisine göre elde edilmelidir.

## 6. SONUÇ

Bu çalışmada, kam mekanizması içeren kanca tahrik mekanizmalarının kinematik tasarımı için matematiksel yöntem verilmiştir. Kanca hareket eğrisi esas olarak kam mekanizması hareket eğrisi tarafından belirlenmekle birlikte tasarımına bağlı olarak üç çubuk mekanizması kam mekanizması hareket eğrisinde bir miktar sapmaya sebep olarak kanca hareket eğrisi elde edilmektedir. Dişli mekanizması ise lineer bir mekanizma olduğu için sadece kanca hareket genliğinin elde edilmesini sağlamakta olup 6'nolu uzvun hareket eğrisinde herhangi bir değişikliğe sebep olmamaktadır.

Kam mekanizması hareket eğrisinin kanca hareket eğrisinden hareketle elde edilmesinde iki yaklaşım verilmiş ve her ikisinin de mekanizmanın tasarımında kullanılabileceği gösterilmiştir. Mekanizmanın dinamik analizi de dahil edilerek bu çalışmada açıklanan tasarım yöntemi, kam mekanizması içeren kanca tahrik mekanizmalarının tasarımında kullanılabilir.

## 7. KAYNAKLAR

Söylemez, E., Tümer, T., Gülen S. 1982. Tekstil Makinalarında Dinamik Analiz, SEGEM Yayın No: 96, Ankara.

Tümer, T. 1980. Design, Analysis and Performance of Rapier Drive Mechanisms, Doktora Tezi, UMIST, Manchester.

Söylemez, E. 1985. Mechanisms, ODTÜ., Yayın No: 64, Ankara.