

# Şişli Dokuma Makinalarında Şiş Tahrik Mekanizmasının Kritik Açısal Hızları

Yüksel YILMAZ  
Doç. Dr.

İ.T.Ü. Makina Fakültesi Tekstil Müh. Bölümü, İSTANBUL

*Bu çalışmada, dokuma makinalarındaki şiş tahrik mekanizmasının şişi homojen bir çubuk gibi ele alınarak, Daniel Bernouilli Yöntemiyle şişin boyunca titreşimi incelenmiş ve kritik açısal hızı tesbit edildikten sonra, şişi tahrik için düşünülen üç çubuk mekanizmasının kinematik analizinden yararlanılarak tahrik açısal hızının analitik çözümü yapılmış sayısal örnek verilmiş ve tartışılmıştır.*

## CRITICAL ANGULAR VELOCITIES OF THE DRIVE MECHANISMS OF RAPIER WEAVING MACHINES

*In this work, the lengthwise vibration of a rapier is examined with the assumption that the rapier is a homogenous bar, and its critical angular velocity is determined by applying the Daniel Bernouilli Method. The drive mechanism is considered as three bar linkage mechanism from which the kinematic analysis, the drive angular velocity is analitically calculated. Numerical examples are given with a general discussion.*

### 1. GİRİŞ

Elektronikteki gelişmelerin itici gücü ve desteği Tekstil Makinası İmalatçılarının öteden beri var olan daha yüksek hızlara geçme eğilimlerini kamçulamıştır. Böylece de tekstil ürünlerinde, artan dünya nüfusunun ve gelişmiş ülkelerin değişen modalara olan gereksinimlerini karşılamak amacıyla, üretimdeki artış hedeflenmektedir.

Gelişmiş ve gelişmekte olan tüm dünya ülkelerinde sanayinin itici gücü tekstil endüstrisi olmuştur. Günümüzde ister moda, ister sanat ağırlıklı çok renkli giyim ve normal istekleri karşılamak için

konstrüksiyoncular ve makina bilgileri ağırlıklı tekstil mühendisleri tekstil makinalarında değişimler yapmaktadır. Ayrıca serbest pazar ekonomisinin gereği tekstil makinası imalatçı firmaları arasında da rekabet tekstil makinalarının maliyetlerinin mümkün olduğunca aşağıya çekilmesini zorunlu hale getirmektedir. Bu nedenledir ki tekstil makinası üreten firmalar bünyelerinde çok sayıda araştırma ve konstrüksiyon bilgi ağırlıklı konstrüksiyoncular, tekstil mühendisleri ve elektronikçiler çalıştırmaktadır. Bu her yeni yapımda yeni bir değişiklik yapma gereği ve mecburiyetinden kaynaklanmaktadır.

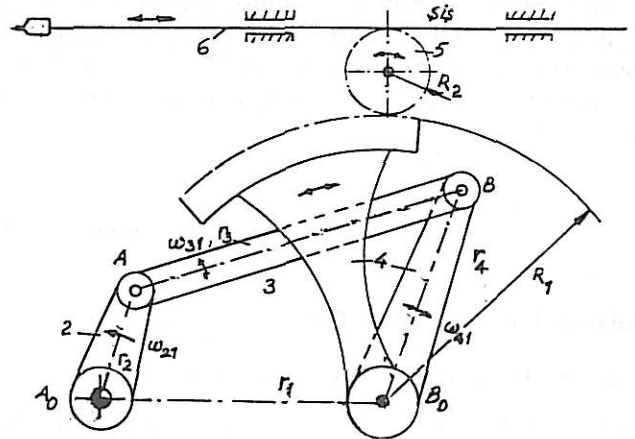
Yüksek hızlı tekstil makinalarının mevcut olduğu günümüzde tekstil makinaları konstrüksiyonunda karşılaşılan en önemli sorun titreşimlerdir. Tek tek parçalar, mekanizmalar ve bir bütün olarak tekstil makinaları titreşim yönünden analize ve senteze tabi tutulmaktadır.

Şişli dokuma makinalarında, dokuma genişliğine bağlı olarak tek ve simetrik iki şiş tahrik mekanizmasıyla atkı atma işlemi gerçekleştirilmektedir. [1]

Şişin dokumanın hızı ve kalitesi yönünden çok önemli bir uzuv olduğu düşünülürse, bu uzvun titreşim yönünden analizlenmesi ve şişi tahrik için gerekli tahrik devir sayısının kritik değerinin hesaplanması önemli görülmüştür.

### 2. MATEMATİK MODEL VE ÇÖZÜM

Atkının dokumaya katılmasında önemli bir görevi yerine getiren şiş doğrusu hareket yapmaktadır. Temel bir kinematik şema Şekil(1)'de gösterilmiştir. Şema hem çift şişi hemde şişi temsil etmektedir.



Şekil 1: Dokuma makinalarında şiş tahrik mekanizmasının kinematik şeması

Şiş malzeme bakımından birbirinden farklı parçaların birleştirilmesiyle yapılmıştır. Uç kısmında atkı ipliğinin tutulmasına ve ipliğin atkı yönünde taşınmasına yarayan tutucu çeneler vardır.

Ayrıca şişin doğrusal hareketi metal kısım içine yerleştirilmiş ve tahrik dişlisiyle eş çalışabilecek plastik malzemeden imal edilmiş sonsuz dişli vardır. Amaç şişin konstrüksiyon yönünden incelenmesi olmadığından burada fazla ayrıntıya girilmeyecektir. Ayrıca:

- Şişin aynı malzemeden yapıldığı
- Tutucu çene mekanizmasının kütlesi ile şişin kütlesi M ile temsil edildiği
- Şiş ile tahrik dişlisi ve şiş ile kayar mafsal arasında sürtünmenin olmadığı
- Şişin homojen dikdörtgen kesitli bir çubuk olduğu
- Şişin  $S = S_0 \sin \omega t$  harmonik hareket yaptığı varsayılacaktır. (Şekil 2)

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -U \omega^2 \sin \omega t \quad \dots \quad (4)$$

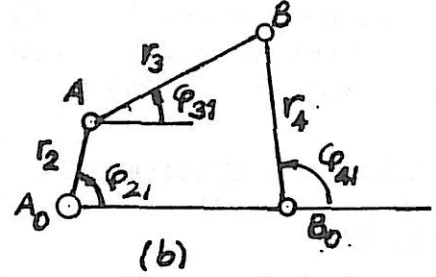
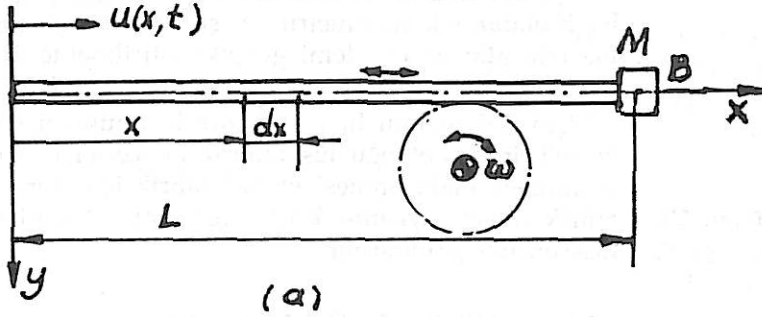
ifadeleri (1)'de yerine yazılırsa

$$\frac{d^2 U}{dx^2} + \frac{\omega^2}{a^2} U = 0 \quad \dots \quad (5)$$

elde edilir ki bu ifadenin çözümü

$$U(x) = C_1 \cos \frac{\omega}{a} x + C_2 \sin \frac{\omega}{a} x \quad \dots \quad (6)$$

olur.



Şekil 2. Şiş için matematik model

Dik eksen takımı çubuğun A noktasına yerleştirilmiş olup homojen çubuk olarak varsayılan çubukun elastik modülü E boyu L ve yoğunluğu ρ ile gösterilmiştir. Çubuğun x ekseninde yer değiştirmesi x ve t zamanının fonksiyonu olarak  $u(x,t)$  ise,

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad \dots \quad (1)$$

olarak bilinmektedir. Burada  $\frac{E}{\rho} = a^2$  kısaltması yapılmıştır. (1) denklemin çözümünü

$$u(x,t) = U(x) \sin \omega t \quad \dots \quad (2)$$

olarak yazalım. (Daniel Bernoulli veya Euler çözümü) [2].

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{d^2 U}{dx^2} \sin \omega t \quad \dots \quad (3)$$

$C_1$  ve  $C_2$  sınır değerleri yardımıyla bulunacak integrasyon sabitleridir. Böylece  $u(x,t)$  yer değiştirmesi

$$u(x,t) = (C_1 \cos \frac{\omega}{a} x + C_2 \sin \frac{\omega}{a} x) \sin \omega t \quad \dots \quad (7)$$

olarak elde edilir.

Sınır şartları

$$x = 0, t > 0 \quad u(0,t) = S_0 \sin \omega t \quad \dots \quad (8)$$

$$x = L, t > 0 \quad EA \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)_{x=L} + m \frac{d^2 s}{dt^2} = 0 \quad \dots \quad (9)$$

Burada A çubuğun kesit alanıdır. (8) sınır şartından

$$C_1 = S_0 \quad \dots \quad (10)$$

(9) sınır şartından

$$-EA S_0 \frac{\omega}{a} \sin \frac{\omega}{a} L + EA C_2 \frac{\omega}{a} \cos \frac{\omega}{a} L - m \omega^2 = 0 \quad \dots \quad (11)$$

bağıntısı elde edilir ki buradan da

$$C_2 = \frac{wma}{AE} \sec \frac{\omega}{a} L + \tan \frac{\omega}{a} L \quad (12)$$

elde edilmiş olur. Böylece  $u(x, t)$  için

$$u(x, t) = [S_0 \cos \frac{\omega}{a} x + (\frac{m\omega a}{EA} \sec \frac{\omega}{a} L + S_0 \tan \frac{\omega}{a} L) [\sin \frac{\omega}{a} x] \sin t \quad (13)$$

bulunmuş olur.

### 3. KRİTİK AÇISAL HIZLAR

(12) denkleminde

$$\cos \frac{\omega}{a} L = 0 \quad (14)$$

ise  $u(x, t) = \infty$  olur. Bu sebepten (14) bağıntısına kritik frekans denklemi denilmiştir. (14) denkleminde ise,

$$\frac{\omega_{kr}}{a} L = k \frac{\pi}{2}, \quad k = 1, 3, 5, \dots \quad (15)$$

veya

$$\omega_{kr} = \frac{k\pi}{2L} a, \quad k = 1, 3, 5, \dots \quad (16)$$

elde edilir. Kritik devir sayısının bulabilmek için  $\omega_{kr} = 2\pi n_{kr}$  yazarak

$$n_{kr} = \frac{k}{4L} a \quad (17)$$

bulunur.

Sayısal örnek :

$$E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2, L = 1000 \text{ mm},$$

$$\gamma = 785 \times 10^{-3} \text{ kg/mm}^3, g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$\rho = \frac{7.85 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^2}{1000 \text{ mm/s}^2}$$

$k = 1, 3, 5, 7$  alınarak  $\omega_{kr}$  ve  $\omega_{kr} = 2\pi n_{kr}$  bağıntısından da  $n_{kr}$  devir sayısı aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

k	1	3	5	7
$\omega_{kr}$ [s <sup>-1</sup> ]	8124.4	24373.39	40622.3	56871.2
$n_{kr}$ [devir/saniye]	1293.0	3879.14	6465.2	9051.3

Seçilen kinematik şemada (Şekil 1) tahrik dişlilerinin yarıçapları  $R_1$  ve  $R_2$  ise 1 dişlisinin kritik devir sayısı ise ( $R_1 > R_2$ )

$$\omega_{kr}^* = \omega_{kr} \frac{R_2}{R_1} \quad (18)$$

bağıntısından kolayca hesaplanır.  $\frac{R_2}{R_1} = \lambda$  dersek

$0 \leq \lambda \leq 1$  aralığında  $\lambda$  sıfıra doğru yakınsa  $\omega_{kr}^*$

küçülür. Bu nedenle  $\omega_{kr}^*$  değerinin büyük olması için  $\lambda$

konstrüksiyonun elverdiği ölçüde 1'e yaklaştırılmalıdır.  $|A_0A| = r_2$ ,  $|AB| = r_3$ ,  $|BB_0| = r_4$  ve

$|A_0B_0| = r_1$  olarak gösterildiğinde  $A_0ABB_0$  üç çubuk

mekanizmasının konum analizinden,  $\varphi_{21}$ ,  $\varphi_{31}$  ve  $\varphi_{41}$

sırasıyla  $A_0A$ ,  $AB$  ve  $B_0B$  uzuvlarının  $A_0B_0$  doğrusu

ile yaptığı açılar olmak üzere (şekil 2)

$$1 + \lambda_2^2 + \lambda_4^2 - \lambda_3^2 + 2(\lambda_2 \cos \varphi_{21} - \lambda_4 \cos \varphi_{41}) -$$

$$2\lambda_2\lambda_4 \cos(\varphi_{41} - \varphi_{21}) = 0 \quad (19) \text{ ve}$$

$$-\lambda_4^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 + 2(\lambda_2 \cos \varphi_{21} + \lambda_3 \cos \varphi_{31}) +$$

$$2\lambda_2\lambda_3 \cos(\varphi_{31} - \varphi_{21}) = 0 \quad (20)$$

bağıntıları kolayca yazılabilir [4]. Burada  $\lambda_2 = \frac{r_2}{r_1}$ ,

$\lambda_3 = \frac{r_3}{r_1}$  ve  $\lambda_4 = \frac{r_4}{r_1}$  olarak kısaltılmıştır. (19) ve

(20)  $\varphi_{41}$  ve  $\varphi_{31}$  açılarını hesaplamak mümkün olacaktır.  $\omega_{31}$  ve  $\omega_{41}$  açısall hızlarını ise

$$\omega_{41} = \frac{\lambda_2}{\lambda_4} \omega_{21} \frac{\sin \varphi_{21} + \lambda_4 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})}{\sin \varphi_{41} + \lambda_2 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})} \quad (21)$$

$$\omega_{31} = \frac{\lambda_2 \omega_{21}}{\lambda_3} \frac{\lambda_3 \sin(\varphi_{31} - \varphi_{21}) - \sin \varphi_{21}}{\lambda_2 \sin(\varphi_{31} - \varphi_{21}) + \sin \varphi_{31}} \quad (22)$$

bağıntılarından  $\omega_{41} = \omega_{kr}^*$  kolayca hesaplanabilir.

(21) bağıntısından yazılırsa  $A_0A$  kolunun  $\omega_{21}^*$  kritik açısal hızı için

$$\omega_{21kr}^* = \frac{\omega_{kr}^* \lambda_4 \sin\varphi_{41} + \lambda_2 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})}{\lambda_2 \sin\varphi_{21} + \lambda_4 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})} \dots\dots\dots (23)$$

ve (22) bağıntısından da AB uzvunun kritik açısal hızı  $\omega_{31}^*$  için

$$\omega_{31}^* = \frac{\lambda_2}{\lambda_3} \omega_{21}^* \frac{\lambda_3 \sin(\varphi_{31} - \varphi_{21}) - \sin\varphi_{21}}{\lambda_2 \sin(\varphi_{31} - \varphi_{21}) + \sin\varphi_{31}} \dots\dots\dots (24)$$

bağıntısı bulunur.

(23) bağıntısını (24)'de yerine yazarsak (24)

$$\omega_{31}^* = \frac{\lambda_4}{\lambda_3} \omega_{kr}^* \frac{[\lambda_3 \sin(\varphi_{31} - \varphi_{21}) - \sin\varphi_{21}]}{[\lambda_2 \sin(\varphi_{31} - \varphi_{21}) + \sin\varphi_{31}]}$$

$$\frac{[\sin\varphi_{41} + \lambda_2 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})]}{[\sin\varphi_{21} + \lambda_4 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})]} \dots\dots\dots (25)$$

haline dönüşür. (16) ve (18) denklemleri de hatırlanırsa  $\omega_{21}^*$  ve  $\omega_{31}^*$  kritik hız bağıntılarının son şekli

$$\omega_{21}^* = \frac{k\pi}{2L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \lambda \frac{\lambda_4 [\sin\varphi_{41} + \lambda_2 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})]}{\lambda_2 [\sin\varphi_{21} + \lambda_4 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})]} \dots\dots (26)$$

$$\omega_{31}^* = \frac{k\pi}{2L} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \lambda \frac{\lambda_4 [\lambda_3 \sin(\varphi_{31} - \varphi_{21}) - \sin\varphi_{21}]}{\lambda_3 [\lambda_2 \sin(\varphi_{31} - \varphi_{21}) + \sin\varphi_{31}]}$$

$$\frac{[\lambda_2 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21}) + \sin\varphi_{41}]}{[\sin\varphi_{21} + \lambda_4 \sin(\varphi_{41} - \varphi_{21})]}$$

olur.

#### 4. SONUÇ VE TARTIŞMA

a) Şişli dokuma makinalarında şişin Elastiklik modülü bilindiğinde şişi tahrik etmek için  $\omega_2$  şiş tahrik açısal hızı hiç bir zaman (25) bağıntısıyla hesaplanabilecek  $\omega_{21}^*$  a eşit olmamalıdır.

$0 \leq \alpha < 1$  bir emniyet katsayısı ise

$$\omega_{21} = \alpha \omega_{21}^* \dots\dots\dots (27)$$

bağıntısı  $\alpha = \frac{1}{2}$  alınabilir.

b) Şiş mekanizmasının emniyeti açısından (27) sonucu da yetmez. Mekanizmadan kolayca hesaplanabilen  $\omega_{31}$  [ (22) bağıntısı ] içinde

$$\omega_{21} < \omega_{31}^* \dots\dots\dots (28)$$

şartının sağlanması gerekir. Sonuç olarak örneğin hem  $\omega_{21}$  hemde  $\omega_{31}$  hızları için aynı  $\alpha$  emniyet katsayıları düşünüldüğünde

$$\omega_{21} = 0.5 \omega_{21}^*$$

$$\omega_{31} = 0.5 \omega_{31}^*$$

aynı anda gerçekleşmiş olmaktadır.

c) Bu çalışmada  $A_0 A B B_0$  üç hal mekanizması ve eş çalışan iki dişli dinamik analize tabi tutulmamıştır. Bu nedenli çalışma noksan gibiyse de, şişi içine alan şiş tahrik mekanizmasının tümünü dinamik analize tabi tutmanın zor olmadığı düşünülmekte olup bu kısım ikinci bir inceleme konusu yapılabilir.

#### KAYNAKÇA

- YILMAZ, Y., Dokuma Makinalarında Şiş Tahrik Mekanizmaları Üzerine, Tekstil ve Makina, Nisan 1990, Yıl 3, Sayı 14, Sayfa 73-77
- PETROWSKI, I.G., Vorlesungen über Partielle Differentialgleichungen, B.G. Teubner Verlagsgesellschaft, Leipzig 1955, S.129
- KNESCHKE, A. Differentialgleichungen und Randwertprobleme, B.G. Teubner Verlagsgesellschaft - Leipzig, 1961, Band II S.76
- YILMAZ, Y., KÖSEOĞLU, M., Mekanizma Tekniği, I.T.Ü. Ofset Matbaası, 1987 İstanbul