

# NEGATİF AĞIZLIK AÇMADA ÇERÇEVE HAREKETİNİN DİNAMİK ANALİZİ

Doç. Dr. Yüksel Yılmaz  
İ.T.Ü. Makina Fakültesi  
Tekstil Mühendisliği Bölümü, İSTANBUL

*Bu çalışmada, dokuma makinalarında çerçeve hareket mekanizması bir kütle - yay sistemine indirgenmiş biyel ve çerçevenin elastik olduğu varsayılarak hareketin diferansiyel denklemi yazılmış ve genel çözüm elde edilmiştir. Uygulanan dinamik analiz sonunda çözgü ipliğine eksenine doğrultusunda etki eden kuvvet için bir öneri getirilmiştir. Elde edilen teorik sonuç çözgü ipliğinin daha çok çerçeve hareketinden koptuğu düşüncelerini doğrulamaktadır.*

## ZUSAMMENFASSUNG

*In diesem Aufsatz wird kraftschlüssige Schaftgetriebe beim Weben als ein Masse-Federsystem betrachtet. Es wird auch vorausgesetzt, dass der Schaft elastisch sei. Durch die Lösung der differentialgleichung von Bewegung des Schaftes wird die Feststellung der Inertialkraft ermöglicht, die auf Kettfaden auswirkt. Die Folgerung beweist, dass der Kettfadenbruch vorwiegend zur Folge der Schafsbewegung sein könnte.*

## DYNAMICAL ANALYSIS OF THE SHEDDING MOTION IN NEGATIVE SHEDDING MECHANISM

*In this work, the shedding mechanism in the weaving machines has been reduced to a mass-spring system and assuming that the crank arm and the heald shaft are elastic, the differential equation of the motion has been written and a general solution obtained. As a result of the dynamical analysis applied a proposal has been made for the force acting on the warp along its axis. The theoretical result obtained verifies the views that the warp yarn breaks more due to the shedding motion.*

### 1. GİRİŞ

Dokumada atkı ipliğinin dokumaya katılmasından önce, jakarlı ağızlık açma mekanizması bir yana bırakılırsa, çerçevelerin hareketi ile ağızlık açma gerçekleştirilir. Çerçeveler kalkış, üst konumda bekleme, iniş ve alt konumda bekleme olmak üzere doğrusal hareket yapar. Bu hareket esnasında gücü tellerinden geçirilen çözgü iplikleri yukarı veya aşağı konuma getirirler. Çerçevelerin alt ve üst konumda beklemeleri ise genelde yürek mekanizmaları ile sağlanır. Yüreklere ise daha önceden konstruksiyoncular tarafından seçilmesi mümkün olan uygun hareket kanunlarına göre bilgisayar kontrollü tezgahlarda imal edilir. Hareket kanunları darbe ve vuruşta özelliksiz olmalıdır (4). Yürek milinden alınan hareket kollar aracılığıyla biyel uzvuna mafsallı sarkaçkola ve buradan da biyel vasıtası ile çerçeveye ile-

tilir. Çerçevelerin hareketi krank-biyel mekanizması ile de gerçekleştirilebilir fakat maliyet azlığı bakım kolaylığı gibi nedenlerden yürek mekanizmaları tercih edilir.

Çerçeveler alttan biyellere üstten ise sabit makaralar aracılığı ile yaylara mafsallıdır. Böyle konstruksiyonlara negatif ağızlık açma mekanizması denilmektedir (1). Mekanizmanın mecburi hareketliliği burada olduğu gibi yayla sağlanabileceği gibi ağırlık, hidrolik veya pnömatik kuvvetlerle de sağlanabilir.

Çözgü ipliklerinin kopuşlarına sebep olan periyodik kuvvetler, diğer bir ifadeyle çözgü ipliğini geren kuvvetler, büyük oranda çerçevelerin hareketinden kaynaklanmaktadır. Negatif veya başka tipteki ağızlık açma mekanizmalarına ait temel bilgiler klasik dokuma makinası ve teknolojisini ele alan kitaplarda mevcuttur (2), (3). Ağızlık açmada çerçeve hareket mekanizmalarının ayrı ayrı mekanizma tekniği açısından ele alınması bu çalışmada hedeflenmemiştir. Ayrıca şekil kapalı ağızlık açma mekanizması da çalışmanın dışında tutulmuştur.

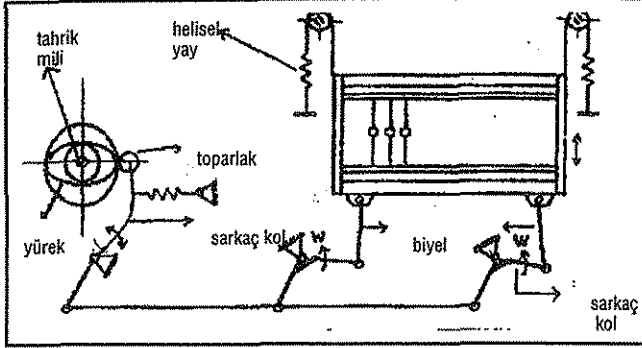
Dokuma makinalarında çözgü iplikleri ve bunlarda ortaya çıkabilecek kopmalar makinanın verimlerine ve dokumanın kalitesine etki eden en önemli faktördür. Çözgü ipliklerinin kopmalarına sebep olan kuvvetlerin kaynağı ise çerçeve hareketi olduğuna göre bu hareketin dinamik analizinin yapılması ve sonuçlarının tartışılmasında yarar görülmüştür.

### 2. NEGATİF AĞIZLIK AÇMA MEKANİZMASINDA ÇERÇEVE HAREKETİNİN DİNAMİK ANALİZİ

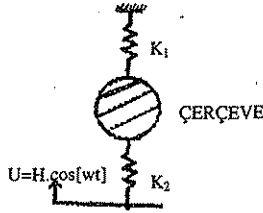
Negatif ağızlık açmada mecburi hareketliliğin yay kuvveti ile sağlanması, yaya verilecek olan bir ön gerilme kuvveti nedeniyle çerçevenin hareketine negatif etki yaparsa da, konstruksiyon basitliği ve ayar ve bakım kolaylığı sağlar. Çerçeve hareketinin dinamik analizine esas teşkil eden mekanizmanın kinematik şeması Şekil 1 de görülmektedir. Çerçeve, yüreğe bağlı ana tahrik milinden hareket alarak ara kollar aracılığıyla salınım hareketi yapan sarkaç kollara mafsallanmış biyellere alttan mafsallıdır. Sarkaç koldaki dönme hareketi çerçevede öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Çerçeveye iletilen bu hareket, sarkaç kolun açısal hızı  $\omega$  (rad./s) olmak üzere, genelde harmonik bir harekettir. Dinamik analizi basitleştirmek amacıyla çerçevenin hareketi

$$U = H \cos \omega t \quad (1)$$

ile ifade edilsin. Burada H çerçevenin dokuma esnasında kalkma ve inme mesafesidir. Bunu hareketin genliği olarak ifade edelim. Biyel uzuvlarının kütlelerini ihmal ederek çerçevenin kütlelerini m, helisel yayların eşdeğer yay katsayısını  $k_1$ , çerçeve ve biyelinkini ise  $k_2$  ile göstermiş olalım.



Şekil 1. Negatif ağızlık açma mekanizmasının kinematik şeması



Şekil 2. Matematik Model

Şekil 1'deki mekanizmanın matematik modeli Şekil 2'de gösterilmiştir. Matematik modelde sönüm ihmal edilmiştir. m kütleli çerçeve x kadar yer değiştirse, t zamanının fonksiyonu olarak  $X=X(t)$  yer değiştirmesinin diferansiyel denklemi,

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + (k_1 + k_2)x = k_2H \cos \omega t \quad (2)$$

olur. Burada  $U=H\cos\omega t$  ifadesi yerine yazılırsa

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + k_1x + k_2(x - U) = 0 \quad (3)$$

elde edilir. Sistemin Tabii frekansı;

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}} \quad (4)$$

ve periyod

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k_1 + k_2}} \quad (5)$$

olacaktır. (3) denklemi sabit katsayılı 2. mertebeden bir lineer diferansiyel denklemdir. Özel çözüm;

$$X_p = A \cos \omega t \quad (6)$$

olarak önerilirse, buradaki A genliği için

$$A = \frac{k_2H}{(k_1 + k_2)(1 - \eta^2)} \quad (7)$$

olur. Burada

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (8)$$

frekans olarak tanımlanmıştır. Denklemin homojen çözümü ise  $C_1$  ve  $C_2$  başlangıç şartlarından bulunacak sabitler olmak üzere.

$$X_h = C_1 \cos(\omega t) + C_2 \sin(\omega t) \quad (9)$$

olacaktır. Böylece genel çözüm;

$$X = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t + \frac{k_2H}{(k_1 + k_2)(1 - \eta^2)} \cos \omega t \quad (10)$$

bulunur.

$$t = 0 \quad \text{için} \quad X = X_0 \quad \text{ve} \quad \frac{dx}{dt} = V_0$$

başlangıç şartı gözönüne alınırsa

$$X = \left[ x_0 - \frac{k_2}{(k_1 + k_2)(1 - \eta^2)} \right] \cos \omega_n t + \frac{V_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \frac{k_2H}{(k_1 + k_2)(1 - \eta^2)} \cos \omega t \quad (11)$$

bağıntısı elde edilmiş olur. Bu ifadenin zamana göre 2. türevi alınarak

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\omega_n^2 \left[ x_0 - \frac{k_2H}{(k_1 + k_2)(1 - \eta^2)} \right] \cos \omega_n t - V_0 \omega_n \sin \omega_n t - \frac{k_2H\omega^2}{(k_1 + k_2)(1 - \eta^2)} \cos \omega t$$

ivme (12) bulunmuş olur.

Sayısal örnek için

$$t = 0, X_0 = 0, V_0 = 0$$

$$k_1 = k_2 = 5.10^6 \text{ N/m}; m = 8 \text{ kg. } \omega = \frac{1}{5} \omega_n$$

$$\omega_n = 1118.034, \quad \omega = 223.6068 \text{ radyan s}^{-1} \text{ bulunup}$$

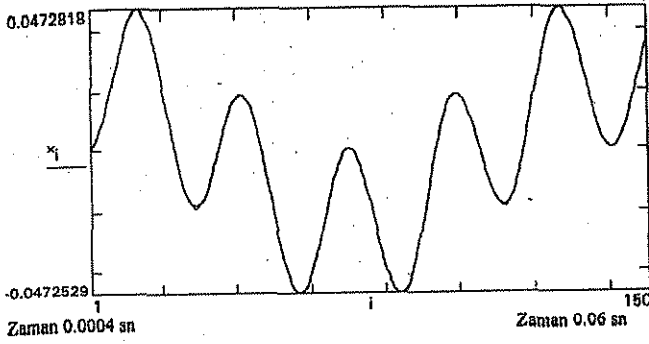
$H = 0.05 \text{ mm}$  alındığında

$$X = 0.026 [-\cos(1118.034) + \cos(223.6068)] \quad (13)$$

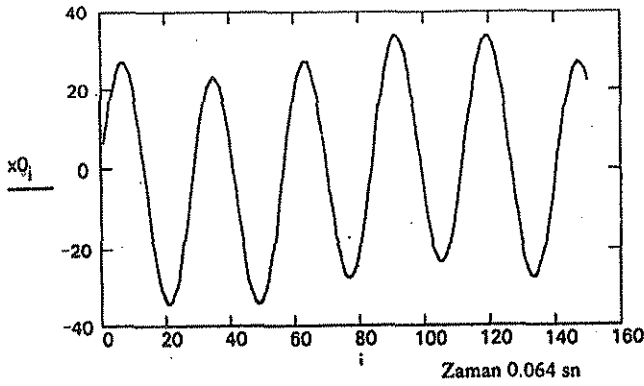
$$\frac{dx}{dt} = 29.147 \sin(1118.034) - 5.8223 \sin(223.6068) \quad (14)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = 32551.25 \cos(1118.034) - 1302.04 \cos(223.6068) \quad (15)$$

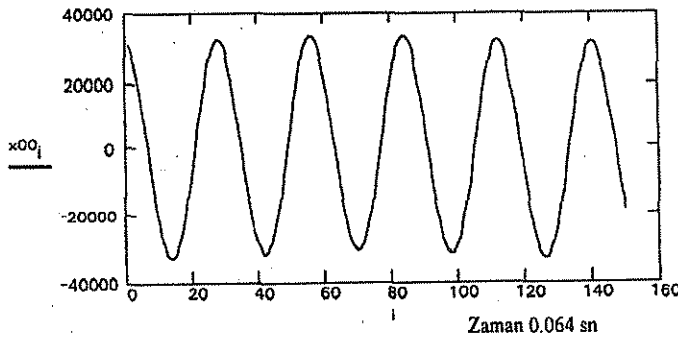
elde edilir. Konum, hız ve ivme eğrileri sırasıyla Şekil, 3, 4 ve 5 de verilmiştir.



Şekil 3. Konum - zaman grafiği



Şekil 4. Hız-zaman grafiği



Şekil 5. İvme - zaman grafiği

#### 4. SONUÇ

1.  $\eta=1$  diğer bir ifade ile sarkaç kolun açısal hızı sistemin tabii frekansına eşit olduğu zaman çerçevenin x yer değiştirmesi sonsuz olur. Sistem rezonans halindedir. Bu durumda çözgü iplikleri mutlaka kopacaktır.
2. Çözgü ipliğinin kopmasına sebep olan atalet kuvveti birinci derecede tabii frekansın karesi ikinci derecede sarkaç kolun açısal hızının karesi ile orantılıdır. İvme ile orantılı atalet kuvvetinin küçük olması için, m kütle üzerinde konstruksiyon açısından fazlaca bir değişiklik ön görülmeceğinden  $k_1$  ve  $k_2$

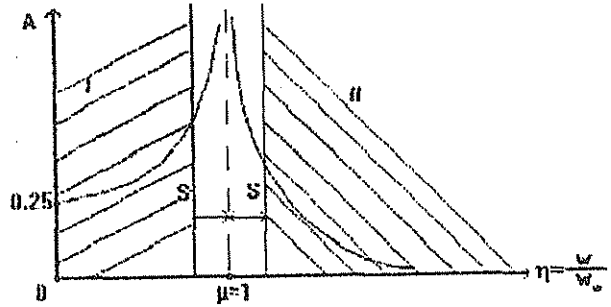
eşdeğer yay katsayılarının fazlaca büyük olmaması gerekir. Bunun için de yayların sarım sayısı artırılmalı, yay çapı büyük tutulmalı ve yayın tel çapı küçültülmelidir.

3. Ağzılık açma açısı  $2\theta$  ise çerçevenin hareketinden kaynaklanan ve eksenini doğrultusunda çözgü ipliğine gelen germe kuvveti;

$$F_A = \left( m \frac{d^2x}{dt^2} + k_{1x} \pm F_0 \right) \frac{1}{2 \sin \theta}$$

ile hesaplanabilir. Burada  $F_0$  yayın ön gerilme kuvvetidir.  $F_A$  kuvveti çözgü ipliğinin kopma kuvvetinden küçük olmak zorundadır. Bunun için  $F_A=0,1F_k$  tavsiye edilir.

4. Sarkaç kolun hareketi bir salınım hareketidir. Tam dönme yapmamaktadır. Bu nedenle (14) ve (15) bağıntılarındaki cosinüs ve sinüs değerleri pozitifdir.  $\omega$  nın  $\omega_n$  değerine, rezonans ortaya çıkmayacak tarzda, yaklaştırılması ivme değerinin küçültülmesini sağlamada yardım edecektir.



Şekil 6. A genliğinin frekans alanına göre değişimi (temsili olarak)

5. Özel çözümdeki  $A(\eta)$  katsayısının temsili grafiği Şekil 6 da verilmiştir. Rezonans oranını seçerken konstruksiyoncular yalnızca I bölgeyi tercih etmelidirler. Bunun sebebi çözgü ipliklerinin kopma mukavemet değerlerinin yüksek olmayışıdır.

#### 4. KAYNAKLAR

1. Alpay, R., Dokuma makinaları sayfa 56 - 108, Bursa 1985
2. Hanton, W.A., Mechanics for Textile Students, The Textile Institute, Manchester 3, sayfa. 50-60
3. Schneider, J., Weberei, Springer Verlag, Berlin, 1961
4. Yılmaz, Y., Köseoğlu, M., Mekanizma Tekniği, İ.T.Ü. Ofset Matbaası, İstanbul, 1987.