

Şekil 8. Sıkıştırılmış Bölüm İçeren Bir Çizgili Kumaş Tasarımı.

gisayar ekranında hızlı ve kolay biçimde gerçekleştirilebileceğini göstermiştir. Bu paket program, renkli ekranlı bir bilgisayarda renk uygulaması yapılabilecek biçimde geliştirilebileceği gibi, Başer (1984)'in geliştirdiği programla birleştirilerek yollu desen tasarımının kumaşa dönüştürülmesinde gerekli olan üretim parametrelerinin ve hatta kumaş maliyetinin de hesaplanmasını

sağlayacak biçimde genişletilebilir.  
**KAYNAKÇA**

- BAŞER, G. 1984. Dokuma Kumaş Tasarımında Bilgisayar Kullanımı, 1. Ulusal Bilgisayar Destekli Tasarım Sempozyumu 25-27 Nisan 1984 İzmir, Bildiriler. Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi.
- KÜÇÜKKARA, U. 1989. Yollu Desenlerin Bilgisayarla Tasarımı. Lisans Tezi - Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, İzmir.

## Tekstil Makinalarında Titreşim Absorberi

Yüksel YILMAZ  
Doç.Dr.

İTÜ Makina Fak.Teks.Müh.Böl. İSTANBUL

*Bu çalışmada, tekstil makinalarında ortaya çıkan zorlanmış titreşimlerin azaltılması için kullanılacak titreşim absorberi teorik olarak ele alınmış ve sonuçlar çıkartılarak tartışma açılmıştır.*

### DIE TILGUNG VON SCHWINGUNGEN BEI TEXTILMASCHINEN

*In diesem Beitrag wird die Tilgung von Schwingungen bei den Textilmashinen theoretisch behandelt und diskutiert.*

### VIBRATION ABSORBES IN TEXTILE MACHINES

*In this work, the vibration dampers that may be used to reduce forced vibrations occurring in the textile machinery are considered theoretically and the results are presented for discussion.*

#### 1. GİRİŞ

Her türlü dokuma makinaları, düz ya da yuvarlak örme makinaları ve iplik makinaları gibi kütlesi büyük makinalarda hareket ve güç iletimi gerçekleştiren çok sayıda mekanizma mevcuttur. Ayrıca günümüzün ekonomik koşulları, diğer makinalarda olduğu gibi tekstil makinalarının devir sayılarının da teknolojik koşullar elverdiğince çok yükseklere çıkartılmasını gerektirmektedir. Örneğin eskiden iğ devir sayısı 7000 d/dakika iken bugün 20000 d/d sınırına ulaşmış; hatta bu sınır aşılmıştır. Tekstil makinalarında hem yüksek devir sayılarında çalıştırılması hem de makinada kütle dengelenmelerinin tam yapılmaması sonucu veya makinanın çalışması esnasında ortaya çıkacak bilinmeyen sebeplerle dengelenmemiş kuvvetler ortaya çıkar. Söz konusu dengelenmemiş kuvvetler doğrudan tekstil makinalarının kendisinde etkili olacağı gibi, makinanın yerleştirildiği ortamda da etkisini gösterir. Dengelenmemiş kuvvetlerin ortaya çıkaracağı titreşimler tekstil makinası ve onun bulunduğu ortamda istenmeyen arıza ve dengesizliklere sebep olur. Bu arıza ve dengesizlikler, tekstil makinasının mafsal ve yataklarının bozulmasına, tekstil makinasının öngörülen düzgünlük kat-

sayısının büyümesine, üretim kalitesizliğine ve birim zamanda üretilen malın azalmasına kaynak oluşturur.

Tekstil makinasının yerleştirildiği ortamda, tekstil makinasının yakınında veya uzağında duvar ve taban çatlama sebepleri de yine dengelenmemiş kuvvetlerin ortaya çıkardığı zorlanmış titreşimlerdir. Ortaya çıkan zorlanmış titreşimler hissedilir veya hissedilmez etkileriyle tekstil makinası başında çalışan işçilerinde sinir sistemlerini bozar; onların ruhsal dengesini bozar ve bunun sonucu verim düşüklüğü ortaya çıkar. Titreşimlerin görüntülü tarzında ortaya çıktığı hallerde, gürültünün çalışanlar üzerindeki etkileri titizlikle araştırılmış ve bu konuda alınması gereken tedbirler belirlenmiştir. Bu araştırmalar sonucu insanların titreşim genliklerine duyarlılık değeri de bilinmektedir [Palavan, 1973].

Özellikle rezonans bölgesinde oldukça zarar verici bu titreşimlerin ortadan kaldırılması veya etkilerinin azaltılması gerekmektedir. Böylece karşılaşılan bu problemin çözümü ancak titreşimlerin teorik analizlerine dayandırılarak yapılabilir [Pasin, 1989]. Hassas cihaz ve diğer makinalarda olduğu gibi tekstil makinalarında da titreşimlerin etkisinin azaltılması tekstil makinasının zemine rijid olarak değil de elastik olarak yerleştirilmesi veya makinaya titreşim yutucu bir kütle eklenmesiyle mümkün olur. Dokuma makinalarının titreşim izolasyonu üzerine deneysel bir çalışma da mevcuttur [Peeken ve Casimir, 1989]. Bu çalışmada dokuma makinası tabanına etki eden düşey kuvvetlerin ölçümleri yapılmış ve ele alınan modele göre ortaya çıkan titreşim genlikleri sönüm elemanı da gözönüne alınarak belirlenmiştir.

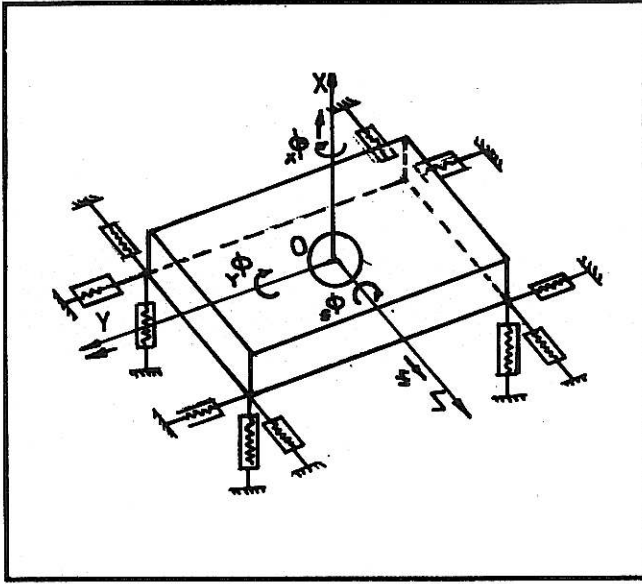
Bu makalede tekstil makinalarında dengelenmemiş kuvvetlerin etkisini azaltmak ve kuvveti dengelemek için titreşim absorberi teorik olarak ele alınacak ve uygulanabilirliği tartışılacaktır.

Bu makalede tekstil makinalarında dengelenmemiş kuvvetlerin etkisini azaltmak ve kuvveti dengelemek için titreşim absorberi teorik olarak ele alınacak ve uygulanabilirliği tartışılacaktır.

#### 2. TİTREŞİM ABSORBERİ

Titreşim absorberine ait uygulama örneğinden bazı literatürde söz edilmiştir [Hübner, 1957]. Fakat derinlemesine ele alındığı bir çalışmaya 1956 da yayınlanan bir makalenin dışında pek çok rastlanmamıştır [Lürenbaum, 1956]. Tekstil makinası ve zemine elastik olarak yerleştirilen betonun titreşim absorberi için en genel matematik model Şekil 1'de görülmektedir.

Sistem 6 serbestliklidir.



Şekil 1.

Uygulamadaki pratik önemi de gözönüne alınarak, 6 serbestlikli model yerine, hesaplamamız için Şekil 2'deki matematiksel model esas alınmıştır.

Burada  $m_1$  tekstil makinasının kütlesi ile elastik olarak zemine oturtulan betonun kütlesini temsil etmektedir.  $m_2$  ise titreşim yutucu olarak beton kütlesi içine yerleştirilmiştir. Böylece tesbit edilen kütle yan sistemin titreşim hareketinde OZ ekseninde dönme hareketi yaptığı OX ekseninde boyunca da ötelenildiği düşünülmüştür.

Matematik modelde titreşim absorberinin  $m_2$  kütlesi ile  $m_1$  kütlelerinin ağırlık merkezlerinin çakıştığı varsayılmış olup ağırlık merkezlerinin kütle kenarına uzaklıkları  $l_1, l_2, l_3$ , ve  $l_4$  olarak gösterilmiştir. Kütle - yay sisteminin kütle merkezi titreşim esnasında OX doğrultusunda  $x_1$  ve  $x_2$  kadar yer değiştirir ve OZ etrafında  $\theta_1$  ve  $\theta_2$  kadar dönmüş olsun (Şekil 3-a).

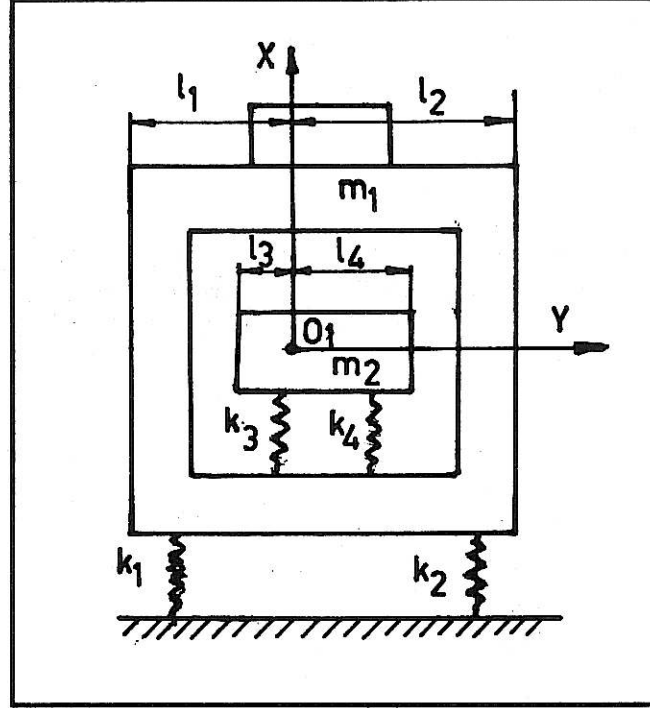
Tekstil makinasında dengelenmemiş kuvvet

$$F = F_0 e^{i\omega t} \dots \dots \dots (1)$$

ile temsil edilsin ve OX ekseninde doğrultusunda etki etsin. Burada  $i^2 = -1$ ,  $\omega$  kuvvetin dairesel frekansını,  $t$  zamanı, kuvvetin  $F_0$ 'da genliği göstermektedir.

Kütle - yay sisteminin gözönüne alınan bir konumunda (Şekil 3-b) sisteme etki eden kuvvetler ve  $O_1$  kütle merkezine göre bu kuvvetlerin momentlerinin

$$\Delta = \begin{vmatrix} -m_1\Omega + k_1 + k_2 - k_3 + k_4 & -k_3 - k_4 & -k_1 l_1 + k_2 l_2 & k_3 l_3 - k_4 l_4 \\ k_3 - k_4 & -m_2\Omega^2 + k_3 + k_4 & 0 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 \\ -k_1 l_1 + k_2 l_2 + k_3 l_3 + k_4 l_4 & k_3 l_3 - k_4 l_4 & -j_1\Omega^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 & -k_3 l_3^2 - k_4 l_4^2 \\ -k_3 l_3 - k_4 l_4 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 & 0 & -j_2\Omega^2 + k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2 \end{vmatrix} = 0 \dots \dots \dots (8)$$



Şekil 2. Titreşim absorberi için matematiksel model.

dengesi yazılarak

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2 - k_3 + k_4)x_1 - (k_1 l_1 - k_2 l_2)\theta_1 - (k_3 + k_4)x_2 + (k_3 l_3 - k_4 l_4)\theta_2 = F_0 e^{i\omega t} \dots \dots \dots (2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (k_2 + k_4)x_2 - (k_3 l_3 - k_4 l_4)\theta_2 + (k_3 - k_4)x_1 = 0 \dots \dots \dots (3)$$

$$j_1 \ddot{\theta}_1 + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)\theta_1 - (k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 l_3 - k_4 l_4)x_1 - (k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2)\theta_2 + (k_3 l_3 - k_4 l_4)x_2 = 0 \dots \dots \dots (4)$$

$$j_2 \ddot{\theta}_2 + (k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2)\theta_2 - (k_3 l_3 - k_4 l_4)x_2 - (k_3 l_3 + k_4 l_4)x_1 = 0 \dots \dots \dots (5)$$

hareket denklemleri elde edilir. Burada  $k_1, k_2, k_3$  ve  $k_4$  yay katsayılarını,  $J_1$  ve  $J_2$  ise  $m_1$  ve  $m_2$  kütlelerinin  $O_1$  dönme ekseninden geçen OZ eksenine göre kütle atalet momentlerini göstermektedir. Bu diferansiyel denklem sisteminin homojen çözümü için

$$x_1 = A_1 e^{i\omega t}, x_2 = B_1 e^{i\omega t} \dots \dots \dots (6)$$

$$\theta_1 = C_1 e^{i\omega t}, \theta_2 = D_1 e^{i\omega t} \dots \dots \dots (7)$$

olduğu varsayalım. Çözümün her birinin sıfırdan farklı olması için  $A_1, B_1, C_1$  ve  $D_1$ 'e ait katsayılar determinantı sıfır olmalıdır.

$$\begin{vmatrix} -m_1\Omega + k_1 + k_2 - k_3 + k_4 & -k_3 - k_4 & -k_1 l_1 + k_2 l_2 & k_3 l_3 - k_4 l_4 \\ k_3 - k_4 & -m_2\Omega^2 + k_3 + k_4 & 0 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 \\ -k_1 l_1 + k_2 l_2 + k_3 l_3 + k_4 l_4 & k_3 l_3 - k_4 l_4 & -j_1\Omega^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 & -k_3 l_3^2 - k_4 l_4^2 \\ -k_3 l_3 - k_4 l_4 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 & 0 & -j_2\Omega^2 + k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2 \end{vmatrix} = 0 \dots \dots \dots (8)$$

Bu koşuldan  $\Omega$  tabii frekansı hesaplanabilir.  $\Omega$  tabii frekansının dört değeri mevcuttur. Eğer  $k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = k, l_1 = l_2 = L_1$  ve  $l_3 = l_4 = L_2$  alınabilirse tabii frekanslar

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{kL_1^2}{J_1}}, \Omega_2 = \sqrt{\frac{kL_2^2}{J_2}}, \Omega_3 = \sqrt{\frac{2k}{m_1}}, \Omega_4 = \sqrt{\frac{2k}{m_2}} \dots \dots \dots (9)$$

olarak bulunurdu.

Şimdi zorlanmış titreşim için

$$x_1 = A_2 e^{i\omega t}, x_2 = B_2 e^{i\omega t} \dots \dots \dots (10)$$

$$\theta_1 = C_2 e^{i\omega t}, \theta_2 = D_2 e^{i\omega t} \dots \dots \dots (11)$$

çözümünü ele alalım.  $A_2, B_2, C_2$  ve  $D_2$  katsayıları için

$$(-m_1\omega^2 + k_1 + k_2 - k_3 - k_4)A_2 - (k_3 + k_4)B_2 - (k_1 l_1 - k_2 l_2)C_2 + (k_3 l_3 - k_4 l_4)D_2 = F_0 \dots \dots \dots (12)$$

$$(k_3 - k_4)A_2 + (-m_2\omega^2 + k_3 + k_4)B_2 + 0C_2 - (k_3 l_3 - k_4 l_4)D_2 = 0 \dots \dots \dots (13)$$

$$(-k_1 l_1 + k_2 l_2 + k_3 l_3 + k_4 l_4)A_2 + (k_3 l_3 - k_4 l_4)B_2 + (-J_1\omega^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)C_2 - (k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2)D_2 = 0 \dots \dots \dots (14)$$

$$-(k_3 l_3 + k_4 l_4)A_2 - (k_3 l_3 - k_4 l_4)B_2 + 0C_2 + (-J_2\omega^2 + k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2)D_2 = 0 \dots \dots \dots (15)$$

denklem sistemi elde edilir. Bu denklem sisteminde Cramer kuralı yöntemiyle  $A_2, B_2, C_2$  ve  $D_2$  çözümleri. Biz çözümlerin doğrudan kendisiyle değil de

$$\frac{x_1}{x_2} = \bar{x} \text{ ve } \frac{\theta_1}{\theta_2} = \bar{\theta} \dots \dots \dots (16)$$

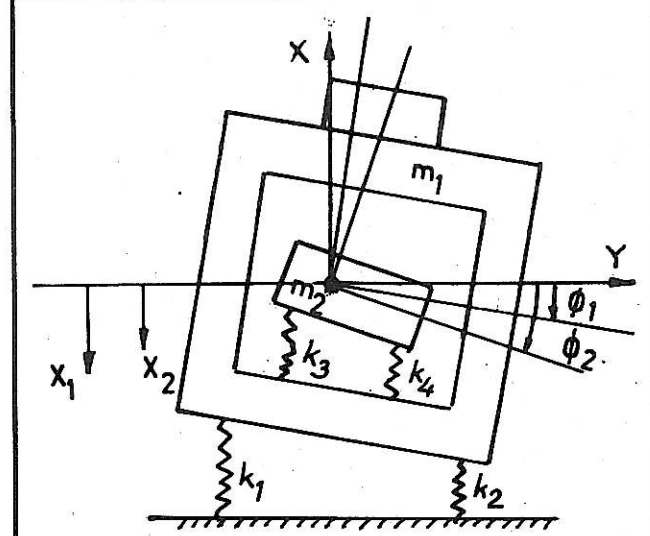
oranlarıyla ilgilenelim.

$$\bar{x} = \begin{vmatrix} F_0 & -k_3 - k_4 & -k_1 l_1 + k_2 l_2 & k_3 l_3 - k_4 l_4 \\ 0 & -m_2\omega^2 + k_3 + k_4 & 0 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 \\ 0 & k_3 l_3 - k_4 l_4 & -J_1\omega^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 & -k_3 l_3^2 - k_4 l_4^2 \\ 0 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 & 0 & -J_2\omega^2 + k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2 \end{vmatrix} \dots \dots \dots (17)$$

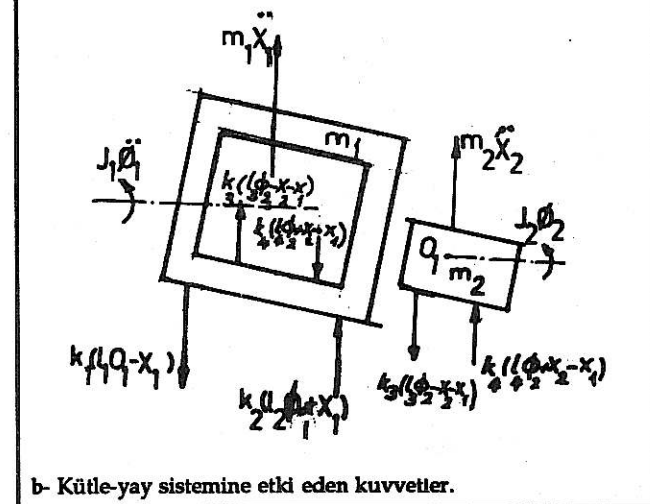
$$\bar{\theta} = \begin{vmatrix} -m_1\omega^2 + k_1 + k_2 - k_3 + k_4 & F_0 & -k_1 l_1 + k_2 l_2 & k_3 l_3 - k_4 l_4 \\ k_3 - k_4 & 0 & 0 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 \\ -k_1 l_1 + k_2 l_2 + k_3 l_3 + k_4 l_4 & 0 & -J_1\omega^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 & -k_3 l_3^2 - k_4 l_4^2 \\ -k_3 l_3 - k_4 l_4 & 0 & 0 & -J_2\omega^2 + k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2 \end{vmatrix}$$

$k_1 = k_2 = k, l_1, l_3 = l_4 = L_2, k_3 \neq k_4$  özel halinde

$$\bar{x} = \begin{vmatrix} -m_1\omega^2 + k_3 + k_4 & -L_2(k_3 - k_4) \\ -L_2(k_3 - k_4) & -J_2\omega^2 + L_2^2(k_3 + k_4) \\ -(k_3 = k_4)L_2 & -J_2\omega^2 + L_2^2(k_3 = k_4) \\ k_3 - k_4 & -L_2(k_3 - k_4) \end{vmatrix} \dots \dots \dots (17)$$



a- Kütle-yay sisteminin konumu.



b- Kütle-yay sistemine etki eden kuvvetler.

Şekil 3.

$$\bar{\theta} = \begin{vmatrix} F_0 & -k_3 - k_4 & -k_1 l_1 + k_2 l_2 & k_3 l_3 - k_4 l_4 \\ 0 & -m_2\omega^2 + k_3 + k_4 & 0 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 \\ 0 & k_3 l_3 - k_4 l_4 & -J_1\omega^2 + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 & -k_3 l_3^2 - k_4 l_4^2 \\ 0 & -k_3 l_3 + k_4 l_4 & 0 & -J_2\omega^2 + k_3 l_3^2 + k_4 l_4^2 \end{vmatrix} \dots \dots \dots (17)$$

(18) bağıntısından görüldüğü gibi  $x$  boyutsuz genliği yalnızca dinamik absorber ile ilgili parametrelere bağlıdır.

$(k_3 - k_4)J_2\omega^2 = 0$  şartı rezonans halini ifade eder. Çünkü bu durumda Tekstil makinasının genliği sonsuz olmaktadır. Bu



özel halde  $m_2$  kütleli dinamik absorberin  $m_1$  kütleli elastik tesbit edildiği yayların yay katsayılarının aynı alınmayacağı sonucu ortaya çıkmaktadır.

$$(-m_2\omega^2+k_3+k_4 [-J_2\omega^2+L_2^2(k_3+k_4)] - L_2^2(k_3-k_4)^2 = 0 \dots (20)$$

$$\begin{vmatrix} k_3-k_4 & -m_2\omega^2+k_3+k_4 & -k_3l_3+k_4l_4 \\ -k_1l_1+k_2l_2+k_3l_3+k_4l_4 & k_3l_3-k_4l_4 & -k_3l_3^2-k_4l_4^2 \\ -k_3l_3-k_4l_4 & -k_3l_3+k_4l_4 & -J_2\omega^2+k_3l_3^2+k_4l_4^2 \end{vmatrix} \dots(21)$$

$$\begin{vmatrix} +k_3-k_4 & -m_2\omega^2+k_3+k_4 & 0 \\ -k_1l_1+k_2l_2+k_3l_3+k_4l_4 & k_3l_3-k_4l_4 & -J_1\omega^2-k_1l_1^2-k_2l_2^2 \\ -k_3l_3-k_4l_4 & -k_3l_3+k_4l_4 & 0 \end{vmatrix}$$

elde edilir.

$$k_1=k_2=k, l_1=l_2=L_2, k_3 \neq k_4 \text{ ve } l_3=l_4=L_2$$

özel halinde rezonans şartı

$$(-J_1\omega^2+2kL_1^2) \begin{vmatrix} -(k_3+k_4)L_2 & -L_2(k_3-k_4) \\ (k_3-k_4) & -m_2\omega^2+k_3+k_4 \end{vmatrix} = 0 \dots(22)$$

olarak bulunur.

Bu durumda rezonansa geçme hali yalnızca  $m_2$  kütleli dinamik absorberin  $m_1$  kütleli elastik tesbit edildiği yayların yay katsayılarının aynı alınmayacağı sonucu ortaya çıkmaktadır.

$$\omega = \sqrt{\frac{2kL_1^2}{J_1}} \dots(23)$$

ve

$$(k_3+k_4)(-m_2\omega^2+k_3+k_4) - (k_3-k_4)^2 = 0 \dots(24)$$

şartlarının gerçekleşmesiyle genliği sonsuz olmaktadır.

### 3. TARTIŞMA

Tekstil makinalarının hemen hemen hepsinde dengelenmemiş kuvvetlerin tamamen ortadan kaldırılması mümkün olmadığından bunlardan kaynaklanan titreşimlerin gerek makinanın kendisine gerekse makinanın tesbit edildiği zemine etkisi mutlaka azaltılmalıdır. Bu çalışmada, tekstil makinasının rijid bağlandığı ve tekstil makinasından oldukça büyük bir beton kütle içine  $m_2$  kütleli bir titreşim absorberi yerleştirilerek teorik bir model düşünülüp sonuçlar yine teorik olarak elde edilmiştir. Hiç şüphesiz ki titreşim absorberi tekstil makinasında ortaya çıkacak dengelenmiş kuvvetlerin sonucu ortaya çıkan zorlanmış titreşimlerin genliğini azaltmakta hatta  $m_2$  kütleli dinamik absorberin yaylarının elastikliklerini uygun seçerek sıfır yapmak da mümkün görülmektedir. Sönüm elemanlarının dinamik absorbere yerleştirilmesi, çalışma bölgesinde titreşim

şartı,  $m_1$  kütleli genliğinin her t anında sıfır olması demektir.  $m_2, J_2$  ve  $L_2$  büyüklüklerine değiştirmek olasılığı mevcut değilse ve bu yay katsayıları arasında değişiklik yapılarak (21) şartı sağlanabilir. Diğer taraftan  $\bar{\omega}$  için

genliklerini rezonans bölgesi dahil azaltmaktadır. Bu çalışmada  $m_2$  kütleli yaylarla  $m_1$  kütleli tabanına tesbit edilmiş olarak düşünüldü. Uygulamada  $m_1$  kütleli dinamik absorberin  $m_2$  kütleli taşıyan bir çubuk ankastre olarak bağlanabilir. Turbo - jeneratörler de kütleli ankastre çubuk şeklindeki titreşim absorberi uygulanmaktadır.

Memleketimizdeki tekstil makinalarının titreşim analizi ne yazık ki yapılmamıştır. Hatta makinaların zemine tesbit tarzında da gerekli itinanın yeterince gösterildiği olasılığı da zayıftır. Teorik çalışmalarda tekstil makinalarında ortaya çıkan dengelenmemiş kuvvetin  $F = F_0 e^{i\omega t}$  tarzında olması da bir varsayımdır. Fakat böyle olması olasılığı da fazla gözükmemektedir. Varsayımdan hareket ederek bulunan teorik çözüm ve sonuçların uygulamada yüzde yüz doğru sonuç vremesi de beklenmemelidir. Zira tekstil makinası ve onun bulunduğu zemin fiziksel ortam olarak matematik modelle tipatıp aynı olması ancak bir raslantı sonucu ortaya çıkabilir. En doğru olanı fiziksel modeli esas olmak, bu fiziksel model üzerinde ölçümler olmak ve titreşim analizini yapmak gerekir. Bu teorik çalışmanın böyle bir çalışmaya ilk bakamak teşkil edeceği kanaatini taşımaktayım. Titreşim absorberi ile titreşim genlikleri düşürülmesi bile mümkün olabilmektedir.

### KAYNAKÇA

- HÜBNER, E. Technische schwingunglehre, Seite, 255, Springer - Verlag, 1957, Berlin.
- LÜRENBAUM K, Beitrag zur Dynamic der gefederten Maschinen gründung, VDI Zeitschrift, Bd. 98 Nr. 15, Seite 976, 980, 1956.
- PALAVAN S, Mekanik Titreşimler Dersleri, Sayfa 131, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, 1973 - İstanbul.
- PASİN F, Mekanik Titreşimler, Ders Notları, I.T.Ü. Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, 1989, İstanbul.
- PEEKEN, H, CASIMIR, F., Schwingungsisolierung von Webmaschinen, Melliand Textilberichte 3 / 1989, Seite 170, 173.

## Yoğunlaşma ve Verimlilik Çerçevesinde Bursa Tekstil Sektöründe Piyasa Yapısı\*

Güzin ERLAT  
Doç.Dr.

Orta Doğu Teknik Üniversitesi ANKARA

Bu çalışmada Bursa Tekstil Sektörünün yapısı, üretim aşamaları gözönüne alınarak, yoğunlaşma ve verimlilik ölçütleri çerçevesinde incelenmiştir. Bu üretim aşamalarından en yüksek yoğunlaşma oranına sahip olanlar, sırasıyla, elyaf-iplik, haşıl ve konfeksiyondur. Verimlilik ölçütleri ele alındığında ortaya çıkan sonuç, Bursa Tekstil Sektöründe "motor" olma işlevini yüklenen, verimliliği yüksek, sermaye yoğun teknoloji kullanan üretim aşamalarının başında elyaf-ipliğin geldiğidir. "19 ve daha fazla tezgaha sahip işyerleri" biçiminde tanımlanan Dokuma 4, hem kişi başına verimliliğinin en yüksek olduğu üretim aşaması olma özelliğine sahiptir, hem de sermaye yoğun tekniklerin kullanıldığı ve Bursa Tekstil Sektörü açısından önemli olan bir üretim aşamasıdır.

### CONCENTRATION AND PRODUCTIVITY IN BURSA TEXTILE INDUSTRY

In this study, we have investigated the structure of the Bursa Textile Sector, with respect to the stages of production involved, using concentration and productivity measures. The stages of production with the highest concentration ratio are fibers and thread, and ready-made garments, respectively. In terms of all the productivity measures, the production stage which has the highest productivity, which also uses capital intensive technology and, which is, thereby, the most dynamic of all, is fibers and thread. On the other hand, in terms of per capital productivity, the production stage Textile 4, which is defined as establishments with 19 or more looms and which uses capital intensive techniques, comes first and constitutes an important production stage for the Bursa Textile Sector.

\*TMMOB Makina Mühendisleri Odası tarafından 4-8 ARALIK 1989 tarihleri arasında düzenlenen Sanayi Kongresi'nde bildiri olarak sunulmuştur.

### 1. GİRİŞ

Bu araştırma Temmuz 1988-Şubat 1989 tarihleri arasında yapılan "Bursa Tekstil ve Hazır Giyim Sanayi Envanteri" çalışması çerçevesinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın amacı, adından da görülebileceği gibi, Bursa Tekstil Sektöründeki piyasa yapısını açıklamaya yöneliktir. Dolayısıyla, çeşitli yoğunlaşma ve verimlilik ölçütleri kullanılarak sektördeki ve bu sektörü oluşturan üretim aşamalarındaki piyasa yapısı belirlenmeye çalışılmıştır. Yoğunlaşmaya ilişkin veriler, envanter çalışması için Bursa'daki tüm işletmelere ilişkin sayım bilgilerinden, verimliliğe ilişkin veriler ise, örnekleme sonucu seçilen işyerlerine uygulanan "Satışlar ve Yatırım" anketlerinden elde edilmiştir.

İzleyen alt bölümlerde, ilkin verilere ilişkin bazı bilgiler verilecek, sonra yoğunlaşma ve verimlilik için çeşitli ölçütler kullanılarak, elde edilen bulgular ışığında sonuçlar yorumlanacaktır.

### 2. VERİLERE İLİŞKİN BAZI BİLGİLER

#### 2.1. Tam Sayıma İlişkin Olanlar

İlkin, bu ve bunu izleyen bölümlerde sıkça kullanacağımız, gözlem birimi olarak ele aldığımız "işyeri" kavramını açıklamakla işe başlayalım. Normalde "işyeri" diye anlaşılan birim, birden fazla üretim aşamasını bünyesinde bulundurmaktadır. Ancak, bu çalışmada amaç üretim aşamalarına ilişkin (elyaf, iplik, dokuma hazırlık vb. gibi) bilgi toplamak ve yorumlamak olduğu için, "işyeri" tanımı üretim aşamasına ilişkindir, yani normalde kullanılan işyeri kavramından farklıdır. Bu nedenle çalışmamızdaki "İşyeri" sayısı, Bursa'da gerçekte karşılaşılan işyeri sayısından daha büyük olacaktır. Örneğin, tüm işyerleri gözönüne alınarak yapılan tam sayımda, üretim aşamasına yönelik olarak taranan işyeri sayısı 5694 iken, Bursa'da normal tanım sözkonusu olduğunda karşılaşılabilecek işyeri sayısı 4189'dur. Bundan böyle, çalışmada "işyeri" kavramı üretim aşamalarına yönelik olarak kullanılacaktır.

İkinci olarak, ele aldığımız üretim aşamalarını ve işyeri sayılarını Tablo 1'de vereceğiz. Bu tablo, daha sonra, örnek seçimine de baz oluşturacaktır.

#### 2.2. Örneğe İlişkin Olanlar

Örnek hacmini belirlemeye çalışırken öncelikle Tablo 1'de verilen üretim akışını gözden geçirerek, aşağıda belirteceğimiz şekilde davranmanın uygun olacağına karar verdik.

-Elyaf ve ipliği birarada ele almak, ayrıca bu grubu örnekleme sokmayarak, işyerlerinin tümünü gözönünde bulundurmamak.

Birinci kararın gerisinde yatan neden şudur: Elyaf yapan beş işyerinden dördü aynı zamanda iplik de üretmektedir.