

## DOKUMA MAKİNALARINDA ELEKTRONİK ÇÖZGÜ SALMA MEKANİZMALARININ MATEMATİKSEL ANALİZİ

*Recep EREN\**  
*Gülcan ÖZKAN\**

**Özet:** Bu makalede, dokumada elektronik çözgü salma mekanizmalarının matematiksel analizi sunulmaktadır. Ağzılık açma ve tefe vurma işlemlerinden dolayı her makina devrinde ortaya çıkan periyodik bozucular göz önüne alınmamakta, periyodik olmayan bir bozucu olan çözgü levendi çapındaki azalmanın çözgü salma mekanizması performansına etkisi simülasyon yöntemi kullanılarak belirlenmektedir. Dolu leventten boş levende kadar çözgü gerginliği değişimi hesaplanmakta ve sonuçlar analiz edilmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Çözgü, Çözgü gerilimi, Çözgü levendi, Dokuma makinası, Elektronik çözgü salma mekanizması, Geri beslemeli kontrol sistemi.

### Mathematical Analysis of Electronic Let Off Motions in Weaving Machines

**Abstract:** In this paper, mathematical analysis of electronic let off motions in weaving is presented. The periodic disturbances which arise in each loom revolution due to shedding and bet up processes are not considered in this analysis. The effect of the decrease in warp beam diameter, which is a non-periodic disturbance, on the let off motion performance is determined using a simulation method. Warp tension change from full to empty beam is calculated and results are analysed.

**Key Words:** Warp, Warp tension, Warp beam, Weaving machine, Electric let-off motion, Feed-back control system.

## 1. GİRİŞ

Dokuma makinalarının fonksiyonel ünitelerinden birini oluşturan çözgü salma mekanizmaları, dokuma işleminin sürekliliği ve sabit atkı sıklığının eldesi bakımından büyük öneme sahiptir. Dokuma esnasında, çözgü gerginliği değişimini en aza indirmek ve levend çapındaki değişmeye rağmen gerginlik değerini istenen seviyede sabit tutarak çözgü ipliklerinin dokuma bölgesine beslenmesini sağlamak tamamen çözgü salma mekanizmasının performansına bağlıdır. Değişik dokuma sektörlerinde kullanılan çözgü salma mekanizmalarını negatif çözgü salma mekanizmaları, pozitif çözgü salma mekanizmaları ve yarı pozitif çözgü salma mekanizmaları olmak üzere üç grupta incelemek mümkündür. Bunlardan negatif ve pozitif çözgü salma mekanizmaları özel durumlar dışında çok kullanılmamaktadır.

Yarı pozitif çözgü salma mekanizmaları ise, mekanik ve elektronik yarı pozitif çözgü salma mekanizmaları olmak üzere iki bölümde incelenebilir. Mekanik-yarı pozitif çözgü salma mekanizmalarından kesikli mekanizmalar, tahrik sisteminde tırnak dişlisi kullanıldığı için levendi tek yönlü hareket ettirirken, sürekli mekanizmalar levendi iki yönlü de hareket ettirebilmektedir. İstenen gerginliğin ayarı yay kuvvetinin veya ağırlık kullanan sistemler için ağırlık miktarının veya yerinin ayarlanmasıyla yapılır. Levendin hareket miktarının ayarı ise, arka köprünün hareketini tahrik mekanizmasına ileten hareket iletim ünitesinin kazancının ayarlanmasıyla gerçekleştirilir (Eren, 1996).

Bundan sonraki bölümde, elektronik bir çözgü salma mekanizmasının çalışma prensibi ile levend çapındaki değişimin çözgü salma sisteminin davranışına etkisini inceleyen matematiksel bir analiz sunulacaktır.

\* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Tekstil Mühendisliği Bölümü, Bursa

## 2. ELEKTRONİK ÇÖZGÜ SALMA MEKANİZMALARININ ÇALIŞMA PRENSİBİ

Şekil-1’de, yük hücrelerine sahip elektronik bir çözgü salma mekanizması gösterilmiştir. (1) nolu silindir makina gövdesine döner mafsalla yataklanmış olup çözgü gerginliğinin etkisiyle kendi eksenine etrafında dönebilmektedir. (2) nolu silindir ise alt taraftaki ucuna yay bağlanmış olan ve (1) nolu silindirin eksenine etrafında dönebilen bir kolun diğer ucuna bağlı olup salınım hareketi yapabilmektedir. Burada çözgü gerginliği yay kuvveti tarafından değil bilgisayardan girilen ve yük hücrelerine etkiyen zorlamayı temsil eden bir sayı tarafından belirlenir. Yayın işlevi ise, arka köprünün çerçeve hareketi ve tefe vuruşundan dolayı salınım miktarını ayarlamaktır. Yaya bir ön gerginlik verilmesi durumunda, (1) nolu silindir ve kol ile birlikte salınım yapan (2) nolu silindir arasındaki çözgü tabakasının yatayla yaptığı açının değişmesi sonucu, (2) nolu silindire etkiyen çözgü gerginliğinin sebep olduğu momentin değişmesi aynı çözgü gerginliği değeri için yük hücrelerinden farklı çıkış sinyalleri elde edilmesine neden olmaktadır.

Çözgü gerginliğinin momenti salınım yapan kolu saat ibreleri yönünde döndürmeye çalışmaktadır. Kolun dengesi, yayın uzaması sebebiyle oluşan kuvvetin meydana getirdiği moment ile sağlanır. Çözgü gerginliğindeki bir değişim kolun farklı bir açısal pozisyonunda dengelenmesine sebep olur. Kolun pozisyonunun değişmesi kola bağlı olan yük hücrelerinde (load cell) kullanılan dirençlerin de boyut değiştirmesine neden olur. Yük hücreleri direncinde meydana gelen bu değişim bir Wheatstone köprü devresi yardımıyla çözgü gerginliğiyle orantılı olarak mV seviyesinde bir sinyale dönüştürülerek kontrol elemanına iletilir. Kontrol elemanında bazı değişikliklere maruz kalan kontrol elemanı çıkış sinyali tahrik ünitesine beslenir. Tahrik ünitesi, değişik tipteki elektrik motorlarından oluşmakta olup en yaygın kullanılan elektrik motorları, alternatif akım motorlarının (AC) yanında fırçalı doğru akım motorları, adım motorları ve fırçasız servomotorlardır. Tahrik ünitesi de, istenen çözgü gerginliğine ulaşmak için gereken çözgü salma miktarını sağlamak üzere çözgü levendini tahrik eden motorun hızını değiştirir (Eren, 1996).

## 3. ELEKTRONİK ÇÖZGÜ SALMA MEKANİZMASINA AİT MATEMATİKSEL İLİŞKİLER

Modelde, periyodik olmayan bozuculardan levent çapındaki değişimin sistemin davranışına etkisi incelenirken, birkaç tezgah devri için değil dokuma işlemi başından levent tamamen boşalınca kadar geçen süreç göz önüne alınmıştır. Çözgü gerginliği, her bir tezgah devrinde dokuma bölgesinde değişen çözgü uzunluğu ile kumaş çekme-çözgü salma miktarları arasındaki fark göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Ancak, dokuma işleminin başlangıcında dokuma işlemi boyunca sabit olan kumaş çekme miktarı (lkç) ile dokuma işlemi boyunca levent çapına bağlı olarak değişen olan çözgü salma miktarı (lçs) birbirine eşit alınırken çözgü levendi çapının sürekli değişmesine rağmen çözgü levendi ile (1) nolu silindir arasındaki serbest çözgü uzunluğunun değişmediği varsayılmıştır (Özkan, 1999).

$$lkç = \frac{n}{ns} \cdot 1,67 \cdot 10^{-4} \quad (1)$$

$$lçs = \omega_1 \cdot r(n) \quad (2)$$

n: tezgah devri (dev/dak)

ns: atkı sıklığı (atkı/cm)

$\omega_1$ : çözgü levendinin açısal hızı (rad/sn)

r(n): n. tezgah devrinde çözgü levendinin yarıçapı (m)

Toplam çözgü gerginliği değeri, tel başına çözgü gerginliği ile çözgü teli sayısının çarpımından elde edilmektedir. Dolayısıyla, çözgü gerginliği terimiyle toplam çözgü ipliklerinin gerginliği ifade edilmiştir. Her tezgah devrinde arka köprünün pozisyon değişimine bağlı olarak değişen çözgü miktarının hesaplanmasında, dokuma işleminin başlangıcında yatay pozisyonda bulunan arka köprü pozisyonu ( $\alpha_0$ ) referans olarak alınmaktadır. Sistem geri beslemeli bir otomatik kontrol sistemi olup, istenen değer istenen çözgü gerginliğine karşılık gelen bir sayı, ölçülen değer ise yük hücrelerinin bağlı olduğu kola etkiyen çözgü gerginliğinin yük hücrelerinde meydana getirdiği değişimi ifade eden bir sinyaldir. Dolayısıyla çalışma, çözgü salma işleminden başlayarak ölçülen sinyalin elde edilmesine kadar geçen süreci bir dizi denklem halinde sunmaktadır.



$L_0$ : Çözümlü levendi ile 1 nolu silindir arasındaki çözümlü uzunluğu (m)

$L_1$ : 1 ve 2 nolu silindirler arasındaki serbest çözümlü uzunluğu (m)

$b$ : 1 nolu silindirin yarıçapı (m)

$a$ : 2 nolu silindirin yarıçapı (m)

$x_k$ : Yük hücresinin bağlı olduğu kol uzunluğu (m)

$\alpha$ : Arka köprünün yatayla yaptığı açı ( $^\circ$ )

Buna göre, arka köprünün pozisyon değişiminden sonra çözümlü levendinden kumaş çizgisine kadar olan toplam serbest çözümlü miktarındaki değişim ise şu şekilde hesaplanır:

$$L_{n-1} = L_0 + L_1 + BG + x \quad (4)$$

$$L_n = L_0 + L_1 + AC + DE + x_2 \quad (5)$$

$$L_{\text{fark}} = L_n - L_{n-1} = (AC + DE - BG) + (x_2 - x) \quad (6)$$

Denklemlerde:

$$AC = b(\alpha_0 - \alpha_{n-1})$$

$$DE = a(\alpha_{n-1} - \beta - \phi)$$

$$BG = a(\alpha_0 - \beta) \text{ ve } \beta = \arctg\left(\frac{b-a}{L_1}\right) \text{ 'dir.}$$

$L_n$ : Arka köprünün pozisyon değiştirmesinden sonra çözümlü levendinden kumaş çizgisine kadar olan bölgede serbest çözümlü uzunluğu,

$L_{n-1}$ : Arka köprünün pozisyon değişiminden önce çözümlü levendinden kumaş çizgisine kadar olan bölgede serbest çözümlü uzunluğu,

$L_{\text{fark}}$ : Arka köprünün bir önceki pozisyonuna göre değişen çözümlü miktardır.

Herhangi bir tezgah devrindeki çözümlü gerginliği değeri, kumaş çekme ile çözümlü salma miktarları arasındaki farkın yanında arka köprünün pozisyon değişiminden kaynaklanan serbest çözümlü uzunluğundaki değişime bağlı olmaktadır. Buna göre, n. tezgah devri için yeni çözümlü gerginliği aşağıdaki gibi olur:

$$T_n = T_{n-1} + \left(\frac{\Delta L}{L_{n-1}}\right) E_\zeta \quad (7)$$

$$\Delta L = l_{k\zeta} - l_{\zeta s} + L_{\text{fark}} \quad (8)$$

$T_n$ : n. tezgah devri için çözümlü gerginliği değeri (N),

$T_{n-1}$ : n-1. tezgah devri için çözümlü gerginliği değeri (N),

$E_\zeta$ : çözümlü ipliği elastisite sabiti (N).

Arka köprünün bir önceki pozisyonuna göre aşağıya hareketi durumunda,  $L_{\text{fark}}$  kadar çözümlü uzunluğu çözümlü salma miktarına ilave olarak serbest bırakıldığından  $L_{\text{fark}}$  değeri negatif, arka köprünün bir önceki pozisyonuna göre yukarı yöndeki hareketi durumunda ise  $L_{\text{fark}}$  kadar çözümlü uzunluğu kumaş çekme miktarına ilave olarak çekilmiş olacağından  $L_{\text{fark}}$  değeri pozitif olacaktır.

Çözümlü gerginliğinin artması veya azalması durumunda çözümlü gerginliğinin momenti salınım yapan kolun dönmesine dolayısıyla kolun farklı bir açısal pozisyonda ( $\alpha_n$ ) dengelenmesine neden olmaktadır. Kolun dengesi ise, yayın boyutundaki değişimin meydana getirdiği moment ile sağlanmaktadır. Arka köprünün yeni pozisyonunda,  $T_{by}$  (yük hücresinin bağlı olduğu kola ( $x_k$ ) etkileyen bileşke gerginlik değeri) ve  $\alpha_n$  değerlerinin tespit edilebilmesi için,  $T_{by}$  değerini  $\alpha_n$ 'in bir fonksiyonu şeklinde ifade etmek gerekir. Bunun için o andaki çözümlü gerginliği değerlerini ( $T_n$ ), (2) nolu silindirin merkezine taşıyarak gerginliğin toplam yatay ( $T_x$ ) ve düşey ( $T_y$ ) bileşenlerinden  $T_{by}$  hesaplanırsa (Şekil-3):

$$\psi = \arctg\left(\frac{T_y}{T_x}\right) \text{ ise,}$$

$$T_{by} = (T_x^2 + T_y^2)^{1/2} \cdot \cos(\psi + \alpha_n - 90) \text{ elde edilir. } (T_{by} \perp x_k) \quad (9)$$

Bununla birlikte, herhangi bir tezgah devrinde belli bir  $T_n$  çözümlü gerginliği altında (1) nolu silindir merkezine ( $O_1$ ) etkileyen momentlerin toplamı sıfır olmalıdır.



$M_{O1} = 0$  ise;

$$T_{by} \cdot x_k + W \cdot x_k \cdot \cos \alpha_n - F_y \cdot \cos(\theta - 90 - \alpha_n) \cdot x_{k1} = 0 \quad (10)$$

$T_{by}$ : yük hücresinin bağlı olduğu kola ( $x_k$ ) etkiyen bileşke gerginlik değerinin kol eksenine göre dik bileşeni,

$F_y$ : yay kuvveti,

$x_{k1}$ : (1) nolu silindir ve yaya bağlı olan kolun uzunluğu ( $x_{k1}$ ),

$W$ : (2) nolu silindirin kütlesi.

Gerginliğin artması durumunda arka köprü aşağıya doğru hareket edeceğinden yay kuvveti artacaktır. Yeni durumda arka köprünün dengelendiği pozisyon için yay kuvveti:

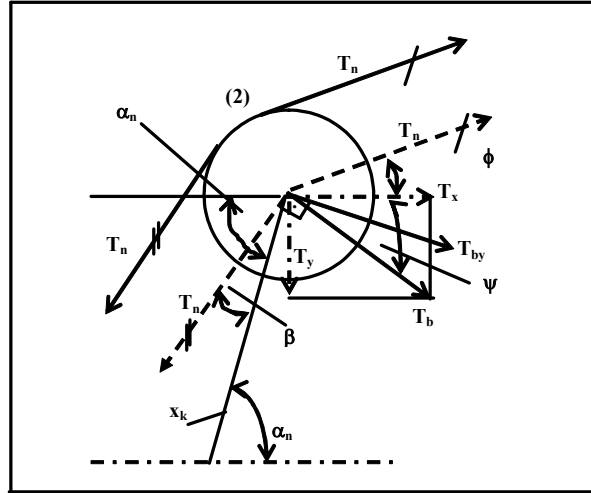
$$F_y = F_{\delta} + x_{k1} \cdot k_y \cdot \sin(\alpha_{n-1} - \alpha_n) \quad (11)$$

Çözümlü gerginliğinin düşmesi durumunda, arka köprü yukarıya doğru hareket edeceğinden arka köprünün bu pozisyonunda dengelenmesini sağlayan yay kuvveti daha düşük bir değere sahip olacaktır. Bu durum için yay kuvveti ise şu şekildedir.

$$F_y = F_{\delta} - x_{k1} \cdot k_y \cdot \sin(\alpha_n - \alpha_{n-1}) \quad (12)$$

Denklemlerde,  $F_{\delta}$  yaya verilen ön kuvvet olup yay elastik sabiti ( $k_y$ ) ile yayın uzama miktarının ( $x_{k_y}$ ) çarpımına eşittir.

Herhangi bir tezgah devrinde hesaplanan çözümlü gerginliği değerinin dokuma işlemi başında verilen  $T_0$  gerginlik değerine eşit olması durumunda ( $T_n = T_0$ ) arka köprü yatay konumda olup  $F_y = F_{\delta}$ 'dür.



Şekil 3.

Yük Hücresinin Zorlayan Çözümlü Gerginliği ( $T_{by}$ )

Çözümlü gerginliğindeki değişim yük hücresi tarafından elektriksel sinyale dönüştürülerek kontrol elemanına iletilmektedir. Kontrol elemanı, ölçülen çözümlü gerginliği değerini başlangıçta belirlenen ve işlem boyunca sabit olması istenen çözümlü gerginliği değeriyle karşılaştırır. İstenen ve ölçülen çözümlü gerginlikleri arasındaki fark ise hata sinyalini oluşturur.

$$e(t) = e_{ist} - e_{ölç} \quad (13)$$

$$e_{ölç} = T_{by} \cdot K \quad (14)$$

$$e_{ist} = T_{ist} \cdot K \quad (15)$$

$e(t)$ : hata sinyali

$T_{ist}$ : dokuma işlemi başlangıcında belirlenen istenen çözümlü gerginliği değeri

$e_{ist}$ : istenen çözümlü gerginliğine karşılık gelen sinyal

$K$ : yük hücresinin takılı olduğu kola etkiyen gerginliğin dik bileşenini gerginlikle orantılı olarak çıkış sinyaline dönüştüren yük hücresi orantı sabiti.

Hata sinyali seçilen kontrol elemanının özelliklerine bağlı olarak kontrol elemanı çıkış sinyaline dönüştürülür. Kontrol elemanının orantı etki (P) içermesi durumunda, hata sinyali orantı kazancı ( $K_p$ ) adı verilen bir sabitle çarpıldıktan sonra kontrol elemanı çıkış sinyali ( $m(t)$ ) elde edilir.

$$m(t) = K_p \cdot e(t) \quad (16)$$

Kontrol elemanının orantı+integral tipinde (PI) seçilmesi durumunda, kontrol elemanı çıkış sinyali toplam hata sinyalinin integral etki kazancı ( $K_i$ ) adı verilen bir sabitle çarpımı ve bu değere orantı etkinin ilave edilmesiyle elde edilir.

$$m(t) = K_i \int e(t) dt + K_p \cdot e(t) \quad (17)$$

Orantı+integral+türev etkinin birlikte kullanılmasıyla elde edilen PID denetimde ise kontrol elemanı çıkış sinyali aşağıdaki şekilde olur.

$$m(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \left( \frac{de}{dt} \right) \quad (18)$$

Burada  $K_d$ , türev denetim etki kazancıdır.

Kontrol elemanından elde edilen kontrol elemanı çıkış sinyali, çözümlendi tahrik ünitesine beslenmektedir. Tahrik ünitesi bölümünde, hız kontrol ünitesi ile birlikte DC servomotor ve bu motor tipine ilişkin bağıntılardan yararlanılmıştır (Hughes, 1990).

Kontrol elemanı çıkış sinyali ( $m(t)$ ), belli bir sabitle çarpıldıktan sonra DC motor armatür devresine beslenen voltaj değeri elde edilir.

$$V = m(t) \cdot K_k \text{ (Volt)} \quad (19)$$

DC motor armatür devresinden geçen akımın değeri ise aşağıdaki gibidir:

$$I = \left( \frac{V - E}{R} \right) \text{ (Amper)} \quad (20)$$

Denklemlerde;

$K_k$ : kontrol sinyalini kuvvetlendirmek amacıyla kullanılan sabit

$E$ : motor armatür devresinde motorun hızına bağlı olarak indirgenen emk değeri (Volt)

$R$ : motor armatür devresinin direnci (ohm)

$I$ : armatür devresinden geçen akım (Amper)

Motor armatür devresinde indirgenen emk ( $E$ ) değeri ve motor tarafından üretilen tahrik momenti ( $M_t$ ) ise kullanılan motora ilişkin motor sabitine ( $k_m$ ) bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$E = k_m \cdot \omega_m \text{ (Volt)} \quad (21)$$

$$M_t = k_m \cdot I \text{ (Nm)} \quad (22)$$

Motor miline etkiyen yük momenti ( $M_y$ ), o andaki çözümlendi gerginliği ( $T_n$ ) ve levent yarıçapı ( $r(n)$ ) değeri ile motor ve çözümlendi arasındaki dişli sistemine ait çevrim oranına ( $i$ ) bağlıdır.

$$M_y = \frac{T_n \cdot r(n)}{i} \quad (23)$$

Herhangi bir andaki motor hızı, motor tarafından üretilen tahrik momenti ve motor miline etkiyen yük momenti arasındaki farkla orantılı olacağından, yeni durumda motor hızı ( $\omega_{my}$ ) aşağıdaki gibi olacaktır:

$$\omega_{my} = \omega_m + \left( \frac{M_t - M_y}{I_{eyl}} \right) \cdot t \text{ (rad/sn)} \quad (24)$$

$t$ : bir tezgah devri için bir başka deyişle dokuma makinası ana milinin bir dönüşü esnasında geçen süre (sn)

$I_{eyl}$ : çözümlendi salma sisteminin motor miline indirgenmiş eylemsizlik momenti değeri ( $\text{kgm}^2$ )

$\omega_m$ : motorun bir önceki tezgah devrine ait açılma hızı (rad/sn)

(19)-(23) arasındaki denklemler (24) nolu denklemde yerine yazılırsa:

$$\omega_{my} = \omega_m + \left( \left( \frac{km \left( \frac{m(t).Kk - \omega_m.km}{R} \right) - \frac{Tn.r(n)}{i}}{I_{eyl}} \right) * t \right) \text{ elde edilir.} \quad (25)$$

Denklemden, motordan levend miline hareket iletiminin elastikiyeti ve yataklardaki sürtünmeler küçük olduğundan göz önüne alınmamıştır.

Çözümlenmiş hızı ise;

$$\omega_1 = \omega_{my}.i \text{ olur.} \quad (26)$$

Çözümlenmiş hızın dönüş miktarı ile levend yarıçapında meydana gelen değişim arasındaki ilişki, Tümer ve Bozdağ'ın aşağıda belirttiği gibi kabul edilirse:

$$\frac{dr}{d\theta} = \frac{d\zeta}{2} \quad (27)$$

dr: çözümlenmiş hız yarıçapında meydana gelen değişim miktarı

dθ: levend dönme miktarı (rad)

dw: çözümlenmiş ipliği çapı

Levend dönme miktarı dθ = ω<sub>1</sub>.t değerine eşit olup (26) nolu denklemde yerine yazılırsa:

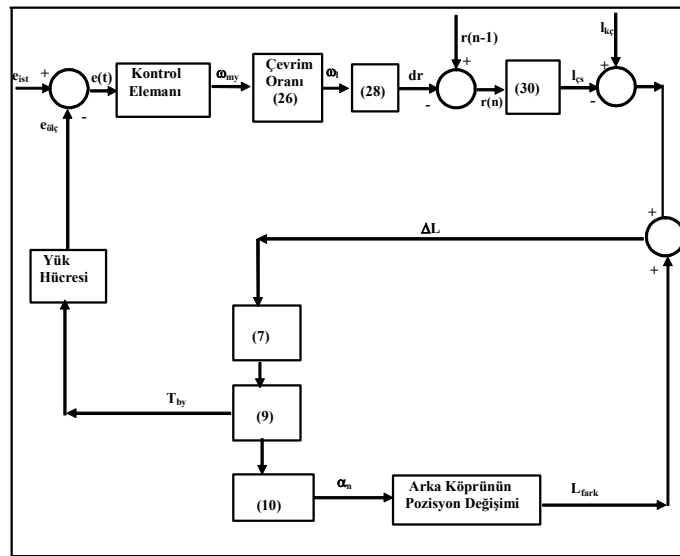
$$dr = \frac{d\zeta.\omega_1.t}{2} \text{ elde edilir.} \quad (28)$$

Son olarak, n. tezgah devri için çözümlenmiş hızın yarıçapı ve dokuma bölgesine serbest bırakılan çözümlenmiş miktarı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$r(n) = r(n-1) - dr \quad (29)$$

$$l_{cs} = \omega_1.r(n) \quad (30)$$

Böylece, modelin başlangıcında vermiş olduğumuz çözümlenmiş hız ifadesi elde edilmiş olur. Çalışma, bundan sonraki tezgah devirleri için buraya kadar verilen eşitlikleri kullanarak serbest çözümlenmiş hız uzunluğundaki değişimi, çözümlenmiş hız gerginliği değerini, yük hücrelerini zorlayan gerginlik değerini, yük hücreleri çıkış sinyali ile istenen çözümlenmiş hız gerginliğine bağlı olarak çözümlenmiş hızın hızını ve çözümlenmiş hız miktarını hesaplayarak bu işlemleri levend boşalınca kadar tekrarlamaktadır (Özkan, 1999).



Şekil 4.

Elektronik Çözümlenmiş Hız Sistemine Ait Blok Diyagramı

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Yukarıda verilen elektronik çözümlü salma mekanizmasına ait matematiksel analiz, her tezgah devrinde, başlangıçta belirlenen geometrik koşullar ( $L_0, L_1, L_2, \alpha_0, x_k, x_{k1}$ ), fiziksel büyüklükler ( $T_1, T_2, T_3, W, F_y$ ), makine ve kumaş parametreleri (makina devri, atkı sıklığı), motor ve kontrol elemanı sabitleri yardımıyla şekil-4'te gösterilen blok diyagramına göre dokuma bölgesine beslenen çözümlü miktarını ( $I_{qs}$ ), arka köprüde değişen serbest çözümlü uzunluğunu ( $L_{fark}$ ), çözümlü gerginliği değerini ( $T_n$ ), arka köprünün yeni pozisyonunu ( $\alpha_n$ ) ve istenen çözümlü gerginliğini sağlayacak şekilde çözümlü levendinin sahip olması gereken hızı ( $\omega_1$ ) hesaplamaktadır.

Bu bölümde, Borland C++ programlama dilinde hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla orantı(P), orantı+integral(PI) ve orantı+integral+türev (PID) denetim etkileri altında, arka köprünün belli bir pozisyonda sabitlendiği hareketsiz konumu ve arka köprünün salınımına izin verildiği hareketli konumu için çözümlü salma sisteminin istenen çözümlü gerginliği değerine ulaşması süresince gösterdiği davranış incelenmiştir.

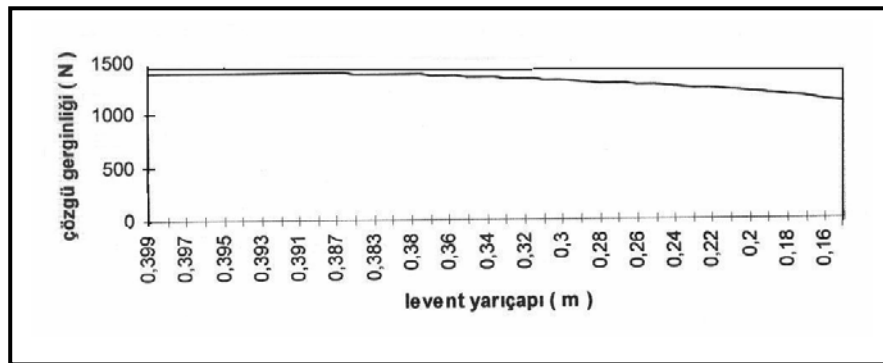
- $T_0$ : Dokuma başlangıcında verilen toplam çözümlü gerginliği  
 $T_{ist}$ : İstenen çözümlü gerginliği  
 $K_p$ : Orantı kontrol sabiti  
 $K_i$ : İntegral kontrol sabiti  
 $K_d$ : Türev kontrol sabiti  
 $\alpha_0$ : Arka köprünün başlangıçtaki pozisyonu

**Tablo 1.**

**Çözümlü Salma Sisteminin P Kontrol Etkisi Altında Çalışması Durumunda Başlangıç Koşulları**

Tezgah Devri (dev/dak)	Atkı Sıklığı (atkı/cm)	$T_0$ (N)	$T_{ist}$ (N)	Kontrol Organı Sabitleri			Arka Köprü Pozisyonu ( $\alpha_0$ )
				$K_p$	$K_i$	$K_d$	
500	20	1000	1400	25	0	0	80°

Şekil-5'te, kontrol organının sadece orantı etkiyi içermesi durumunda, levend tamamen boşalınca kadar gerginlik değerinin sürekli düştüğü gözlenmiştir. Levend yarıçapına bağlı olarak gerginlik değerindeki bu düşüş, orantı kontrol elemanının çalışabilmesi için sürekli bir hata sinyaline ihtiyaç göstermesinden kaynaklanmaktadır.



*Şekil 5.*

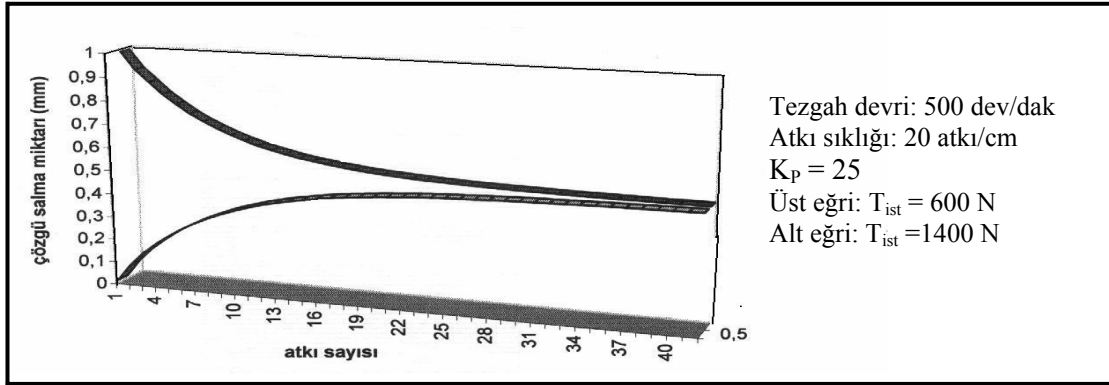
*Çözümlü Salma Sisteminin Arka Köprü Hareketli İken P Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözümlü Gerginliğinin Levend Yarıçapına Bağlı Olarak Değişimi*

Aynı koşullar altında, istenen çözümlü gerginliği değerinin başlangıçta verilen çözümlü gerginliği değerinden yüksek veya düşük tutulması durumunda çözümlü levendinin hızında, dolayısıyla çözümlü salma miktarında meydana gelen değişim şekil-6'da verilmiştir. İstenen gerginlik değerinin yüksek olması durumunda



(şekil-6, alt eğri,  $T_{ist} = 1400N$ ), kontrol ünitesinin çözgü levendi tahrik motorunun hızını ilk atkının atımından sonra hızlı bir şekilde düşürdüğü ve bundan sonraki tezgah devirlerinde de çözgü salma miktarını kumaş çekme miktarına eşit oluncaya kadar arttırdığı gözlenmiştir. Başlangıçta birbirine eşit olarak verilen çözgü salma ve kumaş çekme miktarı tekrar eşitlendiğinde çözgü gerginliği istenen değerine ulaşmaktadır.

İstenen çözgü gerginliği değerinin düşük olması durumunda (şekil-6, üst eğri,  $T_{ist} = 600N$ ), kontrol ünitesinin çözgü salma miktarını ilk atkı atımından sonra hızlı bir şekilde arttırdığı ve bundan sonraki tezgah devirlerinde de çözgü salma miktarı kumaş çekme miktarına eşit oluncaya kadar çözgü salma miktarını düşürdüğü gözlenmiştir.



Şekil 6.

Çözgü Salma Sisteminin Arka Köprü Hareketli İken P Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözgü Salma Miktarı Geçiş Periyodu

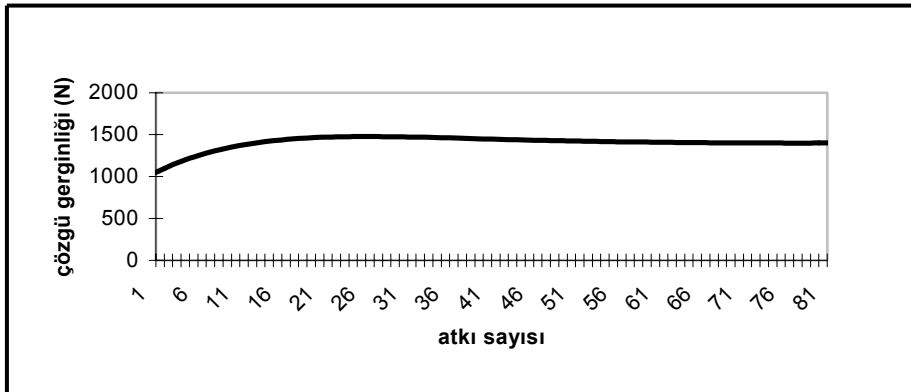
Tablo 2.

Çözgü Salma Sisteminin PI Kontrol Etkisi Altında Çalışması Durumunda Başlangıç Koşulları

Tezgah Devri (dev/dak)	Atkı Sıklığı (atkı/cm)	$T_0$ (N)	$T_{ist}$ (N)	Kontrol Organı Sabitleri			Arka Köprü Pozisyonu ( $\alpha_0$ )
				$K_p$	$K_i$	$K_d$	
500	20	1000	1400	25	1	0	80°

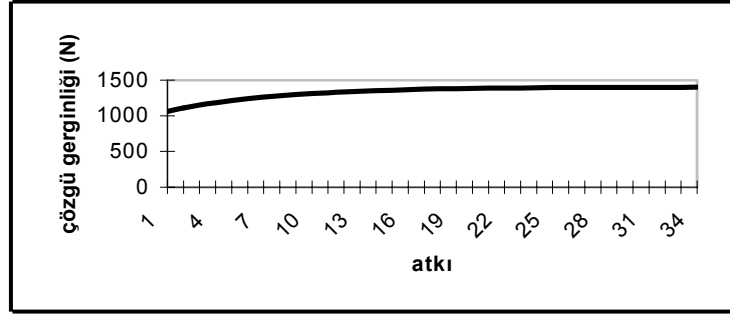
Tablo-2'deki veriler, şekil-7 ve şekil-8'de yer alan grafikler için başlangıç koşullarını içermektedir.

Kontrol organında orantı etkiye ilave olarak integral etkinin de kullanılması durumunda, sistem istenen çözgü gerginliği değerine arka köprünün hareketli pozisyonu için (PI denetim, şekil-8), arka köprünün salınımına izin verilmediği sabit pozisyonuna göre (PI denetim, şekil-7) daha yumuşak bir geçiş yaparak ulaşmıştır.



Şekil 7.

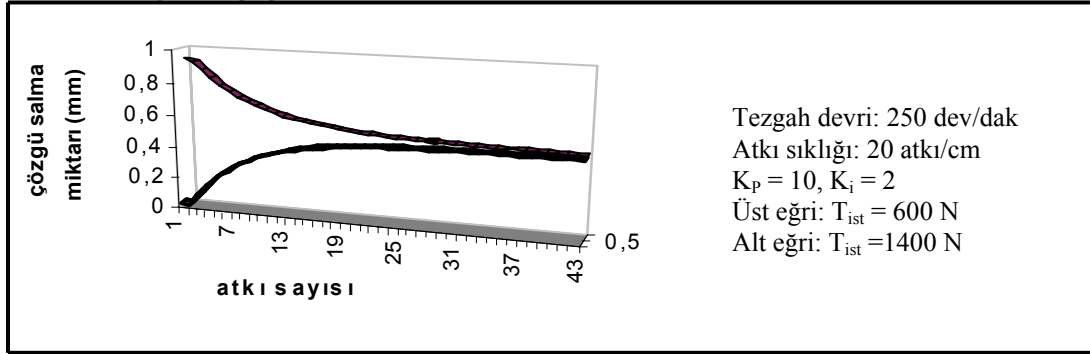
Çözgü Salma Sisteminin Arka Köprünün Sabit Pozisyonunda PI Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözgü Gerginliği Geçiş Periyodu



Şekil 8.

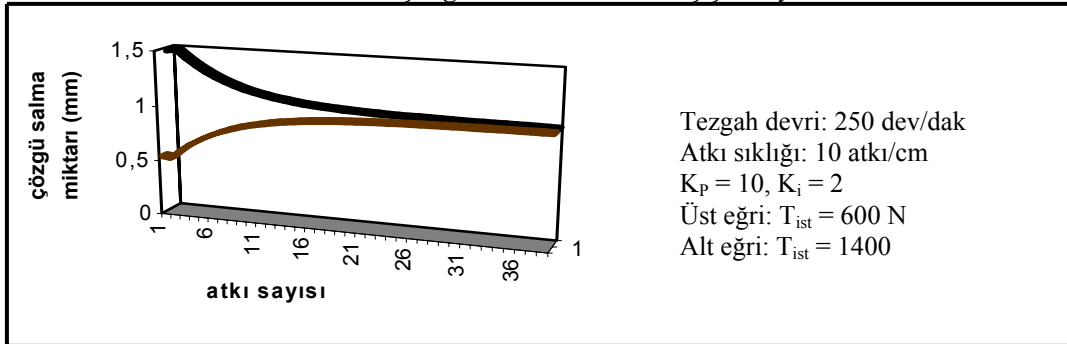
*Çözümlü Salma Sisteminin Arka Köprü Hareketli İken PI Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözümlü Gerginliği Geçiş Periyodu*

Şekil-9 ve Şekil-10, aynı tezgah devri (250 dev/dak) ve kontrol organı sabitleri ( $K_p = 10$ ,  $K_i = 2$ ) ve farklı atkı sıklıkları için (10 atkı/cm, 20 atkı/cm) PI denetiminde çözümlü salma miktarı geçiş periyodunu göstermektedir. Atkı sıklığının 10 atkı/cm seçilmesi durumunda çözümlü levendi tahrik motorunun başlangıçtaki hızı yaklaşık 120 dev/dak iken, atkı sıklığının 20 atkı/cm seçilmesi durumunda çözümlü levendi tahrik motorunun hızı 60 dev/dak'dır. Her iki durum için başlangıçta verilen istenen çözümlü gerginliği değerleri aynı olduğundan her iki durumda da ilk anda kontrol ünitesine beslenecek hata sinyali değerleri aynıdır. İki durum için de, aynı kontrol organı tipi kullanıldığından, kontrol ünitesi çıkışında elde edilen kontrol sinyali değeri aynı olmaktadır. Aynı koşullar altında elde edilen kontrol sinyalinin 60 dev/dak hıza sahip olan motorun hızında meydana getirdiği düşüş miktarı, 120 dev/dak hızla çalışan motorun hızında meydana getirdiği düşüş miktarından daha fazla olmaktadır. Bu, aynı koşullar altında daha yüksek sıklıkta çalışılması durumunda çözümlü salma miktarının değişim süresinin artmasına yol açmaktadır. Bu durum aynı hız ve gerginlik değerleri ile farklı sıklıklarda çalışılmasında çözümlü salma miktarının istenen aynı geçiş periyodunu gösterebilmesi için kontrol organı sabitlerinin de değiştirilmesinin uygun olduğunu gösterir. Özellikle atkı sıklığı arttıkça kontrol organı sabitlerinin, düşük atkı sıklığında kullanılan kontrol organı sabitlerinden daha düşük olması gerektiği görülmektedir.



Şekil 9.

*Çözümlü Salma Sisteminin Arka Köprü Hareketli İken PI Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözümlü Salma Miktarı Geçiş Periyodu*



Şekil 10.

*Çözümlü Salma Sisteminin Arka Köprü Hareketli İken PI Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözümlü Salma Miktarı Geçiş Periyodu*

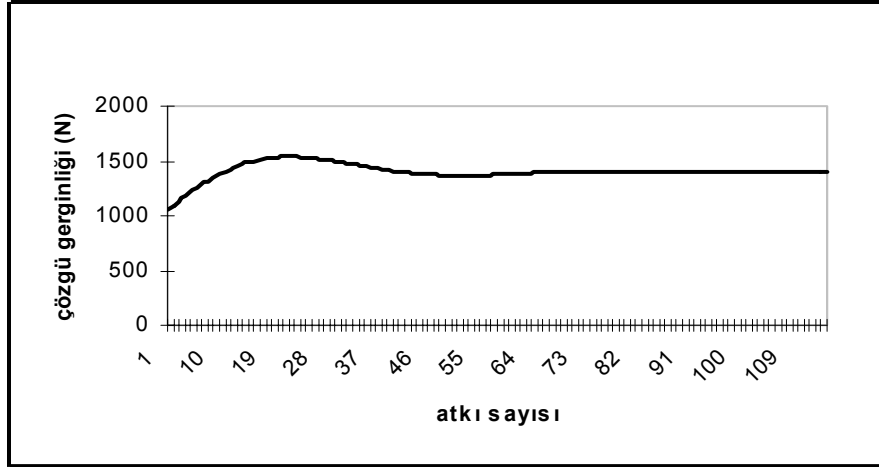
**Tablo 3.**  
**Çözgü Salma Sisteminin PID Kontrol Etkisi Altında Çalışması**  
**Durumunda Başlangıç Koşulları**

Tezgah Devri (dev/dak)	Atkı Sıklığı (atkı/cm)	$T_0$ (N)	$T_{ist}$ (N)	Kontrol Organı Sabitleri			Arka Köprü Pozisyonu ( $\alpha_0$ )
				$K_p$	$K_i$	$K_d$	
500	20	1000	1400	15	2	1	80°

Tablo-3'teki veriler şekil-11 ve şekil-12'de yer alan grafikler için gerekli başlangıç koşullarını içermektedir.

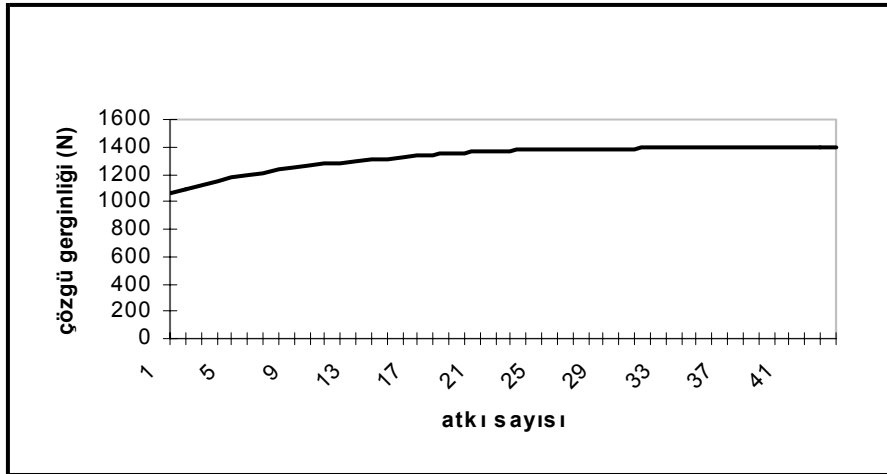
Şekil-11 kontrol organının PID etki içermesi durumunda arka köprünün sabit pozisyonu için sistemin gerginlik geçiş periyodunu göstermektedir. Kontrol organına türev etkinin ilavesiyle sistem istenen gerginlik değerine daha çabuk ulaşmasına karşın bir miktar salınımlı davranış göstererek kalıcı durumda istenen çözgü gerginliği değerine ulaşmıştır.

Şekil-12 ise aynı koşullar altında arka köprünün salınımlı hareketine izin verildiği durum için sistemin gerginlik geçiş periyodunu göstermektedir. Bu durumda PID denetim etkisinin hızlı ve sıfır hatalı çalışma etkisine ek olarak arka köprünün gerginlikteki artış veya azalmaya gösterdiği kompanse edici etkisinin de eklenmesiyle sistem hiçbir zaman istenen gerginlik değerini aşmamıştır. Sistem, istenen gerginlik değerine ulaşırken salınımsız, yumuşak bir geçiş göstermiştir.



Şekil 11.

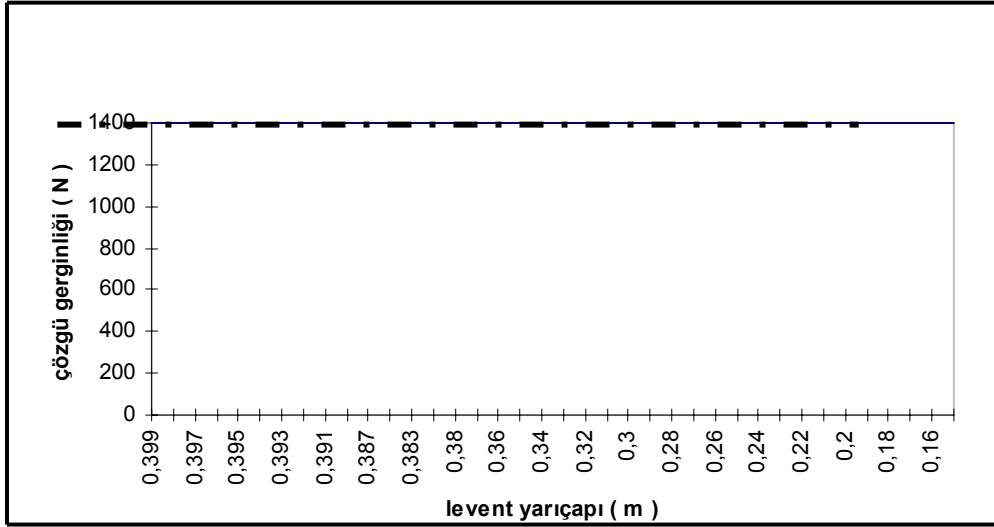
*Çözgü Salma Sisteminin Arka Köprünün Sabit Pozisyonunda PID Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözgü Gerginliği Geçiş Periyodu*



Şekil 12.

*Çözgü Salma Sisteminin Arka Köprü Hareketli İken PID Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözgü Gerginliği Geçiş Periyodu*

Şekil-13 ise, PID kontrol için gerginliğin levent yarıçapına bağlı olarak değişimini göstermektedir. Burada, levent tamamen boşalınca kadar P kontrol durumunda görülen gerginlik düşüşü PID kontrol durumunda ortaya çıkmamıştır.



Şekil-13.

*Çözgü Salma Sisteminin Arka Köprü Hareketli İken PID Kontrol Etkisiyle Çalışması Durumunda Çözgü Gerginliğinin Levent Yarıçapına Bağlı Olarak Değişimi*

## 5. SONUÇ

Geçmişten günümüze kadar dokuma makinalarının gelişim süreci boyunca çözgü salma mekanizmalarındaki gelişmeler dokunan kumaş kalitesinden beklenen standartları belirleyici rol oynamıştır. Esas olarak dokuma lewendinden çözgünün dokuma bölgesine sabit gerginlikle beslenmesini sağlayan çözgü salma mekanizmalarının atkı sıklığının kontrolüne de önemli etkisi bulunmaktadır. Kalite standartlarının gittikçe artması dolu leventten boş levende kadar çözgü gerginliğinin çok daha hassas bir şekilde yapılmasını gerekli kılmaktadır. Bu, dokunan kumaş özelliklerinin kumaş boyunca homojen olması açısından önemlidir.

Negatif çözgü salma mekanizmalarının potansiyel olarak sahip olduğu kısa, orta ve uzun periyotlu gerginlik değişimleri mekanik yarı-pozitif çözgü salma mekanizmalarına geçildiğinde geri beslemeli kontrol sistemi yapısından dolayı kısa, orta ve uzun periyotlu gerginlik değişimlerine karşı sistem, düzeltici etki üretmekte ancak dolu leventten boş levende kadar çözgünün beslenmesi esnasında bazı kalıcı gerginlik değişimleri ortaya çıkmaktadır. Bu gerginlik değişimleri kısmen arka köprünün geometrik tasarımı ile azaltılabilir. Mekanik yarı-pozitif çözgü salma mekanizmalarında azalan levent yarıçapına göre lewend açısı hızının artırılması arka köprünün kalıcı pozisyon değiştirmesi ile mümkün olur. Bu ise gerginlik ayar elemanı olan yayın boyunun değişmesine neden olur. Kalıcı gerginlik değişimlerinin diğer bir sebebi de budur. Bazı tasarımlarla bu gerginlik değişiminin giderilmesi için önlemler alınsa da, çözgü salma mekanizmasından en uygun performansı elde edebilmek amacıyla değişik dokuma koşulları için ayarların doğru ve bilinçli olarak yapılması gerekmektedir.

Artan makina hızlarında mekanik çözgü salma mekanizmalarının hareket iletim sisteminin atalet kuvvetleri ve sürtünme kuvvetlerinden dolayı performansı yetersiz kalmış ve bu yüzden çok daha iyi dinamik karakter gösteren elektronik çözgü salma mekanizmalarının kullanımına geçilmiştir. Elektronik çözgü salma mekanizmalarında gerginlik, ölçme ünitesinde(sensör) elektriksel sinyale dönüştürüldüğünden kontrol organı kolayca istenilen türde(orantı, orantı+integral, orantı+integral+türev) kullanmak ve tasarlamak mümkündür. Bu çalışmadaki matematiksel analiz sonuçlarının da gösterdiği gibi, orantı kontrol kullanılması durumunda, lewend çapı azaldıkça ölçülen çözgü gerginliği istenen değerinden sapma gösterir. Bu, düşük lewend çaplarında lewend motorunun daha hızlı çalışması için daha büyük bir hata sinyaline duyulan gereksinimden dolayıdır. Bunun sonucu olarak arka köprü pozisyonu dolu ve boş lewend çapları arasında bir miktar kalıcı olarak değişme gösterir. Kontrol organının orantı +integral veya orantı+integral+türev tipinde olması bu kalıcı gerginlik değişimini ortadan kaldırır. Dolayısıyla dolu leventten boş levende kadar

dokuma işlemi boyunca arka köprünün pozisyonunda (geçici değişimler hariç) kalıcı değişimler söz konusu olmaz. Bu durum arka köprünün geometrisindeki değişimlerin gerginlik üzerindeki etkisini ortadan kaldırır. Bunun yanında orantı, integral ve türev eleman kazançlarını ayarlayarak elektronik çözgü salma mekanizmalarından en uygun performansı elde etmek mümkündür.

Bu çalışmada göz önüne alınan çözgü salma mekanizması, yük hücresi ile gerginlik ölçme prensibini belirleyen tiptedir. Pratikte arka köprünün farklı tasarımlarıyla gerginlik ölçümü yapan yük hücreli çözgü salma mekanizmaları mevcuttur. Arka köprüye ilişkin geometrik ilişkilerdeki ve denge denklemlerindeki basit değişikliklerle bu çalışmada geliştirilen matematiksel analiz değişik elektronik çözgü salma mekanizmalarının matematiksel analizine uygulanabilir.

## 6. KAYNAKLAR

1. Bedini, R. and Taglia, A.D. (1979) A Model of the Warp Dynamics on Power Looms.
2. Eren, R. (1996) Dokuma Makinalarında Çözgü Salma Mekanizmalarının Gelişimi ve Atkı Sıklığının Kontrolü, Tekstil Maraton, 5, 31-39.
3. Hughes, A. (1990) Electric Motors and Drives. Department of Electrical and Electronic Engineering, University of Leeds, England, 72-75.
4. Özkan, G. (1999) Dokuma Makinalarında Elektronik Çözgü Salma Mekanizmalarının Matematiksel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü
5. Tümer, S.T. and Bozdağ M. (1986) Mathematical Description Of The Operation Of Positive Lett Off Motions, The Journal Of The Textile Institute, 1, 44-55.