

## Farklı Yükleme Tipleriyle elde Edilen Artık Gerilmelerin Dişli Zincir Mukavemetine Etkisi

**Adnan ÖZEL, Sadri ŞEN**

*Atatürk Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü,  
Erzurum-TÜRKİYE*

**Melih BELEVİ**

*Dokuz Eylül Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü  
İzmir-TÜRKİYE*

Geliş Tarihi 27.11.1996

### Özet

Zincirin, zincir dişlisi ile belirli bir süre temasta olup, belirli bir süre temasta olmaması ve özellikle zincir dişlilerden biri küçük olduğu durumda çokgen etkisi problemi, yorulmaya neden olmaktadır. Zincir baklaları değişik çeki gerilmelerine maruzdur. Dişli zincir baklalarının tasarımı çeki gerilmelerinin oluşturacağı yorulma bozulmalarını önleyecek şekilde yapılmalıdır.

Bu çalışmada dişli zincir baklasının şeklini değiştirmeden artık gerilmelerle mukavemetinin arttırılması araştırılmıştır. Değişik yükleme tipleriyle elde edilen en uygun artık gerilmeler belirlenmiştir. Çözümde sonlu eleman yöntemi kullanılmıştır. Bu çalışma sonucunda artık gerilmelerle dişli zincir baklasının mukavemetinin arttırılabileceği gözlenmiştir.

**Anahtar Sözcükler:** Dişli zincir, elasto-plastik, artık gerilme, sonlu eleman

## Effects of Residual Stresses Caused by Different Types of Loading on Silent Chain Strength

### Abstract

Engagement and disengagement of a chain with sprocket teeth results in fatigue loading, particularly when one of the sprockets is small, and the chordal action contributes to problem. Silent chain link plates are subjected to varying tension and, thus, must be designed to prevent tensile fatigue failure.

In this study, increasing the strength of a silent without changing link plate shape by residual stresses shape was investigated. The most convenient residual stresses obtained with different loading types were determined with the finite element method. As a result of this study, it was observed that the strength of silent chain links can be increased by residual stresses.

**Key Words:** Silent chain, elasto-plastic, residual stress, finite element

## Giriş

Günümüzde zincir dişliler, güç ve hareket iletim elemanı olarak yaygın olarak kullanılmaktadır. Çeşitli zincir tipleri içinde, yüksek hızlarda sessiz çalışmaları sebebiyle dişli zincirlerin kullanımı tercih edilmektedir. Gerek kuvvetlerin etkisi altında ve gerekse aşınmadan dolayı zincirde bir uzama oluşur. Bu uzama zincir taksimatını arttırır. Dişli zincirlerde, zincir taksimatı artmasına rağmen, zincir kendiliğinden dişli çarkı daha büyük bir bölüm dairesi üzerinde düzgün olarak kavrayarak çalışmasını sürdürürken, diğer zincir tipleri bu durumda düzgün olarak çalışamazlar (Akkurt, 1982).

Rulolu ve dişli zincirlerin işletme ömürleri oldukça fazladır. Yağlama iyi yapılırsa bu süre daha da uzayabilir. Zincirin, zincir dişlisi ile belli bir süre temasta olup, belli bir süre temasta olmaması ve özellikle zincir dişlilerden biri küçük olduğu durumda çokgen etkisi problemi, yorulmaya neden olmaktadır. Baklalar değişik çeki gerilmelerine maruzdur. Dişli zincir baklalarının tasarımı çeki gerilmelerinin oluşturacağı yorulma bozulmalarını önleyecek şekilde yapılmalıdır. Çeki artık gerilmelerinin azaltılmasının diğer bir yolu da dişli zincir baklası üzerinde bası artık gerilmeleri oluşturmaktır.

Artık gerilmeler; dış kuvvetler kaldırıldıktan sonra cismin içerisinde kalan gerilme sistemidir. Artık gerilmeler, düzgün olmayan plastik deformasyonlardan meydana gelir. Genel olarak, homojen olmayan deformasyonların oluşturduğu artık gerilmelerin işareti plastik şekil değiştirmelerin (artık gerilmeleri meydana getiren) işaretinin tersidir. Cismin içerisinde mevcut olan artık gerilme sistemi statik dengede olmak zorundadır. Şöyleki cismin herhangi bir düzlemi boyunca etki eden toplam kuvvet ve herhangi bir düzlemdeki kuvvetlerin toplam momenti sıfır olmalıdır. Artık gerilmeler yalnız elastik gerilmelerdir. Bir artık gerilmenin erişebileceği en büyük değer malzemenin akma gerilmesidir. Gerilme analizlerinde artık gerilmelerin gelişimi güzel uygulanan bir gerilmeyle aynı olduğu gözönünde bulundurulmalıdır. Şöyleki, bir bası artık gerilmesi, uygulanan çeki artık gerilmesinden cebirsel olarak çıkarılmalıdır ve bir çeki artık gerilmesi, uygulanan çeki gerilmesine ilave edilmelidir.

Artık gerilmelerin analitik metodlarla kesin olarak hesaplanması zordur. Bu yüzden artık gerilmeler genellikle çeşitli deneysel tekniklerle veya yaklaşık çözüm yöntemleriyle hesaplanabilir. Artık gerilmelerin hesaplanması nümerik bir çözüm

yöntemi olan sonlu eleman yöntemiyle yapılabilir. Sonlu eleman yöntemiyle artık gerilmelerin hesaplanması, elasto-plastik olarak elde edilen gerilmelerden, elastik gerilmelerin çıkarılmasıyla yapılır. Sonlu eleman yönteminde malzemenin elasto-plastik bölgedeki davranışını ifade edebilmek için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir (Yu, 1977; Owen ve Hinton, 1980; Zienkiewicz ve diğerleri, 1969). Bunlardan biri olan 'başlangıç gerilmesi' yöntemi, özellikle küçük plastik deformasyonların olduğu sistemlerde çok çabuk çözüm vermektedir. Çünkü bu yöntemde toplam direngenlik matrisi değişmemektedir.

Dişli zincir baklasında çentik bölgesindeki çeki gerilmelerini azaltmak için çentiğin aşağıya çekilmesi ve yarı çapının büyütülmesi gerekir (Pıhtılı ve Sayman, 1991). Bu da dişli zincir baklasının şeklini değiştirmek demektir. Şekli değiştirmeden mukavemeti arttırmak için çentik bölgesinde bası artık gerilmeleri oluşturmak en uygun yoldur (Özel, 1993, Özel ve Belevi, 1994). Artık gerilmelerle çeşitli makine elemanlarında mukavemetin arttırılabileceği bilinmektedir (Topçu ve Sayman, 1991; Karakuzu, 1992, Karakuzu ve Sayman, 1994).

Bu çalışmada, dişli zincir baklasının şeklini değiştirmeden artık gerilmelerle baklanın mukavemetinin arttırılıp, arttırılamayacağı ve değişik yüklemelerle elde edilen artık gerilmelerin hangisinin daha uygun olduğu araştırılmıştır. Çözümler sonlu eleman yöntemiyle yapılmıştır. Elasto-plastik ve artık gerilmelerin bu yöntemle hesap edilebilmesi için bilgisayar programı geliştirilmiştir.

## Sonlu Eleman Yöntemiyle Elasto-Plastik ve Artık Gerilme Analizi

Elasto-plastik gerilmelerin hesaplanabilmesi için öncelikle

$$\{R\} = [K]\{\delta\} \quad (1)$$

denklemini çözülür. Burada  $\{R\}$  dış kuvvetler vektörü,  $[K]$  simetrik toplam direngenlik matrisi,  $\{\delta\}$  düğümlerin yer değiştirme vektörünü göstermektedir.  $[K]$  toplam direngenlik matrisini elde etmek için;

$$k^e = t_e \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [C] [B] \det J dr ds \quad (2)$$

eşitliğiyle her eleman için direngenlik matrisi oluşturulur ve bunlar gerekli şekilde üst üste



Başlangıç gerilmelerine karşılık gelen yüklemeyi bulmak için aşağıdaki ifade kullanılır.

$$\{F\}_{\sigma_{fi}} = \int_V [B]^T \{\sigma_0\}_i dV \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (13)$$

İlk iterasyon için  $F_{\sigma_{fi}}$  hesaplanır ve dış kuvvetler üzerine eklenir. Toplam direngenlik matrisi değiştirilmeden yeniden çözüm yapılır.

$$\{\delta\}_i = [K]^{-1} \{F\}_m \quad (14)$$

Burada  $\{F\}_m = \{R\} + \{F\}_{\sigma_{fi}}$  dir İterasyona,  $\{\delta\}_i$  ile  $\{\delta\}_{i+1}$  arasındaki fark belirli bir yaklaşım kriterine ulaşmaya kadar devam edilir. İterasyon bitiminde yer değiştirme vektörü

$$\{\delta\}_n = [K]^{-1} \{F\}_m \quad (15)$$

dir. Sonuçta  $\delta_n$ 'e karşılık gelen elasto-plastik  $\{\sigma\}_n$  gerilmeleri aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$\{\sigma\}_n = [C][B]\{\delta\}_n - \{\sigma_0\}_i \quad (16)$$

Artık gerilmeler aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$\{\sigma\}_{ag} = \{\sigma\}_n - \{\sigma\}_e \quad (17)$$

Burada  $\{\sigma\}_e$  eşitlik (1,3 ve 4)'ten elde edilen lineer elastik gerilmelerdir.

## Problemin Tanımı

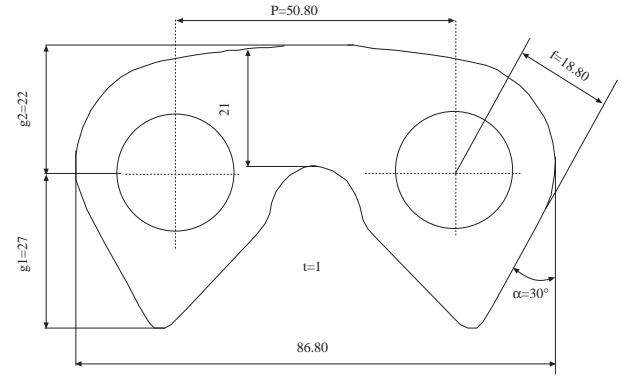
### Problemde Kullanılan Dişli Zincir Baklasının Boyutları

Dişli zincirler için standart boyutlar DIN 8190, ASA B 29.2, TS 2755'de verilmiştir. Dişli zincirlerin sınıflandırması hatvelerine göre yapılır. Bu çalışmada hatvesi 2 in. (50.8 mm) olan dişli zincir baklası kullanılmıştır. Dişli zincir baklasında standart boyutlar; hatve (p), pim deliğiyle alt kısım arasındaki uzaklık ( $g_1$ ), pim deliğiyle üst kısım arasındaki uzaklık ( $g_2$ ), dişli baklası yan yüzeyiyle ile pim deliği merkezi arasındaki dik uzaklık (f), ve iç açı ( $\alpha$ )'dır. Bu boyutlar Şekil 2 üzerinde verilmiştir. Şekil üzerindeki tüm boyutlar mm'dir.

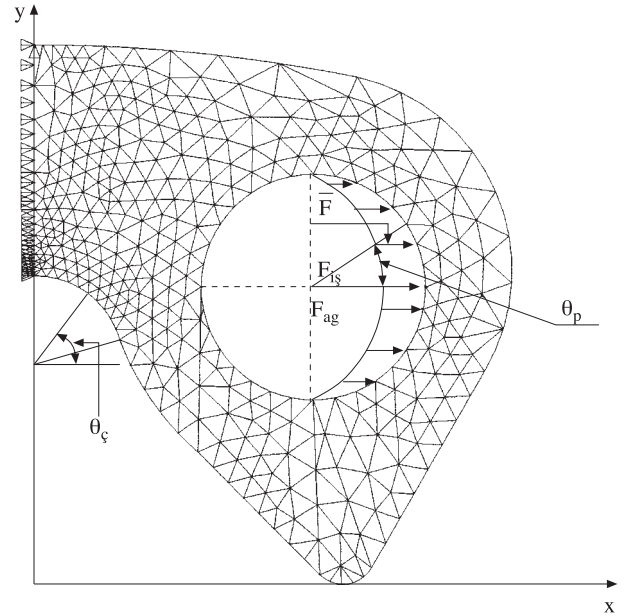
### Dişli Zincir Baklasının Elemanlara Ayrılması

Bu çalışmada iki ayrı yükleme durumu için çözüm yapılmıştır. Bu çözümlere uygun olan elemanlara ayırma işlemi Şekil 3 ve 4' de verilmiştir. Birinci tip yüklemde pim deliklerinden çeki yükü uygulanacağı için pim deliği gösterilmiştir. İkinci tip

yükleme kama ile yapıldığından modelde sürekliliği sağlamak için pim deliksiz model oluşturulmuştur. Pim delikleri mukavemet arttırma işleminden sonra açılacaktır.



Şekil 2. Dişli zincir baklası boyutları



Şekil 3. Birinci tip yükleme durumu

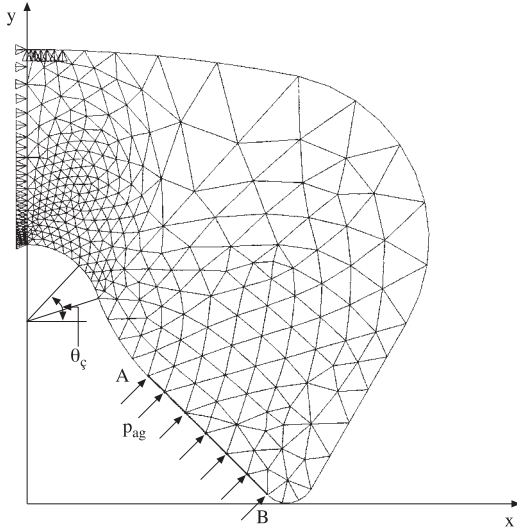
Çözümlerde 6 noktalı izoparametrik üçgen eleman kullanılmıştır. Problem düzlem gerilme olduğu için her düğüm iki sebestlik derecesine (u,v) sahiptir. Birinci tip yüklemde, 670 eleman, 1140 düğüm ve ikinci tip yüklemde, 567 eleman, 1190 düğüm kullanılmıştır. Çentik bölgesi kritik bölgedir. Bu bölgede gerilmeleri hassas olarak elde etmek için,

bu kısımda daha küçük boyutlu elemanlar kullanılmıştır.

### Sınır Koşulları

Yükleme ve modelin geometrisi y-eksenine göre simetriktir. Bu nedenle y-ekseni üzerinde bulunan noktaların u-yer değiştirmeleri sıfır olarak alınmıştır. Birinci tip yüklemde ayrıca problemi tanımlı kılmak için uygun bir noktanın v-yer değiştirmesinin olmadığı kabul edilmiştir (Şekil 3).

İkinci tip yükleme kama ile açma işlemine karşılık geldiğinden, simetri yanında, dişli zincir baklasının üst kısmının y-doğrultusundaki hareketinin belirli bir kısımda sınırlandırılması gerekir. Buna uygun olarak baklanın üst kısmının Şekil 4'de gösterilen düğümlerinin v-yer değiştirmeleri sıfır olarak alınmıştır.



Şekil 4. İkinci tip yükleme durumu

### Dış Kuvvetler

#### İşletme Sırasında Etki Eden Dış Kuvvetler

Çözümlerde işletme kuvveti olarak bir dişli zincir baklası ve  $t=1$  mm için  $F_{i\delta} = 586$  N olarak alınmıştır. Pim deliğine etki eden dış kuvvetler (Şekil 3), düğümlere aşağıdaki eşitlikle dağıtılmıştır.

$$\bar{F} = \frac{2F_{i\delta} \cos\theta_p}{r} \quad (18)$$

$F_{i\delta}$  = İşletme kuvveti  $r$  = Pim deliği çapı  $\theta_p$  =

Düğüm açısı  $\bar{F}$  = Düğüm kuvveti  $t$  = et kalınlığı

### Artık Gerilme Elde Etmek İçin Uygulanan Dış Kuvvetler

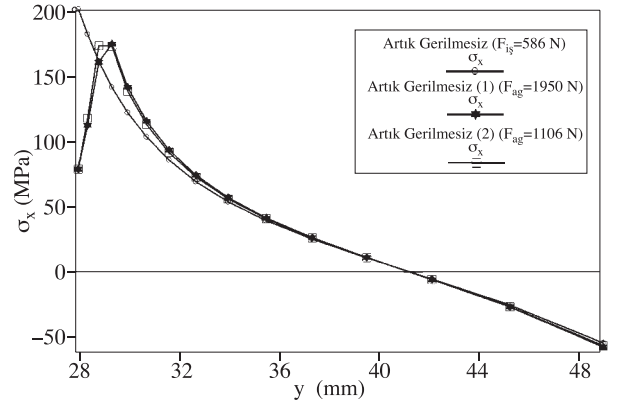
Çözümü yapılan iki ayrı tip yüklemde, birinci tip yüklemde, (Şekil 3), pim deliğinden çeki yüklemesi yapılmıştır. Bu yüklemde artık gerilmenin elde edilmesi için uygulanan bileşke kuvvet ( $F_{ag}$ ) eşitlik (18)'de  $F_{i\delta}$  yerine  $F_{ag}$  yazılarak düğümlere dağıtılmıştır. Bu yüklemde 6 farklı kuvvet uygulanmıştır. ( $F_{ag1} = 1800$  N,  $F_{ag2} = 1950$  N,  $F_{ag3} = 2100$  N,  $F_{ag4} = 2250$  N,  $F_{ag5} = 2400$  N,  $F_{ag6} = 2650$  N).

İkinci tip yükleme, (Şekil 4), kamayla açma işlemine eşdeğer olacak şekilde (A-B) hattına düzgün yayılı yüklem ( $p_{ag}$ ) şeklinde yapılmıştır. İkinci tip yüklemde de çentik en üst noktasında ( $\theta_c = 90^\circ$ ) birinci tip yüklemeyle aynı  $\sigma_x$  artık gerilmesini veren 6 farklı kuvvet uygulanmıştır ( $F_{ag1} = 1022$  N,  $F_{ag2} = 1106$  N,  $F_{ag3} = 1190$  N,  $F_{ag4} = 1280$  N,  $F_{ag5} = 1357$  N,  $F_{ag6} = 1530$  N).

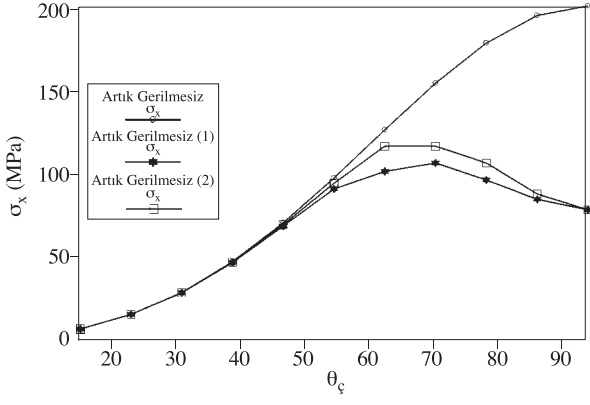
### Kullanılan Malzemenin Mekanik Özellikleri

Malzemenin mekanik özellikleri deneysel olarak saptanmıştır.

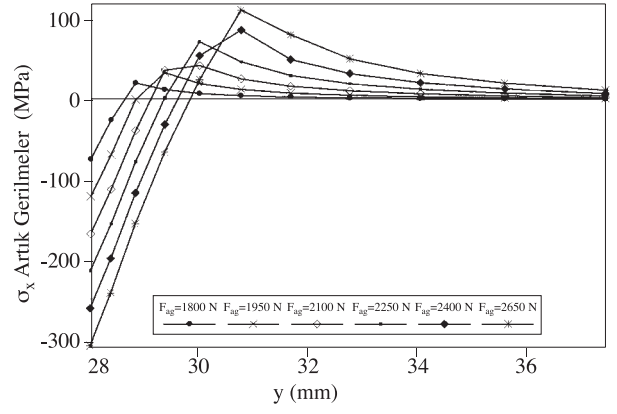
$$\begin{aligned} \sigma_{ak} &= 480 \text{ MPa} & K &= 1985 \text{ MPa} \\ \sigma_0 &= 380 \text{ MPa} & n &= 0.564 \text{ MPa} \end{aligned}$$



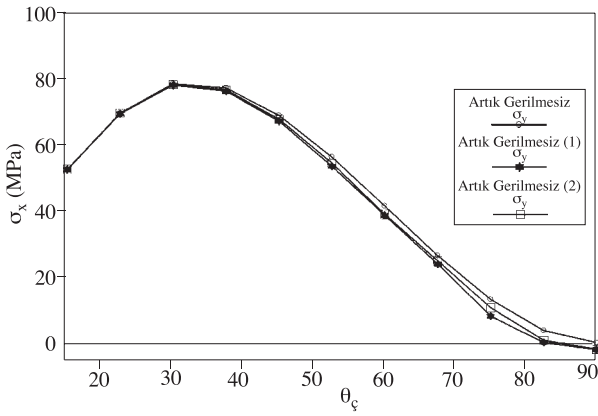
Şekil 5. Artık gerilmesiz ve artık gerilmeli işletme durumunda y-ekseni boyunca  $\sigma_x$  gerilme dağılımı.



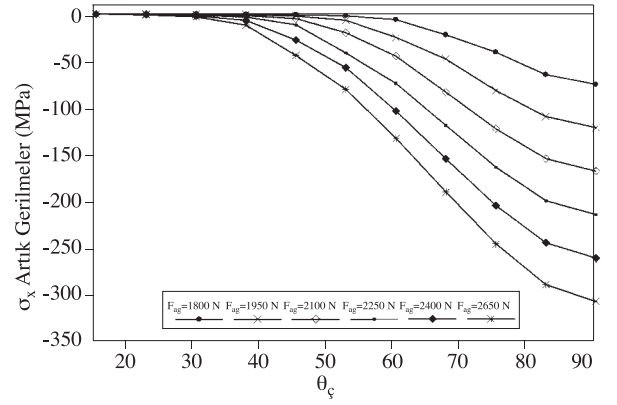
Şekil 6. Artık gerilmemiş ve artık gerilmeli işletme durumunda çentik bölgesindeki  $\sigma_x$  gerilme dağılımı.



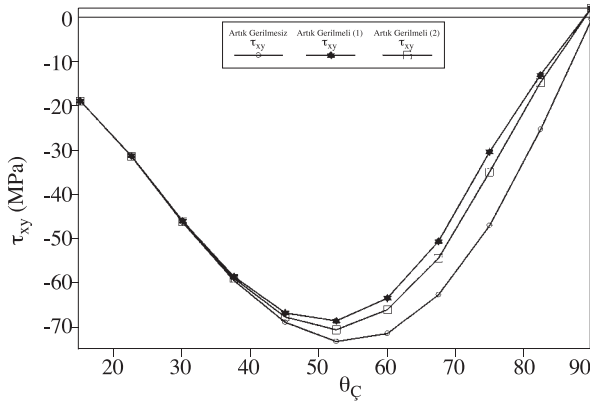
Şekil 9. Birinci tip yüklemde farklı kuvvetler için y-ekseni boyunca  $\sigma_x$  gerilme dağılımı.



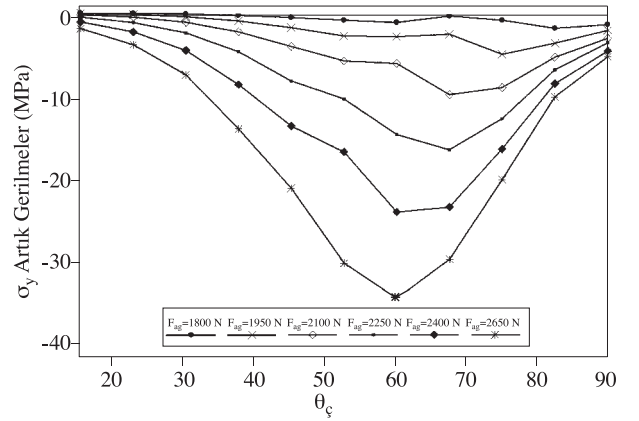
Şekil 7. Artık gerilmemiş ve artık gerilmeli işletme durumunda çentik bölgesindeki  $\sigma_y$  gerilme dağılımı.



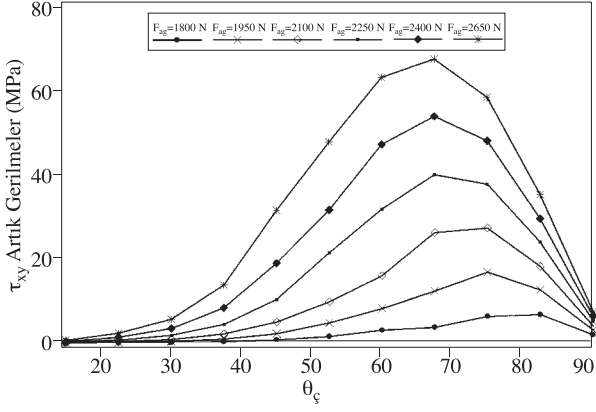
Şekil 10. Birinci tip yüklemde farklı kuvvetler için çentik bölgesinde  $\sigma_x$  gerilme dağılımı.



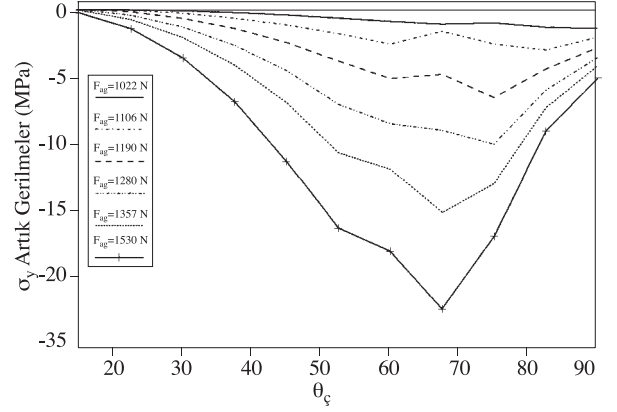
Şekil 8. Artık gerilmemiş ve artık gerilmeli işletme durumunda çentik bölgesindeki  $\tau_{xy}$  gerilme dağılımı.



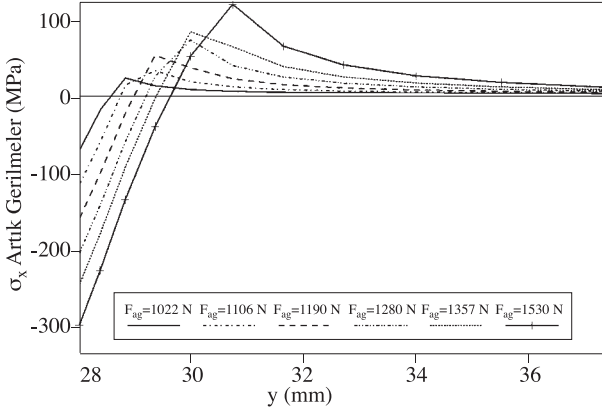
Şekil 11. Birinci tip yüklemde farklı kuvvetler için çentik bölgesinde  $\sigma_y$  gerilme dağılımı.



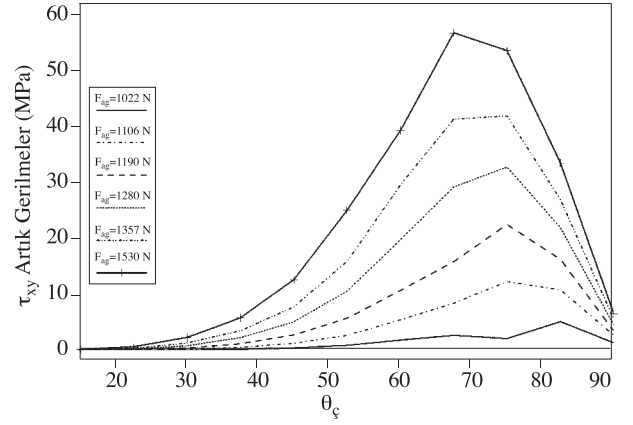
Şekil 12. Birinci tip yüklemde farklı kuvvetler için çentik bölgesinde  $\tau_{xy}$  gerilme dağılımı.



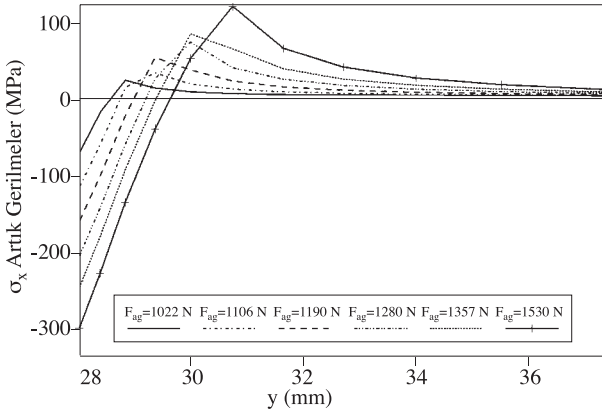
Şekil 15. Birinci tip yüklemde farklı kuvvetler için çentik bölgesinde  $\sigma_y$  gerilme dağılımı.



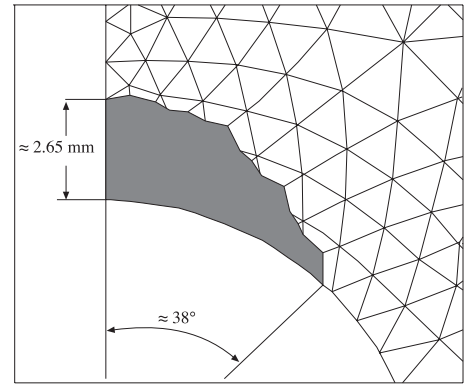
Şekil 13. İkinci tip yüklemde farklı kuvvetler için y-ekseni boyunca  $\sigma_x$  gerilme dağılımı.



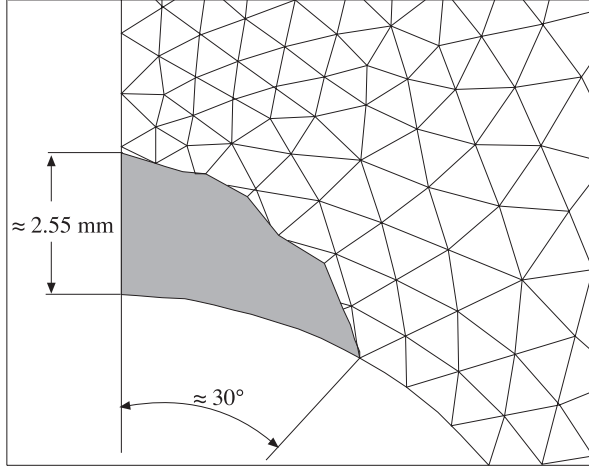
Şekil 16. İkinci tip yüklemde farklı kuvvetler için çentik bölgesinde  $\tau_{xy}$  gerilme dağılımı.



Şekil 14. İkinci tip yüklemde farklı kuvvetler için çentik bölgesinde  $\sigma_x$  gerilme dağılımı.



Şekil 17. Birinci tip yüklem ve  $F_{ag} = 2650$  N için plastik bölge dağılımı



Şekil 18. İkinci tip yükleme ve  $F_{ag} = 1530$  N için plastik bölge dağılımı

### Sonuçlar ve Tartışma

Birinci ve ikinci tip yüklemenin karşılaştırmasının yapılabilmesi için, çentik en üst noktasındaki ( $\theta_C = 90^\circ$ ) artık gerilme değerlerinin yaklaşık olarak aynı olması referans alınmıştır. Çözümlerde bakla kalınlığı  $t=1$ mm olarak kabul edilmiştir.

Dişli zincir baklası için; Şekil 5’de y-ekseni boyunca ve Şekil 6’da ise çentik bölgesinin, artık gerilmesiz ve artık gerilmeli işletme durumundaki  $\sigma_x$  gerilme dağılımları verilmiştir. Artık gerilmeli (1) grafiğinde  $F_{ag} = 1950$  N’den, artık gerilmeli (2) grafiğin de ise  $F_{ag} = 1106$  N’den elde edilen artık gerilme değerleri kullanılmıştır. Beklenildiği gibi, artık gerilmesiz durumda en kritik nokta çentiğin en üst noktasıdır. Şekil 7 ve 8’ de sırasıyla,  $\sigma_y$  ve  $\tau_{xy}$  gerilme dağılımı çentik bölgesi için gösterilmiştir. Bu gerilmelerin  $\sigma_x$  gerilmelerinden daha düşük değerli olduğu ve en büyük değerlerinin çentik en üst noktasında olmadığı gözlenmiştir. bunların en büyük değerleri  $\sigma_y$  için  $\theta_C \simeq 30^\circ$  de ve  $\tau_{xy}$  için  $\theta_C \simeq 52^\circ$ ’de oluşmaktadır.

Artık gerilmeli işletme durumundaki  $\sigma_x$  gerilmelerinin y-ekseni boyunca dağılımı (Şekil 5) incelendiğinde, gerilmelerin çentik en üst noktasında önemli ölçüde düştüğü,  $y \simeq 30 - 32$  mm arasında biraz arttığı ve diğer kısımlarda ihmal edilebilecek kadar az değiştiği gözlenmiştir.  $\sigma_x$  gerilmeleri  $y \simeq 43$  mm’de yön değiştirmektedir.  $y \simeq 28 - 43$  mm de çeki,  $y \simeq 43 - 49$  mm arasında bası gerilmeleri oluşmaktadır. y-ekseni boyunca  $\sigma_y$  ve  $\tau_{xy}$  artık gerilmeleri çok küçük değerli olduğu için verilmemiştir. Artık gerilmeli durumdaki, çentik bölgesindeki  $\sigma_x$

gerilmelerinin (Şekil 6)  $\theta_C \simeq 15^\circ - 50^\circ$  arasında değişmediği,  $\theta_C \simeq 50^\circ - 90^\circ$  arasında önemli ölçüde düştüğü saptanmıştır. Şekil 7 ve 8 incelendiğinde, artık gerilmelerin  $\sigma_y$  gerilmeleri üzerinde bir etkisinin olmadığı,  $\tau_{xy}$  gerilmelerini ise  $\theta_C \simeq 45^\circ - 90^\circ$  arasında bir miktar düşürdüğü gözlenmiştir.

Birinci ve ikinci tip yükleden elde edilen artık gerilmelerin işletme yükü üzerindeki etkisi birbirinden çok farklı olmamakla birlikte, birinci tip yüklemenin az da olsa ikinci tip yükleden daha uygun olduğu görülmüştür.

Şekil 9’da birinci tip yüklemde farklı kuvvetlerle yapılacak yüklemeler sonucu elde edilecek  $\sigma_x$  artık gerilmelerinin y-ekseni boyunca dağılımı gösterilmiştir.  $y \simeq 37.4$  mm’den sonra gerilme değerleri küçüldüğü için bu bölge verilmemiştir. Eğrilerin dönüm noktası plastik bölge sınırını göstermektedir. Uygulanan kuvvet arttıkça, plastik bölgenin içeri doğru büyüdüğü ve çentik bölgesindeki bası artık gerilmeleriyle, dönüm noktasındaki çeki artık gerilmelerinin değerinin arttığı gözlenmiştir.

Şekil 10’da birinci tip yüklemde çentik bölgesinde oluşan artık gerilmelerin  $\sigma_x$  bileşenlerinin uygulanan kuvvetle değişimi verilmiştir.  $\sigma_x$  artık gerilmelerinin uygulanan kuvvet arttıkça artmakta olduğu, fakat değerlerinin her defasında sıfır ile bası arasında değiştiği gözlenmiştir. Şekil 11 ve 12’de sırasıyla çentik bölgesindeki  $\sigma_y$  ve  $\tau_{xy}$  artık gerilme dağılımı verilmiştir. Bu gerilme değerlerinin  $\sigma_x$  gerilmelerinden küçük olduğu saptanmıştır.

Şekil 13’ de ikinci tip yükleden elde edilen  $\sigma_x$  gerilmelerinin y-ekseni boyunca dağılımları verilmiştir. Bu dağılımın, birinci tip yüklemdeki dağılıma benzer olduğu gözlenmiştir. Şekil 14, 15 ve 16’da sırasıyla çentik bölgesindeki,  $\sigma_x, \sigma_y$  ve  $\tau_{xy}$  gerilme dağılımları gösterilmiştir. Bu gerilme dağılımlarının da, değerleri bakımından çok küçük farklar bulunmasına rağmen, karakter olarak birinci tip yükleden elde edilen gerilmelerle aynı özelliği gösterdiği saptanmıştır.

Şekil 17’de birinci tip yükleme ve  $F_{ag} = 2650$  N’luk kuvvet için plastik bölge dağılımı verilmiştir. Plastik bölgenin yalnız çentik bölgesinde meydana geldiği ve çok dar bir alanı kapsadığı görülmüştür. Şekil 18’de ikinci tip yükleme ve  $F_{ag} = 1530$  N’luk kuvvet için plastik bölge dağılımı gösterilmiştir. Birinci tip yüklemdeki plastik bölge, ikinci tip yüklemdeki plastik bölgeden biraz daha geniştir.

### Değerlendirme

İşletme sırasında çentik bölgesinde büyük çeki



gerilmeleri oluşmaktadır. Yük değişken olduğundan bu çeki gerilmeleri zincir dişli baklalarının yorulmasına neden olacaktır. Çentik bölgesindeki çeki gerilmelerinin azaltılması dişli zincir baklasının yorulma ömrünü arttıracaktır.

Çentik bölgesinde elde edilen bası artık gerilmeleri işletme yükünden dolayı oluşan çeki gerilmelerini azaltacaktır. Bu da yorulma ömrü üzerinde olumlu bir etki yapacaktır. Ayrıca kritik bölge olan çentik kısmı kritik bölge olmaktan çıkacaktır. Gerilmelerin en büyük değerleri dişli zincir baklasının iç kısımlarına kaymaktadır. Çatlak ilerlemesinin yüzeyden iç kısımlara doğru olması daha kolay, iç kısımdan dışa doğru ilerlemenin daha zor olduğu göz önüne alınır, en büyük gerilmenin iç kısımda oluşması yorulma ömrü üzerinde olumlu etki yapacaktır. Buna ilave olarak en büyük gerilme değeri % 20 civarında düşme göstermektedir. Bu da yorulma ömrünü arttıran diğer bir faktör olmaktadır.

Elde edilen sonuçlar (Özel, 1994) ile karşılaştırıldığında birinci tip yükleme ve ikinci tip yüklemede sınırlar koşullarının değiştirilmesi (dişli zincir baklasının üst kısmının daha geniş olarak desteklenmesi), dişli zincir baklasının üst kısmında oluşan büyük çeki artık gerilmelerinin, küçük değerli bası artık gerilmelerine dönüşmesine sebep olmaktadır. Bu durumda dişli zincir baklasının üst bölgesi her zaman bası gerilmeleriyle çalışacaktır. Bu da yorulma ömrünü arttıracaktır.

Yükleme tipleri karşılaştırılacak olursa birinci yükleme tipi gerilme dağılımı açısından, ikinci yükleme tipinden biraz daha iyidir. Fakat uygulanması gereken kuvvetler göz önüne alındığında, ik-

inci tip yüklemede daha az kuvvet gerektiği için bu yükleme tipinin daha uygun olduğu görülmektedir. Birinci tip yüklemede, çentik en üst noktasında, aynı gerilmeyi elde etmek için, ikinci tip yükleme göre  $\approx$  % 75 daha büyük bir kuvvet uygulamanın gerekli olduğu saptanmıştır.

Plastik deformasyonlar çok küçüktür. Bu nedenle dişli zincir baklasının şeklinin plastik deformasyon sonucu değişmediği kabul edilebilir.

### Semboller

$[B]$	: Şekil değiştirme-yer değiştirme arasındaki bağıntıyı sağlayan dönüşüm matrisi.
$[C]$	: Simetrik elastisite matrisi.
$\det J$	: Lokal koordinatları global koordinatlara dönüştürme operatörü
$F_{\sigma fi}$	: Başlangıç gerilmesine karşılık gelen kuvvet.
$k^e$	: Eleman direngenlik matrisi.
$[K]$	: Simetrik toplam direngenlik matrisi.
$r$ ve $s$	: Lokal koordinatlar.
$\{R\}$	: Dış kuvvetler vektörü.
$t_e$	: Elemanın et kalınlığı.
$\{\delta\}$	: Düğümlerin yer değiştirme vektörü.
$\{\varepsilon\}$	: Şekil değiştirmeleri vektörü.
$\{\sigma\}$	: Düğüm gerilme vektörü
$\bar{\sigma}$	: Eşdeğer gerilme.
$\{\sigma\}_{ag}$	: Artık gerilmeler vektörü.
$\{\sigma\}_e$	: Lineer elastik gerilme vektörü.
$\sigma_{fi}$	: Başlangıç gerilmesi.
$\{\sigma\}_n$	: Elasto-plastik gerilme vektörü.

### Kaynaklar

Akkurt, M., "Makina Elemanları Üçüncü Cilt", Birsen Yayınları, İstanbul, 1982.

Axelsson, K., Samuelsson, A., "Finite Element Analysis of Elasto-Plastic Materials Displaying Mixed Hardening.", Int. J. for Numerical Methods in Engineering, v. 14, pp. 211-225, 1979.

Eldiway, H. B., Marshek, K. M., "Experimental Load Distribution for Double Pitch Steel Roller Chains on Steel Sprockets", Mechanisms and Machine Theory, v. 19, n. 6, pp. 449-457, 1984.

Karakuzu, R., "Increasing Angular Velocity of Rotating Discs with Holes by Residual Stresses", Ph. D. Thesis, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Dokuz Eylül University, İzmir, 1992.

Karakuzu, R., Sayman, O., "Elasto Plastic Finite Element Analysis of Orthotropic Rotating Discs with Holes", Computer and Structures., v. 51, pp. 695-793, 1994.

Marcal, P. Y., King, O. P., "Elasto-Plastic Analysis of Two Dimensional Stress System by Finite Element Method", Int. J. Mech. Sci., v. 9, pp.143-155, 1967.

Owen, D. R. J., Hinton, E., "Finite Element in Plasticity", Pineridge Press Limited, Swansea, 1980.

Özel, A., "Increasing the Strength of Silent Chain by Residual Stresses", Ph. D. Thesis, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Dokuz Eylül University, İzmir, 1993.

Özel, A., Belevi, M., “Increasing the Strength of Silent Chain by Residual Stresses”, 6. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, 21-23 Eylül 1994, O.D.T.Ü., 1994.

Pıhtılı, H., Sayman, O., “Kompozit Malzemeden İmal Edilmiş Dişli Zincirlerde Gerilme Analizi ve Optimizasyon”, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Fırat Üniversitesi, Elazığ, 1991.

Topçu, M., Sayman O., “Transmisyon Zincirleri Yan Plakalarında Elasto-Plastik Gerilme Analizi”, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, 1991.

Yu, H. J., “Berechnung von Abkühlungs-Umwandlungs-,Schweiss-,Sowie Verformungsseigendpannungen mit Hilfe de Method der Finiten Elemente”, Ph. D. Thesis, Universität Karlsruhe (TH), 1977.

Zienkiewicz, O. C., Valliapan, S., King, I. P., “Elasto-Plastic Solutions of Engineering Problems ‘Initial Stress’, Finite Element Approach”, Int. J. for Numerical Methods in Engineering, v. 1, pp. 75-100, 1969.