

Boruların Eksenel Yük Altında Buruşması

Ali Çolakoğlu

Ar. Gör.

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Bu çalışmada statik eksenel basma altında buruşan boruların ortalama eksenel basma yük değeri bu konuda geliştirilmiş teoriler kullanılarak hesaplanmıştır. Soğuk çekilmiş yumuşak çelikten (BS 3602-CFS 360) imal edilmiş dikışsiz bir boru ile yapılan deney sonucunda elde edilen ortalama eksenel basma yükü, teorik olarak bulunan değerlerle karşılaştırılmıştır. Bundan sonraki çalışmalara katkısı olabilecek ve eldeki teorileri geliştirebileceği düşünülen yaklaşımlar tartışılmıştır.

GİRİŞ

Silindirik borular ucuz ve kolayca elde edilebilir olmaları nedeniyle yaygın olarak kullanılan yapısal elemanlardır. Silindirik borularda eksenel basmalar sıkça rastlanılan yüklemelerin başında gelmektedir [1]. Eksenel yükleme altında boruların buruşması, uzun yıllar statik bir problem olarak incelenmiş ve buruşma yükünün tesbiti amaçlanmıştır [2]. Eksenel sıkıştırmanın artırılması ile beliren plastik belverme ve buna bağlı olarak kalıcı şekil değişikliklerinin oluşması yeni araştırma konularını ortaya çıkarmıştır. Eksenel olarak basılan borular sahip oldukları yüksek enerji tutma kapasiteleri nedeniyle, son yıllarda hızla gelişen darbe mekaniği alanında oldukça önemli bir yer kazanmıştır [3].

Eksenel basılan borularda iki ayrı şekil değişikliği görülmektedir [4]. Bunlardan birincisi eksenel simetriye sahip yuvarlak yüzeyli halkaların birbirleri üzerinde oluşmasıdır [5]. Bu tür şekil değişikliğini gösteren bir fotoğraf Şekil 1 'de verilmiştir. İkinci tür şekil değişikliği ise Şekil 2 'de görüldüğü gibi daha ince et kalınlığı olan borularda, üçgen katmanların çevre etrafında sıralanmasıyla oluşmaktadır [6].

Birinci tip buruşma için ortalama eksenel basma yükünü verecek ilk model Alexander [5] tarafından 1959 yılında geliştirilmiştir. Günümüze kadar bu konuda birçok araştırma yapılmış ve ortaya konan teorik modeller ile buruşma için gerekli ortalama basma yükünün hesaplanmasına çalışılmıştır.

Bu makalede, ortalama eksenel basma yükünü veren teoriler kullanılarak belirli bir geometri için ortalama basma yükleri analitik olarak hesaplanmıştır. Belirlenmiş geometriye sahip, soğuk çekilmiş yumuşak çelikten (BS 3602-CFS 360) imal edilmiş dikışsiz bir boru test edilerek ortalama basma yükü deneysel olarak bulunmuştur. Hesaplanmış değerler ile deneysel

verinin karşılaştırılması yapılarak teoriler tartışılmıştır.

BORULARIN BURUŞMA TEORİSİ

Alexander tarafından geliştirilen eksenel yük altında boruların buruşma modelinin şematik gösterimi Şekil 3'de verilmiştir. Reid [7] tarafından da özelleştirildiği gibi, Alexander şekil değişikliğinin üç adet sabit plastik menteşe içeren $2H$ uzunluğundaki kısımda olduğunu kabul etmiştir. Analizi basitleştirebilmek için malzemenin elastik gerinim ve pekleşme özellikleri ihmal edilmiştir.

Ortalama çapı D , et kalınlığı t olan bir boruyu buruşturabilmek için yapılması gereken iş iki kısımdan oluşmaktadır. Bunlardan birincisi sabit menteşelerdeki eğilme için gerekli olan iş (W_1) . Şekil 3'den de görülebileceği gibi çok küçük bir açılma için bu üç menteşedeki toplam eğilme işi aşağıda verilmiştir:

$$dW_1 = 4M d\alpha \pi (D + H \sin\alpha) \quad (1)$$

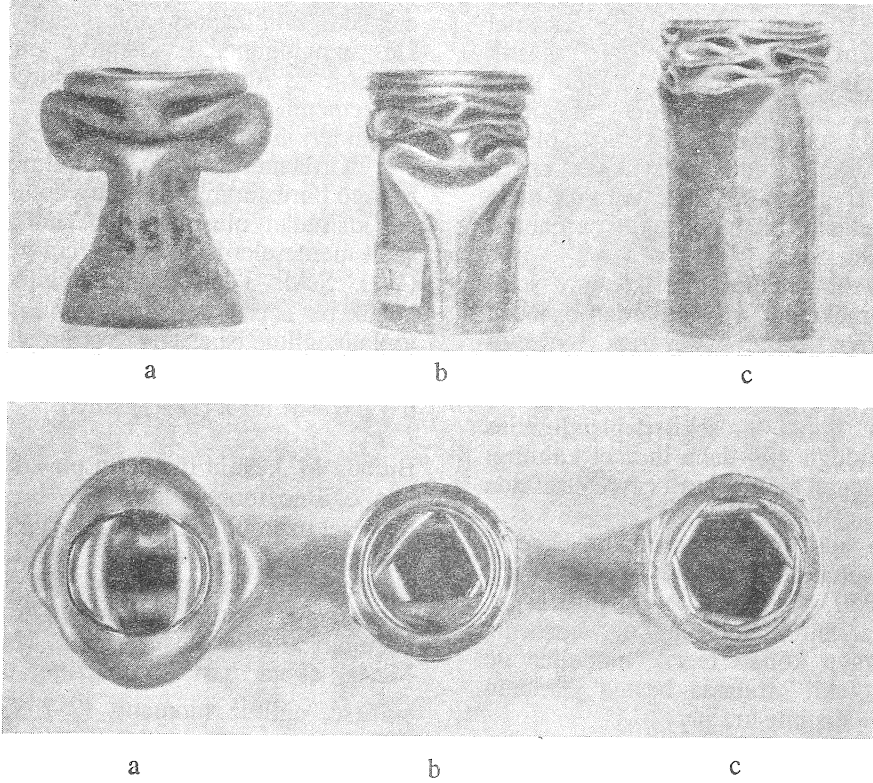
Burada M , kesitin tümünün plastik olma durumu için eğilme momentidir. İnce bir kirişin, birim çevresel uzunluğu için M değeri $Y t^2 / 4$ olup, Y malzemenin tek eksenli çekme için akma gerilmesidir. Bu problem için kiriş oldukça geniştir ve şekil değişikliği düzlem gerinim koşulları altında oluşmaktadır. Malzemenin von Mises akma şartı hipotezine uyduğu kabul edilirse, eğilme momenti $(2 / \sqrt{3}) Y t^2 / 4$ değerini alır. Bu değer (1) numaralı eşitliğe konulduğunda aşağıdaki denklem elde edilir:

$$dW_1 = (2\pi / \sqrt{3}) Y t^2 d\alpha (D + H \sin\alpha) \quad (2)$$

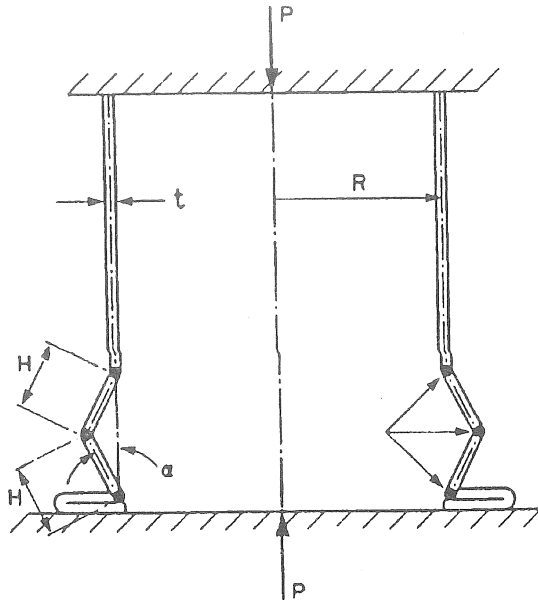
İkinci tip iş çevresel germeler için gerekli olanıdır (W_2) . Bunun değeri ise:



Şekil 1. Boruların aksenal yük altında yuvarlak yüzeyli halkalar oluşturarak buruşması.



Şekil 2. Boruların aksenal yük altında üçgen katmanlar oluşturarak buruşması, (a) Dikişsiz paslanmaz çelik (BS 1501-3042), Uzunluk = 100 mm, $D = 28.6$ mm, $t = 1.6$ mm. (b) Dikişsiz paslanmaz çelik (BS 1501, 3042), Uzunluk = 100 mm, $D = 26.8$ mm, $t = 0.58$ mm, (c) Tavllanmış alüminyum (BS 1474-6082), Uzunluk = 100 mm, $D = 26.2$ mm, $t = 0.53$ mm.



Şekil 3. Boruların aksenal-simetrik buruşma modeli.

$$dW_2 = 2\pi Y H^2 t d\alpha \cos\alpha \quad (3)$$

Bir halkanın oluşumu için gerekli iş miktarı, bu iki işin toplamının 0 ile $\pi/2$ arasında integrali ile hesaplanabilir:

$$W = \int (dW_1 + dW_2) \quad (4)$$

Bu iş miktarı, ortalama basma yük değeri (P) ile, toplam yer değişiminin (2H) çarpımına eşittir:

$$W = P (2H) \quad (5)$$

(4) ve (5) numaralı eşitliklerin birlikte çözümü şu eşitliği verir:

$$P/Y = (\pi t^2 / \sqrt{3}) [(\pi D / 2H) + 1] + \pi H t \quad (6)$$

Ortalama basma yükünü en aza indirecek H değeri (6) numaralı eşitliğin türevinin alınması ile bulunabilir:

$$H = \sqrt{\pi Dt / 2 \sqrt{3}} = 0.952 \sqrt{Dt} \quad (7)$$

Timoshenko [2] bu değeri, ince silindirik kabukların elastik belvermesi analizinde aşağıdaki gibi vermiştir:

$$H = \pi \sqrt{Dt} / 2 [3(1 - \nu^2)]^{1/4} \quad (8)$$

Burada ν Poisson oranıdır ve 0.25 olarak kabul edildiğinde (8) numaralı eşitlik şu şekli alır:

$$H = 1.213 \sqrt{Dt} \quad (9)$$

H değeri $H = k \sqrt{Dt}$ olarak (6) numaralı eşitliğe konursa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$P/Y = [(\pi^2 / 2k \sqrt{3}) + \pi k] t^{1.5} \sqrt{D} + \pi t^2 / \sqrt{3} \quad (10)$$

Yukarıdaki eşitlik, Şekil 3'de de görüldüğü gibi katmanların boru çeperinin dışına doğru oluştuğu varsayılarak elde edilmiştir. Aynı analiz, katmanların boru çeperinin içine doğru oluştuğu kabul edilerek tekrarlanırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$P/Y = [(\pi^2 / 2k \sqrt{3}) + \pi k] t^{1.5} \sqrt{D} - \pi t^2 / \sqrt{3} \quad (11)$$

(11) numaralı eşitliğin (10) numaralı eşitlikten tek farkı, eşitliğin son teriminin negatif değer almasıdır. Gerçek şekil değişikliği bu iki kabulün ortasındaki bir durumda gerçekleştiği için, (10) ve (11) numaralı eşitliklerin ortalamasını kullanmak daha gerçekçi bir sonuç verecektir:

$$P/Y = [(\pi^2 / 2k \sqrt{3}) + \pi k] t^{1.5} \sqrt{D} \quad (12)$$

k değeri (7) numaralı eşitlikten 0.952 olarak alınır:

$$P/Y = 5.98 t^{1.5} \sqrt{D} \quad (13)$$

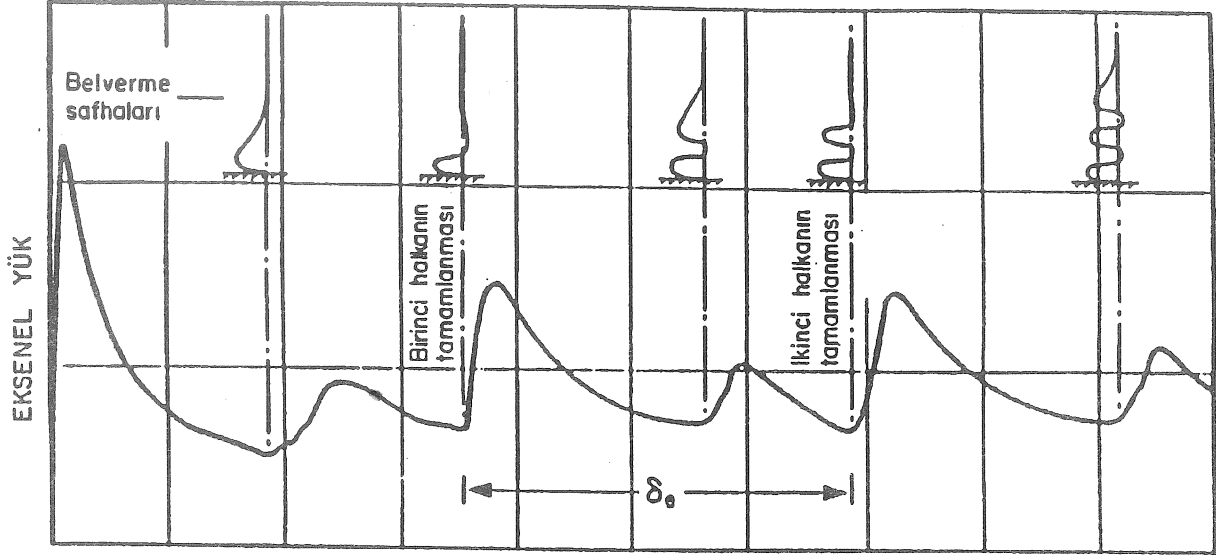
veya (9) numaralı eşitlikten 1.213 olarak alınır:

$$P/Y = 6.16 t^{1.5} \sqrt{D} \quad (14)$$

olarak elde edilir. (13) ve (14) numaralı eşitlikler ortalama katsayı alınarak aşağıdaki gibi elde edilir:

$$P/Y = 6.07 t^{1.5} \sqrt{D} \quad (15)$$

Alexander, basma sırasında oluşan halkaların yüksekliklerini ihmal etmiştir. Diğer bir deyişle ortalama basma yükünün bir halka oluşumundaki yer değişimini 2H olarak almıştır. Gerçek yer değişimi borunun ihmal edilemeyecek et kalınlığı nedeniyle, 2H değerinden daha küçüktür. Allan [8] tarafından belirtilen tipik bir aksenal yük - yer değiştirme eğrisi ve halka



YER DEĞİŞTİRME

Şekil 4. Örnek bir yük-yer değiştirme eğrisi ve buruşma geometrisi ilişkisi [8].

oluşumu Şekil 4'de verilmiştir. Abramowicz ve Jones [9] bu şekilden yararlanarak, bir halka oluşumu sırasındaki basma uzunluğunu, bir başka deyişle yer değişimini, δ_e , plastik mentеше bölümündeki gerinim sertleşmesi etkisini de hesaba katarak, aşağıdaki eşitlikle tanımlamışlardır:

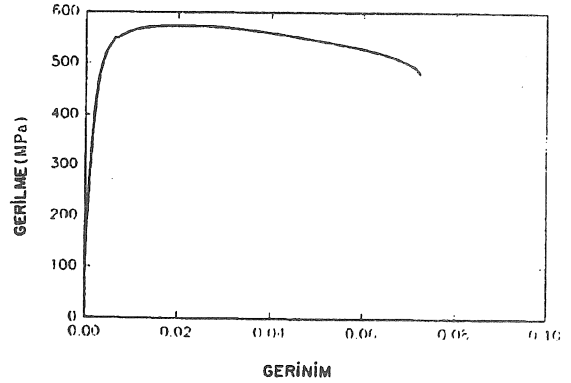
$$\delta_e / 2H = 0.86 - 0.568 (t/D)^{1/2} \quad (16)$$

Buna bağlı olarak (15) numaralı eşitliği şu şekilde geliştirmişlerdir:

$$P/Y = 6.07 (2H/\delta_e) t^{1.5} \sqrt{D} \quad (17)$$

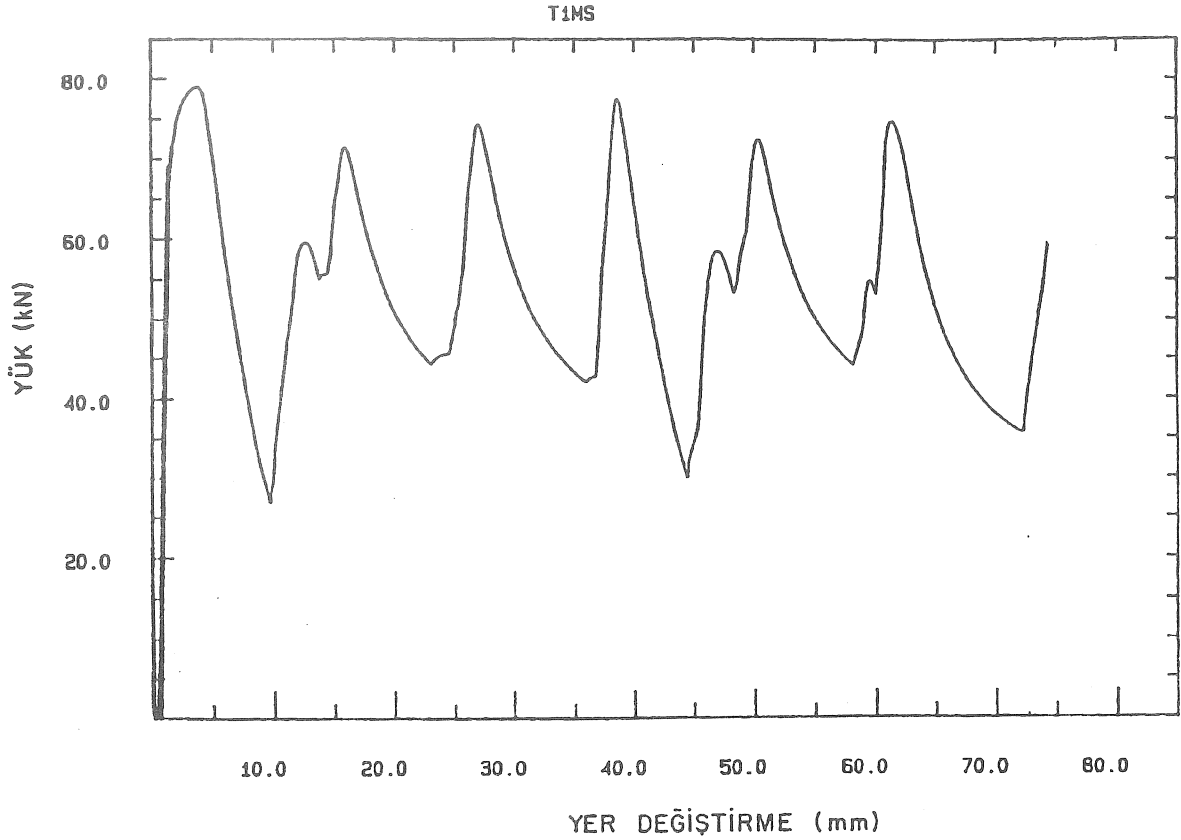
BURUŞMA DENEYİ

Dency örneği olarak soğuk çekilmiş yumuşak çelikten (BS 3602 - CFS360) imal edilmiş dış çapı 28.5 mm, et kalınlığı 1.5 mm ve uzunluğu 100 mm olan dikişsiz boru kullanılmıştır. Boru hiçbir işleme tabi tutulmadan test edilmiştir. Öncelikle boru malzemesinin özelliklerini saptayabilmek için tek eksenli çekme deneyi yapılmıştır. Malzemenin gerilme - gerinim eğrisi Şekil 5'de verilmiştir. Bu test sonucuna göre tek eksenli çekme için malzemenin akma sınırı, gerilme - gerinim eğrisinden $Y = 521$ MPa olarak saptanmıştır.



Şekil 5. Boru malzemesinin tek eksenli çekme testi için gerilme-gerinim değişimi.

Boru buruşma deneyi Instron 4507 üniversal çekme - basma deney cihazında yapılmıştır. Sıkıştırmaya 2 mm/dakika'lık basma hızı ile başlanmış ve ilk 2 mm'lik sıkıştırmadan sonra basma hızı 5 mm/dakika'ya çıkarılmıştır. Test edilen boru örneğinin fotoğrafı Şekil 1 'de verilmiştir. Deney sırasında, Şekil 6'da verilen yük - yer değiştirme eğrisi elde edilmiştir.



Şekil 6. Soğuk çekilmiş yumuşak çelikten (BS 3602 - CFS 360) imal edilmiş dikışsiz borunun yük-yer değiştirme eğrisi (D = 28.5 mm, t = 1.5 mm ve uzunluk = 100 mm).

Borunun akma yükü 70 kN, ilk tepe yük değeri 78.9 kN ve 74 mm'lik basma için ortalama yük değeri 53.4 kN olarak saptanmıştır. Basma sırasında boru tarafından tutulan şekil değiştirme enerjisi yaklaşık olarak 3952 J olarak kaydedilmiştir.

Deney sırasında eksenel simetriği olan altı adet yuvarlak yüzeyli halka oluşmuştur. Bunlardan ilk üçünün alttan başlayarak, diğer üçünün ise üstten başlayarak ve birbirini takip eden bir sıra içerisinde geliştiği gözlenmiştir.

TARTIŞMA VE SONUÇ

Test edilen borunun özellikleri bu eşitliklere yerleştirildiğinde, ortalama basma yükü, eşitlik (13)'den 29.74 kN, eşitlik (14)'den 30.64 kN, eşitlik (15)'den 30.19 kN ve eşitlik (17)'den 41.58 kN olarak elde edilmektedir. Abramowicz ve Jones eşitliği, Alexander eşitliğine göre yaklaşık olarak % 38 daha büyük değer vermiştir. Ortalama eksenel basma yükünün deneysel değeri 53.4 kN'dur.

(8) numaralı eşitlikteki Poisson oranı metalik malzemeler için 0.3 olarak kabul edildiğinde [10], (9) numaralı eşitlikteki k sabiti 1.222 olarak elde edilir. Bu durumda (12) numaralı eşitlikten, ortalama basma yükü 30.69 olarak hesaplanır ve bu da Poisson oranının sonucu çok az etkilediğini göstermektedir.

(16) numaralı eşitlik, plastik menteşe bölümündeki gerinim sertleşmesi etkisini de hesaba katarak çıkartılmıştır. Gerinim sertleşmesi, hem büyük akma gerilmelerine, hem de bölgesel geometri değişikliklerine ve buna bağlı olarak basma sırasında değişen yük değerlerine neden olmaktadır [11].

Alexander tarafından elde edilen eşitlik, ortalama basma yükünü deney sonuçlarına göre oldukça düşük vermektedir. Abramowicz ve Jones eşitliği ise düşük bir değer vermesine rağmen sonuçlar deney verilerine daha yakındır. Ancak, mevcut teoriler sadece ortalama basma yükünü verebilmekte ve gerçek basma yük değerlerinin ortalama değer etrafındaki dalgalı hareketini henüz açıklayamamaktadır. Gerçek

şekil değişikliğinin Alexander tarafından varsayıldığı gibi basit bir geometriyle modellenmesi bu dalgalanmanın açıklanması için oldukça yetersizdir. Deney sırasında da gözlemlendiği gibi zik-zak bir geometri yerine s-geometri oluşmaktadır. Abramowicz ve Jones tarafından önerilen basma yükünün yer değişimi, s-katmanlar arasında et kalınlığından ötürü oluşan boşlukların da hesaba katılmasıyla geliştirilebilir. Ayrıca analizde yapılan rijit-plastik malzeme modeli varsayımı da yetersiz kalmaktadır. Daha gerçekçi malzeme modeli varsayımı ile buruşma modeli geliştirilebilir. Örneğin elastik-lineer pekleşen malzeme ile analizin tekrarlanması deney verilerine çok daha yakın sonuçlar verebilir.

TEŞEKKÜR

Yazar, çalışmanın deneysel kısmını gerçekleştirmek için verilen maddi destek nedeniyle TÜBİTAK-BAYG'na teşekkür eder.

AXIAL TUBE CRUSHING

In the present paper, the review of the theoretical models leading to the calculation of mean load for static axial tube crushing was done. Axial mean collapse load was calculated by using the available analytical equations. Quasi-static testing of cold drawn seamless mild steel tube (BS 3602-CFS 360) was performed. Results from the relations and experiment were compared and discussed. Suggestions were done for the future work.

KAYNAKÇA

1. Johnson, W. ve Reid, S.R., Metallic Energy Dissipation Systems, *Appl. Mech. Update*, ASME, (1986), 303-319.
2. Timoshenko, S.P. ve Gere, J.M., *Theory of Elastic Stability*, Second edition, McGraw-Hill Book Company, 1961.
3. Çolakoğlu, A. ve Yıldırım, R.O., Mekanik Şok Tutucular, *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, ODTÜ Ankara, 2 (1994) 4, 127-137.
4. Johnson, W., Soden, P.D. ve Al-Hassani, S.T.S., Inextensional Collapse of Thin-Walled Tubes Under Axial Compression, *J. of Strain Analysis*, 12 (1977) 4.
5. Alexander, J.M., An Approximate Analysis of Thin Cylindrical Shells Under Axial Loading, *Quart. J. Mech. and Appl. Math.*, 13, (1960), 10-16.
6. Pugsley, A.G., On the Crumpling of Thin Tubular Struts, *Quart. J. Mech. and Appl. Math.*, 32 (1979), 1-7.
7. Reid, S.R., Plastic Deformation Mechanism in Axially Compressed Metal Tubes used as Impact Energy Absorbers, *Int. J. Mech. Sci.*, 35 (1993) 12, 1035-1052.
8. Allan, T., Experimental and Analytical Investigation of the Behaviour of Cylindrical Tubes Subjected to Axial Compressive Forces, *J. Mech. Eng. Sci.*, 10 (1968) 2, 182-197.
9. Abramowicz, W. ve Jones, N., Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes, *Int. J. Impact Eng.*, 2 (1984), 236-281.
10. Inan, M., *Cisimlerin Mukavemeti*, İkinci Baskı, Ofset Matbaacılık, 1970.
11. Reddy, T.Y. ve Zhang, E., Effect of Strain - Hardening on the Behaviour of Axially Crushed Cylindrical Tubes, *Advances in Engineering Plasticity and Its Applications*, Elsevier Science Publishers, 1993.