

PAPER DETAILS

TITLE: İNCE CİDARLI BASINÇLI TÜPLERİN SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİYLE ANALİZİ

AUTHORS: Sait Ö ERUSLU

PAGES: 169-174

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/190967>

İNCE CİDARLI BASINÇLI TÜPLERİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE ANALİZİ

Sait Ö. ERUSLU

Namık Kemal Üniversitesi, Çorlu Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, 59860, Çorlu, Tekirdağ

Geliş Tarihi : 12.09.2007

Kabul Tarihi : 08.04.2008

ÖZET

Bu çalışmada ince cidarlı basınçlı tüplerde ASTM standartlarında belirtilen iki farklı çelik için basınç etkisi altında gerilme analizi yapılmıştır. İki boyutlu ve üç boyutlu sonlu elemanlar modelleri Ansys 9.0 yardımıyla oluşturulmuş, üç boyutlu model tasarım yönünden iki farklı şekilde incelenmiştir. Maksimum gerilme kriteri yardımıyla patlama basınçları bulunmuş, tüp üzerindeki hasarlı bölgeler belirlenmiştir. Hasar sonuçları Von Mises kriteri sonuçları ve standartlardan elde edilen analitik sonuçları ile karşılaştırılmıştır. İnce cidarlı basınçlı tüplerin sonlu elemanlar analizinde oluşturulan modelin, tasarımsal etkilerin etkinliği ortaya çıkmıştır. Analize dayalı patlama basıncı sonuçları standartlardan elde edilen analitik sonuçlara göre daha yüksek bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler : *İnce cidarlı basınçlı kaplar, Patlama basıncı, Hasar analizi.*

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF THIN WALLED PRESSURE VESSELS

ABSTRACT

In this study thin walled pressure vessels made from two different materials referred in ASTM standards were analysed under pressure. Two and three dimensional finite element models were constructed by Ansys 9.0, three dimensional model was studied for two different designs. Failure analysis was performed with stress resultants. Burst pressures and critical areas were obtained by using maximum stress criteria. Failure resultants were compared with Von Mises yield criteria and analytical results of standards. It was found that finite element models, design criterias and material properties are effective tools for analysis. The burst pressure results based on finite element analysis were found higher than the results of analytical solutions based on the standards .

Key Words : *Thin walled pressure vessels, Burst pressure, Failure analysis.*

1. GİRİŞ

Silindirik basınçlı kaplar endüstride sıvıların ve gazların basınç altında taşınmasında yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Endüstride kullanılan basınçlı kaplar kompleks yüklemelere maruz kalabilirler (İç basınç, Dış basınç, Termal yükler). Silindirik basınçlı kaplarla ilgili yapılan ilk çalışmalar analitik

olarak kabuk denklemlerinin kullanımına dayanmaktadır (Watt ve Lang, 1953). Daha sonraki yıllarda analiz metotlarının gelişmesiyle birlikte kompleks basınçlı kap problemlerinin çözümleri elde edilmiştir (Radkowski v.d., 1960; Leckie ve Penny, 1963; Galletly, 1979). 1960 yılı sonlarında nükleer füzyon çalışmalarının yoğunlaşmasıyla birlikte nükleer tesislerde kullanılan basınçlı kaplar üzerine yapılan çalışmalar artmış ve analize dayalı basınçlı kap tasarımı uygulamaları başlamıştır

(Kandaz, 2006). Basıncılı kapların tasarımında ve üretiminde yüksek güvenlik performansını sağlamak amacıyla birçok standart European Committee, 2002; BS550 British Standards Institution 1986; ASME Div III ASME Pressure Vessel Code, 1989) kullanılmaktadır. Standartlar, cidar gerilme-genleme ilişkisini göz önüne alarak minimum cidar kalınlığını süreksizlik noktalarında (Eğri değişimleri, Bağlantı kesişim yerleri, Cidar değişimleri vs.) yüksek güvenlik faktörleri kullanarak tespit ederler. Yüksek mukavemetli çelik alaşımları basıncılı kaplarda kullanıldıklarında EN13445 koduna göre dizayn gerilmeleri aşağıdaki formülle ifade edilir (Diamantoudis ve Kermanidis, 2005).

$$f = \min\left(\frac{R_{P0.2/t}}{1,5}; \frac{R_{M/20}}{2,4}\right) \quad (1)$$

Bu denklemde $R_{P0.2/t}$ ve $R_{M/20}$ sırasıyla minimum akma mukavemeti ve 20 °C sıcaklığa karşılık gelen minimum çekme mukavemetidir. İnce cidarlı basıncılı kaplarla ilgili yapılan sonlu elemanlar analizi çalışmalarının çoğu iki veya üç boyutlu kabuk elemanlarla yapılan modellere dayanmaktadır (Petrovic, 2001; Yeom ve Robinson, 1996; Sang v.d., 2002). Üç boyutlu katı elemanların kullanımı oldukça kısıtlıdır. Bu tip elemanların kullanımı iyi sonuçlar vermektedir (Muskat vd., 2003). Bununla birlikte sonlu elemanlar modellerini çözmek uzun zaman almaktadır.

Basıncılı kaplar gerilme yığılmalarına sebep olan süreksizlik noktaları ve cidar değişimleri içerdiklerinden yapılan çalışmalar kapların hasar analizlerini içerecek şekilde genişletilmiştir. Literatürde basıncılı kapların hasarı üzerine sonlu elemanlar analizi içeren birçok çalışma bulunmaktadır (Tiniş ve Bazman, 2005; Doğan, 2006; Hyder ve Asif, 2007; Önder, 2007; Oh v.d., 2007).

Bu çalışmada ASME standartlarına uyumlu iki farklı malzemeden yapılmış basıncılı tüpün iki ve üç boyutlu sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuştur. Farklı basınç değerleri altında iki farklı malzeme için nonlinear statik analiz gerçekleştirilmiştir. Çalışmada üç boyutlu model tasarım yönünden iki farklı şekilde incelenmiştir. Bulunan gerilme sonuçları yardımıyla tüplerin hasarı incelenmiştir. Maksimum gerilme kriteri yardımıyla patlama basınçları bulunarak, tüp üzerindeki kritik bölgeler belirlenmiştir. Basınç etkisi altında patlama basınçları EN13445 ve TSE standartlarındaki kabul edilebilir maksimum çalışma basınçlarıyla karşılaştırılmıştır.

2. MATERYAL VE METOT

2. 1. İçten Basınca Maruz İnce Cidarlı Silindirik Kaplarda Standartlar

EN13445 Euro Code Standartlarına göre silindirik ince cidarlı basıncılı kaplarda kabul edilebilir maksimum basınç değeri denklem 2’de verilen formüle göre belirlenebilir (Diamantoudis ve Kermanidis, 2005).

$$P_{maks.} = \frac{2f z e_a}{D_m} \quad (2)$$

Burada f nominal dizayn gerilmesini (MPa) (Formül 61), z kaynak katsayısı, e_a cidar kalınlığı (mm), D_m ortalama basıncılı kap çapını (mm) göstermektedir.

Türk Standartları Enstitüsüne (TSE) göre silindirik ince cidarlı basıncılı kaplarda kabul edilebilir maksimum basınç denklem3’te görüldüğü gibi hesaplanır (TS-EN-1964 TSE Nisan 2003 Manual).

$$P_{maks} = \left(\frac{t_0 20 K}{D} \right) \left(\frac{1 - t_0}{D} \right) [\text{bar}] \quad (3)$$

$$t = \frac{t_0 + b + c}{1 - a/100} [\text{mm}] \quad (4)$$

$$t_0 = \frac{p D}{20 K e + p} [\text{mm}] \quad (5)$$

$$K = \frac{R_e}{1.8} \quad (6)$$

Burada t minimum kalınlığı (mm), t_0 teorik kalınlığı (mm), p dizayn basıncını (bar), D dış çapı (mm), K müsaade edilen gerilme (MPa), e kaynaklı borular için verim katsayısı, b eğim toleransı (mm), c korozyon toleransı (mm), a et kalınlığı imalat toleransı (%), R_e Minimum akma sınırını göstermektedir.

2. 2 Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu Elemanlar Modeli iki farklı şekilde oluşturuldu. Birinci kısımda ince cidarlı basıncılı tüpler için iki boyutlu modelimiz oluşturuldu. Bulunan sonuçlar mukavemet hesaplarıyla karşılaştırıldı. Aşağıda sonlu elemanlar modellerinde

kullanılan basınçlı tüpün boyutları ve malzeme özellikleri (Manual, 2007) verilmektedir (Tablo 2). Birinci Model cidar boyunca bir kesit alınarak oluşturulmuştur. Aşağıda iki düğümlü sonlu elemanlar modeli gösterilmektedir (Şekil 1). Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken Shell 51 elemanı kullanıldı. Cidar kalınlığı kabuk eleman için tanımlandı. Radyal yönde uzamaların eşdeğer olacağı düşünülerek x yönünde coupling işlemi gerçekleştirildi. Modelde düğümlere uygulanan yüklemeler ve sınır şartları Tablo1’de gösterilmiştir.

Tablo 1. Modelde uygulanan yükler ve sınır şartları.

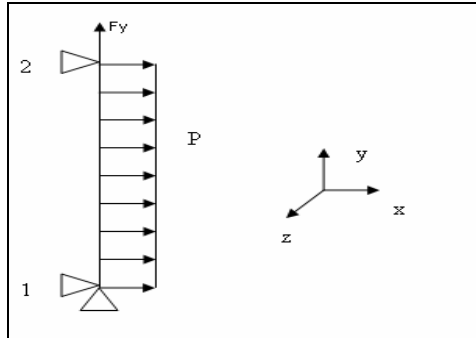
Düğüm Noktaları	1. Düğüm	2. Düğüm
Yüklemeler	-	F_y
Sınır şartları	$U_v=U_x=Rot_z=0$	$Rot_z=0$

F_y eksenel yükü aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$F_y = P(\pi d^2 / 4) \quad (7)$$

Burada; P Uygulanan basıncı, d ortalama çapı göstermektedir.

Basıncılı kaba ($P=20\text{MPa}$) basınç uygulandığında radyal ve eksenel yönde bulunan gerilmeler Tablo 3’de gösterilmektedir. Bulunan sonuçlar mukavemet sonuçlarıyla (Timoshenko, 1955) karşılaştırılmıştır. Sonuçlar iki boyutlu model sonuçlarının mukavemet sonuçlarıyla uyum içinde olduğunu göstermektedir.



Şekil 1. Sonlu elemanlar modeli.

Basıncılı kaptaki lineer olmayan etkileri göz önüne alarak standartlarla karşılaştırmak amacıyla basınçlı kabın üç boyutlu sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuştur. Modellerde SOLID 45 üç boyutlu katı model elemanı kullanılmıştır. Nonlineer etkileri göz önüne almak amacıyla her iki malzeme için akma gerilmeleri tanımlanmıştır.

Mesh hassasiyetini incelemek amacıyla 20MPa basınç altında radyal gerilmeler incelenerek

yakınsama çalışması yapılmıştır (Tablo 4). Her bir analizde elde edilen sonuçlar bir önceki analizle karşılaştırılarak % 1 bağıl fark oluşana kadar ağ yapısı iyileştirmesine devam edilmiştir. Son olarak 8261 adet elemana bölünen modelde elde edilen sonuçlar % 1’lik bağıl farkın altında sonuçlar vermiştir.

Aşağıda oluşturulan sonlu elemanlar modeli gösterilmektedir (Şekil 2). Tüp modelinin alt yüzeyindeki düğümlerin tüm yöndeki hareketi sınırlandırılmıştır. Modelin iç yüzeylerine basınç uygulanmıştır.

Tablo 2. Modeli oluşturulan basınçlı tüp boyutları ve malzeme özellikleri.

Model Özellikleri	1. Malzeme (ASTM-SA-353)	2. Malzeme (ASTM-SA-202)
Yarıçap (r) (m)	0.15	0.15
Et kalınlığı (t) (m)	0.015	0.015
Yükseklik (h) (m)	1.4	1.4
Elastisite Modülü (E) (GPa)	205	200
Poisson Oranı (E)	0.3	0.29
Yoğunluk (ρ) (kg/m^3)	7810	7858
Akma Mukavemeti (MPa)	500	360

Tablo 3. İçten basınçlı ince cidarlı kaptaki oluşan gerilmeler.

Gerilme (Mpa)	Timoshenko	Sonlu Elemanlar
S_y (Eksenel Gerilme) (MPa)	100	104.9
S_z (Radyal Gerilme) (MPa)	200	199.9

Tablo 4. Yakınsama çalışması.

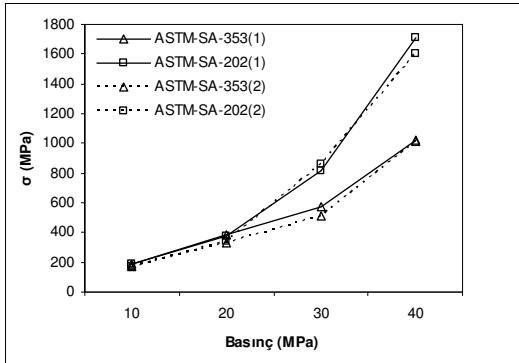
Analiz	Eleman Sayısı	Radyal Gerilme (MPa)	Gerilme Yakınsama %
1	5455	353	-
2	6841	381	7.34
3	6893	398	4.27
4	7263	412	3.39
5	7684	379	8.00
6	8261	381	0.52



Şekil 2. Üç boyutlu sonlu elemanlar modeli.

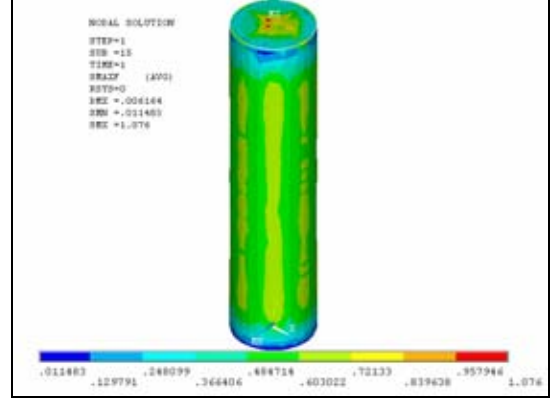
İki farklı malzemede 5 farklı basınç değeri için analizler gerçekleştirilmiştir. Aşağıda iki farklı malzeme için farklı basınç değerlerinde radyal ve eksenel gerilme değerleri gösterilmektedir (Şekil 3). 1 ikonuyla gösterilen ifadeler radyal gerilmeleri 2 ikonuyla gösterilen ifadeler eksenel gerilmeleri göstermektedir.

Şekillerden de görüldüğü gibi mukavemeti düşük olan ASTM-SA-202 malzemede radyal ve eksenel gerilme değerleri aynı basınç altında yüksek çıkmıştır. Bu malzeme 30MPa basınca kadar dayanmış ve hasara uğramıştır. ASTM-SA-353 malzemesi 40MPa basınca kadar dayanmıştır.

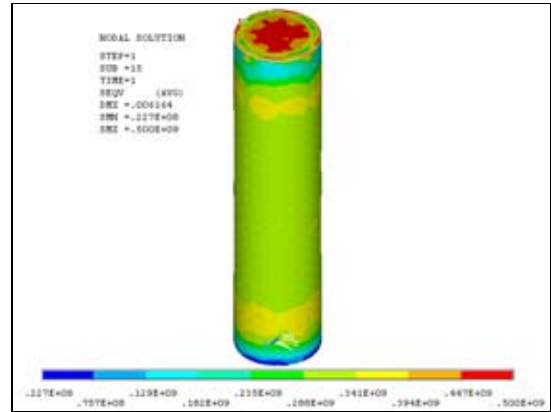


Şekil 3. Tüpteki eksenel ve radyal gerilmelerin basınç etkisi altında değişimi.

Çalışmada hasar durumu ve patlama basınçları maksimum gerilme kriterine göre belirlenmiş ve bu hasar durumundaki Von Mises akma gerilmeleri Şekil 5'de incelenmiştir. Şekil 4'de maksimum gerilme kriterine göre patlama basınçlarının belirlenmesi gösterilmektedir.



Şekil 4. ASTM-SA-353 çelikte 40MPa basınçta maksimum gerilme kriterine göre hasar durumu.



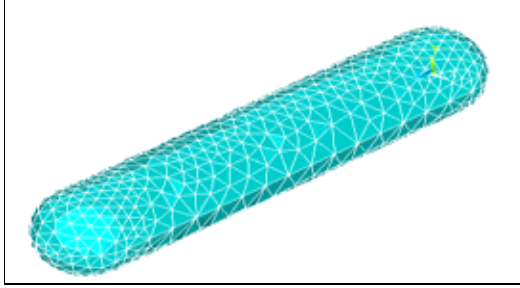
Şekil 5. ASTM-SA-353 çeliğin hasar durumunda akma gerilmesi.

Hasar durumu 0–1 arasında değişim gösteren bir kriterle belirlenmektedir. Kriter 1 değerini aştığında mukavemet değerleri aşılmaktadır, patlama basınçları tespit edilmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi hasar durumunda, Von Mises kriterine göre yapılan inceleme maksimum gerilme kriteriyle hasar bölgeleri açısından uyumlu sonuçlar vermiştir. Basınç etkisi altında tüpün baş kısımlarında ve yan kısımlarında hasar oluşmaktadır. Tüpün baş kısmında oluşacak hasar konstrüktif tedbirlerle giderilebilmektedir. Şekil 6'da tüp üst yüzey geometrisinin değiştirilmesiyle tasarlanan bir tüp modeli gösterilmektedir. Bu modelde ASTM-SA-353 çelikte 20MPa basınç altında eksenel gerilmeler incelenirse baş kısmında oluşan gerilme değerlerinin düştüğü dolayısıyla hasarın önlenildiği görülmektedir (Şekil 7).

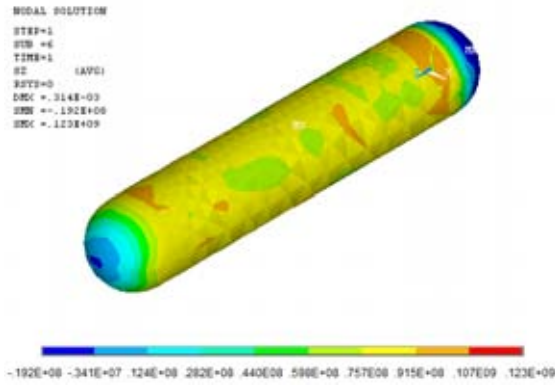
Aşağıda tasarımsal değişikliğin etkisini incelemek amacıyla bir önceki modelle karşılaştırmalı olarak ASTM-SA-353 malzemede değişken basınç etkisi altında eksenel gerilmelerin değişimi verilmektedir (Şekil 8). Burada a ve b ifadeleri sırasıyla birinci ve

ikinci üç boyutlu model tasarımlarını göstermektedir. Şekilden de görüldüğü gibi ikinci modelde aynı basınç altında aksel gerilme değerleri düşük çıkmıştır.

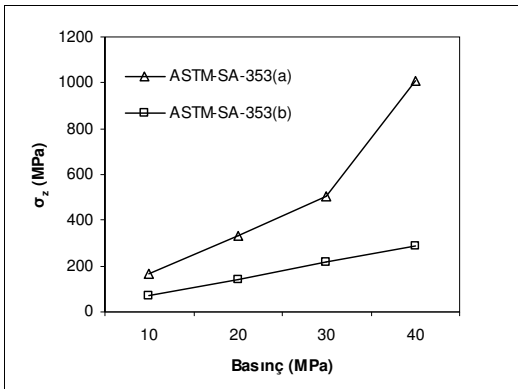
İkinci modelde malzemelerin patlama basınçları artmıştır. Bu modelde ASTM-SA-353 çelik tüp 60MPa basınca kadar, ASTM-SA-202 çelik tüp 42MPa basınca kadar dayanabilmektedir.



Şekil 6. Küresel üst yüzey geometrilili tüp sonlu elemanlar modeli.

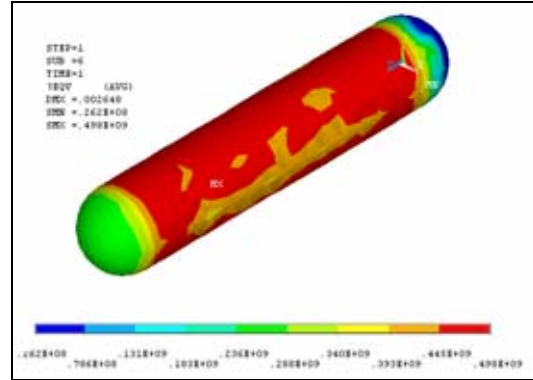


Şekil 7. ASTM-SA-353 çelik tüpte 20MPa basınç altında aksel gerilmelerin değişimi.



Şekil 8. Aksel gerilmelerin basınç etkisi altında üç boyutlu modele göre değişimi.

Şekil 9'da 60MPa basınçta ASTM-SA-353 çelik tüpte Von Mises gerilmelerinin değişimi görülmektedir.



Şekil 9. ASTM-SA-353 çelik tüpte 60MPa basınçta von mises gerilme dağılımı.

Şekillerde görüldüğü gibi baş kısmındaki hasar önlenmiştir. Tasarımsal değişikliklerin hasar kısımlarında etkin olduğu gözlenmiştir. Aşağıdaki incelemede üç boyutlu sonlu elemanlar modeli baz alınarak her iki malzemede 15mm cidar kalınlığı için bulunan patlama basınçlarının standartlardaki değerlerle karşılaştırılması yapılmaktadır (Tablo 5).

Analize dayalı sonuçların yüksek değerler verdiği gözlenmektedir. Bunun sebebi standart hesaplamalarında kullanılan dizayn gerilmelerinin düşük seçilmesidir.

Tablo 5. İnce Cidarlı İçten Basıncı Tüplerde Patlama Basınçları.

Malzeme	EN13445 (MPa)	TSE (MPa)	Sonlu Elemanlar (MPa)
ASTM-SA-202	22.85	19.47	30.00
ASTM-SA-353	31.74	26.45	40.00

3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada ince cidarlı tüpler için iki boyutlu ve üç boyutlu sonlu elemanlar modelleri oluşturularak tüplerin içten basınç etkisi altında hasar analizi yapılmıştır. İki boyutlu modeller ile mukavemet sonuçları arasında uyum gözlenmiştir. Üç boyutlu modellerde hasar lineer olmayan etkiler göz önüne alınarak incelenmiştir. Maksimum gerilme kriterine göre bulunan hasar sonuçlarının, Von Mises akma gerilmesi sonuçlarıyla uyumlu olduğu

görülmektedir. Üç boyutlu modellerde patlama basıncı sonuçları ve hasar bölgeleri, oluşturulan modellemelere göre farklılık göstermiştir. Çalışmada oluşturulan modelin, tasarımsal etkilerin analiz sonuçları üzerine etkinliği gözlenmektedir. Sonlu elemanlar analizlerine dayalı patlama basıncı sonuçları standartlardan elde edilen analitik sonuçlarla karşılaştırılmış ve daha yüksek bulunmuştur. Bunun sebebi hesaplamalarda kullanılan dizayn gerilmelerinin basınçlı kap güvenliği gözetilerek düşük seçilmesidir. Bundan sonraki çalışmalarda farklı hasar kriterleri kullanılmak suretiyle patlama basınçları karşılaştırılabilir. Ayrıca sonlu elemanlar modellerinde bağlantı noktaları ve süreksizlik noktaları modellenerek gerçek çalışma koşulları incelenebilir.

4. KAYNAKLAR

- ASTM Boiler and Pressure Vessel Code. 1989. Section VIII. Pressure Vessels Division 3. New York: ASME.
- British Standards Institution. 1986. Unfired Fusion Welded Pressure Vessels. BS5500, BSI.
- Diamantoudis, A. T. and Kermanidis, T. 2005. Design by Analysis Versus Design by Formula of High Strength Steel Pressure Vessels: a Comparative study. International Journal of Pressure Vessels and Piping 82, 43-50.
- Doğan, T. 2006. Prediction of composite vessels under various loadings, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- European Committee for Standardization, 2002. EN 13445-3. Annex B: direct route for design by analysis.
- Environment, Safety and Health Internet Manual Volume II, 2007. University of California.
- Galletly, G.D. 1979. Plastic buckling of torispherical and ellipsoidal shells subjected to internal pressure. Proc. Inst. Mech Eng., 195, 329-345.
- Hyder, M. J. and Asif, M. 2007. Optimisation of location and size of opening pressure vessel cylinder using Ansys. Engineering Failure Analysis 15, 1-19.
- Kandaz, M. 2006. Computer aided design and structural analysis of pressure vessels. Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Leckie, F. A. and Penny, R. K. 1963. Solutions for the stresses at nozzles in pressure vessels. Welding Research Council Bulletin No: 90.
- Muskat, M., Mackenzie, D. and Hamilton, R. 2003. A work criterion for plastic collapse. Int. Journal Press Vessel Piping 80, 49-58.
- Oh, Y. J., Lim, J., Jeong, K. J., Hwang, S. 2007. Bottom Nozzle Failure Mechanism of Water Reactor Pressure Vessel Under Severe Accident Conditions. Nuclear Engineering and Design. 237, 16-27.
- Önder, A. 2007. First Ply Failure of Pressure of Composite Pressure Vessels. Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi.
- Petrovic, A. 2001. Stress Analysis in Cylindrical Pressure Vessels With Loads Applied to the Free end Nozzle. Int Journal Press Vessel Piping 78, 485-493.
- Radkowski, P. P., Davis, R. M., Bolduc, M. R. 1960. A Numerical Analysis of the Equations of Thin Shells of Revolution p. 1580-1560.
- Sang, Z. F., Xue, L. P., Lin, Y. J. and Widera, G. E. O. 2002. Limit and burst pressures for a cylindrical shell intersection with intermediate diameter ratio. Int. Journal Press Vessel Piping 79, 341-349.
- Timoshenko, S. 1955. Strength of Material, Part I: Elementary Theory and Problems.
- Tiniş, F. ve Bazman, F. 2005. Silindirik ince cidarlı basınçlı kolonların artan deprem yüklerine karşı takviyelendirilmesi. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Konya Şubesi III. Makina Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi.
- TS-EN-1964-2 TSE Nisan 2003. Internet Manual.
- Watts, G. W. and Lang, H. A. 1953. The Stresses in a pressure vessel with hemispherical head. Trans. Asme 75, 83-89.
- Yeom, D. J. and Robinson, M. 1996. Numerical Analysis of the elastic-plastic behaviour of pressure vessels with ellipsoidal and torispherical heads. Int. Journal Press. Vessel Piping 65, 147-156.