

YÜK KANCALARI VİDALI BAĞLANTILARINDA KULLANILAN FARKLI VİDA DİŞ PROFİLLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ GERİLME ANALİZİ

Aydın DEMİRCAN*, M. Nedim GERGER**, Ali ORAL***

*Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü,10145-Balıkesir

**ngerger@balikesir.edu.tr Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü,10145-Balıkesir

***alioral@balikesir.edu.tr Balıkesir Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü,10145-Balıkesir

ÖZET

Bu çalışmada, yük kancalarının tespitinde kullanılan farklı diş profiline sahip vida bağlantılarının, sonlu elemanlar metodu kullanılarak, aksenal yük altında gerilme analizleri yapılmıştır. Üçgen, testere ve yuvarlak vidalarla yapılan analizlerde, eşit aksenal yük değerleri etkisinde dişlerde meydana gelen gerilme dağılımı ve değerlerinin belirlenmesine çalışılmıştır. Çalışmanın sonunda, bağlantı her üç bağlantıda da gerilme dağılımının ilk dişte çok daha yoğun olduğu ve aynı yük değerlerinde yuvarlak vidada gerilme şiddetinin daha düşük olduğu bulunmuştur. Bu sonuçlara göre de yük kancaları vidalı bağlantılarında yuvarlak diş profillerinin kullanımının daha uygun olduğu belirlenmiştir.

ABSTRACT

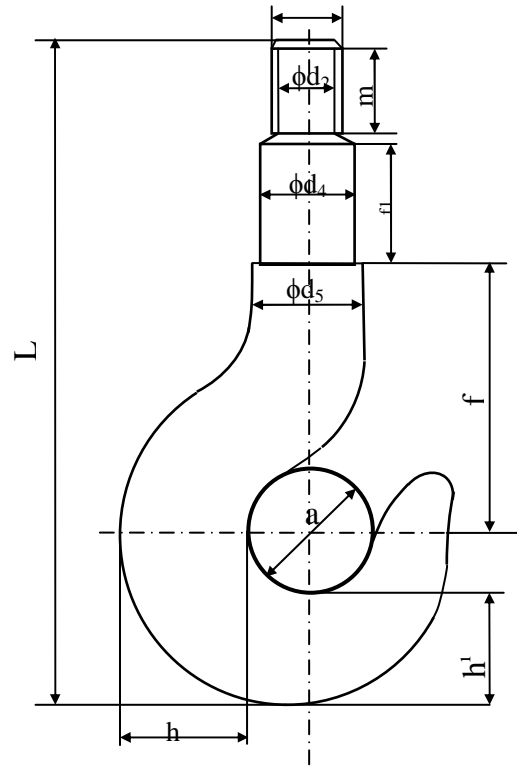
In this study, stress analyses under the axial loading of the threaded joints having different tooth profile used to connections lifting hooks have been carried out by using finite element method. During the analyses made with triangle, saw and round screws, we have tried to find out the stress distribution accrued on the teeth having equal affect of axial loading values. At the end of study, in all the connections it is found out that the stress distributions are denser on the first tooth than stress in the round screw is lesser although they have the same loading values. In respect of these results, it has been determined that using the round tooth profiles in threaded joints of lifting hooks will be more agreeable than others.

1.GİRİŞ

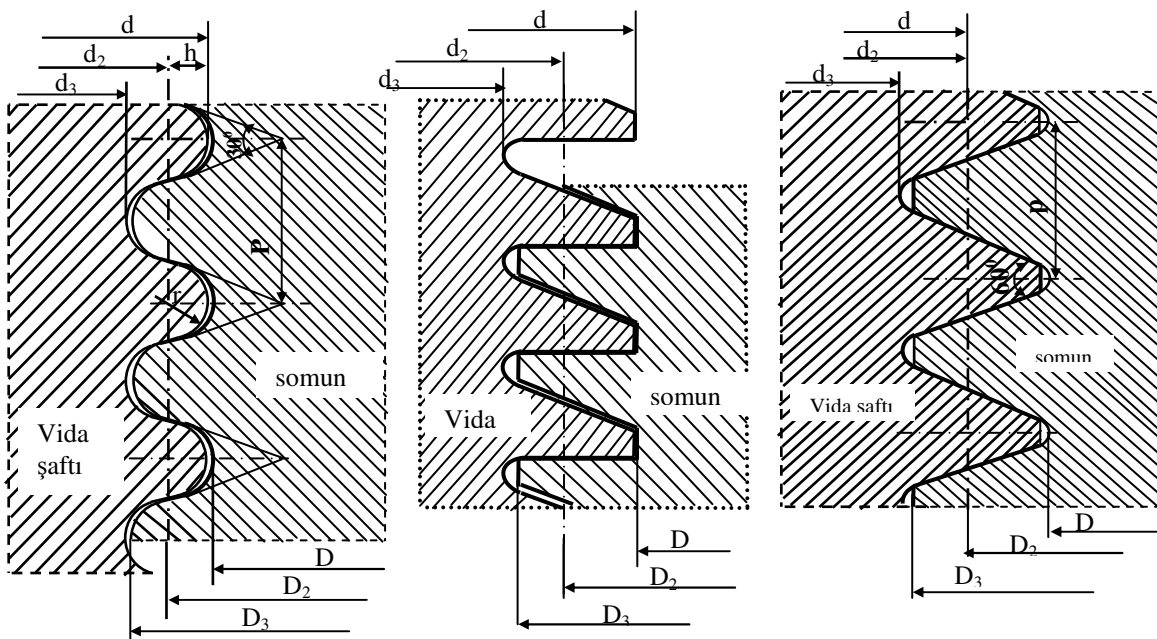
Kaldırma ve iletme makinelerinde yük taşıma elemanından biri olan yük kancaların (Şekil 1) kullanım amaçlarına uygun farklı gövde (tek, çift, burunlu vb.) yapılarına sahip olduğu bilinmektedir. Farklı gövde konstrüksiyonlarına sahip olsalar da; kancaları, taşıyıcı gövdeye tespit etmek için bağlantı elemanı olarak civatalar kullanılmaktadır. Genellikle, önerilen vida profili testere diş olmakla beraber, yuvarlak ve üçgen profile sahip (şekil 2) diş şekillerinin de kullanımı bazı avantajlar sağlamaktadır. Bu çalışmada farklı profile sahip üç vida diş şeklinin bilgisayar destekli hesaplamalarla karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmadan elde edilen

verilerin değerlendirilmesi ile işletme koşullarına uygun en ekonomik vida diş profilinin seçimi yapılabilecektir.

Cıvata bağlantılarında, mukavemet hesaplamalarının esası kuvvet etkisindeki cıvatanın kopması ve vida dişlerinin sıyrılmaya (kesilmeye) karşı aynı dayanıma sahip olması ilkesine dayanır. Belirli sayıda farklı malzeme çeşitleri için verilmiş yaklaşık hesaplamalarla günümüzde doğru boyutlandırmalar yapılabilmektedir. Bu hesapların çoğu üçgen diş profiline sahip vidalar içindir ve kısa bir özeti aşağıda verilmiştir.



Şekil 1. Yük kancası yapısı

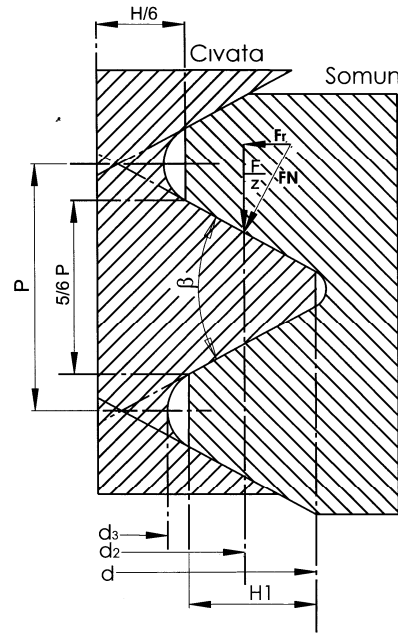


Şekil 2. Kanca Bağlantılarında Kullanılan Vida Diş Profillerinin Yapısı

2. Vida Dişlerinin Zorlanması

Sıkma sırasında birbirine temas eden cıvata ve somun dişleri üzerine etki eden kuvvetlerin dağılımı eşit olmadığı halde; (ilk iki diş kuvvetin yüzde 50..70 ini taşır.) hesaplamalar kuvvetin dişlere eşit olarak dağıldığı kabul edilerek yapılır [4].

Yük kancalarını tespit eden cıvatalar ön gerilmesiz cıvata bağlantıları olup öngerilmesiz cıvata bağlantıları az rastlanılan bir bağlama şeklidir. Bu bağlantıda cıvata, $F_{i\dot{s}} = F$ işletme kuvveti ile çekmeye zorlanır. Bu çekme kuvveti etkisinde vida dişleri bası, eğilme, kesme ve yüzey basıncına zorlanır. Üçgen diş profiline sahip bir vida somun çifti için bu zorlanma şekline ait resim Şekil 3 de verilmiştir.



Şekil 3. Vida dişlerinin zorlanması

Diğer diş şekillerine göre daha basit geometriye sahip olması ve kullanımının yaygın olması; üçgen diş profilleri için gerekli gerilme hesaplar aşağıda verilen yöntemle yapılabilmektedir.

- Bası gerilmelerin değeri Eşitlik 1'den yararlanılarak hesaplanabilir.

$$\sigma_b = \frac{F_r}{A} = \frac{F_{\dot{o}} \tan \beta / 2}{z \pi d_3 5/6 P}$$

$z.P = m$ (vidalama derinliği) kullanılarak

$$\sigma_b = \frac{F_{\dot{o}} \tan \beta / 2}{\pi d_3 5/6 m} \quad (1)$$

- Eğilme gerilmelerinin değeri Eşitlik 2 yardımıyla hesaplanabilmektedir.

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W}, \quad M_e = F_{\dot{o}} / z \frac{H_1}{2} \quad \text{veya} \quad M_e = F_{\dot{o}} / z \frac{d_2 - d_3}{2}$$

$$H_1 = \frac{d-d_3}{2}, \quad H_1 = 0,54127P \quad \text{ve} \quad W_e = \frac{\pi d_3 (5/6 P)^2}{6} \quad \text{değerleriyle}$$

$$\sigma_e = \frac{2,34 F_{\ddot{o}}}{\pi d_3 m} \quad (2)$$

olur.

Kesme Gerilmeleri; dişlerin eşit bir şekilde zorlandığı kabul edilirse Eşitlik 3 ile hesaplanabilir.

$$\tau = \frac{F_{\ddot{o}} / z}{\pi d_3 5/6 P} = \frac{F_{\ddot{o}}}{\pi d_3 5/6 m} \quad (3)$$

olur.

Yüzey Basıncı değeri Eşitlik 4 ile hesaplanabilir.

$$P = \frac{F_N}{A_p}$$

$$A_p: \text{basıya zorlanan kesit} \quad A_p = \pi d_2 \frac{H_1}{\cos \beta / 2}$$

$$F_N: \text{Normal kuvvet} \quad F_N = \frac{F_{\ddot{o}} z}{\cos \beta / 2} \quad \text{değerleri kullanılarak}$$

$$P = \frac{F_{\ddot{o}} / z}{\pi d_2 H_1} \leq P_{em} \quad (4)$$

olur.

Yüzey basıncı hariç diğer zorlamalar dikkate alındığında (çok eksenli zorlama söz konusudur) şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre eşdeğer gerilme;

$$\sigma_{eş} = \sqrt{(\sigma_e + \sigma_b)^2 + 3\tau^2}$$

ifadesinde;

Eşitlik 1,2 ve 3 deki bağıntılar kullanılarak ($\beta = 60^\circ$ için) Eşitlik 5 ile verilen bağıntı elde edilir.

$$\sigma_{eş} = \frac{F_{\ddot{o}}}{\pi d_3 m} \sqrt{\left(2,34 + \frac{\tan \beta / 2}{5/6}\right)^2 + 3\left(\frac{6}{5}\right)} = \frac{3,67 F_{\ddot{o}}}{\pi m d_3} \quad (5)$$

Sıkma sırasında civatanın en küçük kesitinde (burada diş dibi kesiti olarak alınacaktır) meydana gelen çekme gerilmesi ile, dişlerin sıyrılmasına neden olan eşdeğer gerilmenin eşitlenmesiyle, aynı malzemeden imal edilmiş civata ve somun bağlantısında vidalama derinliği (diğer bir ifadeyle somun yüksekliği) aşağıdaki belirtilen şekilde hesaplanır.

$$\sigma_{\epsilon} = \frac{4 F_{\ddot{o}}}{\pi d_3^2} = \frac{3.67 F_{\ddot{o}}}{\pi m d_3}$$

$m = 0,9175 d_3$ olur. $d_3 = d - 1.22687 P$ değeri ile $d_3 = 0.825 d$ alınırsa;

$$m \cong 0.8d \quad (6)$$

olur.

Pratikte somun yüksekliği için yaklaşık aşağıdaki değerler alınır [3].

Çelik cıvata ve çelik, çelik döküm ve bronz somun için	$m = (0,8-1) d$
Çelik cıvata ve temper, geri döküm somun için	$m = 1,3 d$
Çelik cıvata ve hafif metal somun için	$m = 2 d$

İlgili literatürlerde yapılan araştırmalar da, diğer diş profilleri (yuvarlak ve testere vb.) için bu tür hesapların çok fazla olmadığı görülmüştür. Bunun nedeni; özellikle yuvarlak diş profilinin karmaşık geometriye sahip olması ve dişlerdeki gerilme dağılımı hesabının daha zor olmasıdır. Günümüz bilgisayar yazılımları bu tür hesaplamaları kolaylaştırmıştır.

3. BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZLER

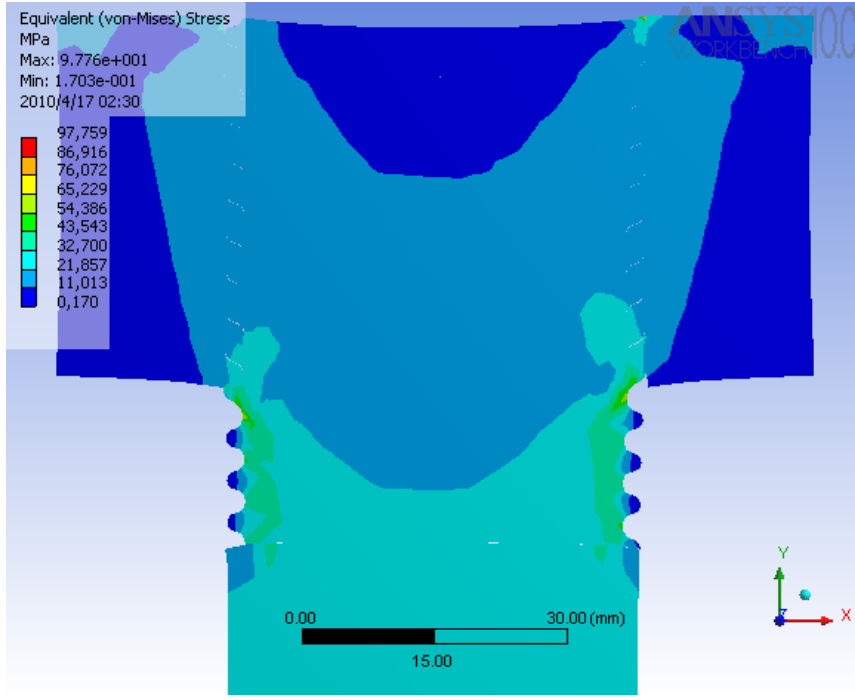
Bu çalışmada kanca traversine bir somun vasıtasıyla tespit edilmiş kancanın vidalı miline açılmış farklı vida diş profillerinin Ansys Workbench yazılımı kullanılarak, gerilme analizleri yapılmıştır. Analizleri yapılan vida bağlantılarının boyutları Çizelge 1 de verilmiştir.

Çizelge 1. Gerilme Analizleri Yapılan Vida Çeşitleri ve Boyutları

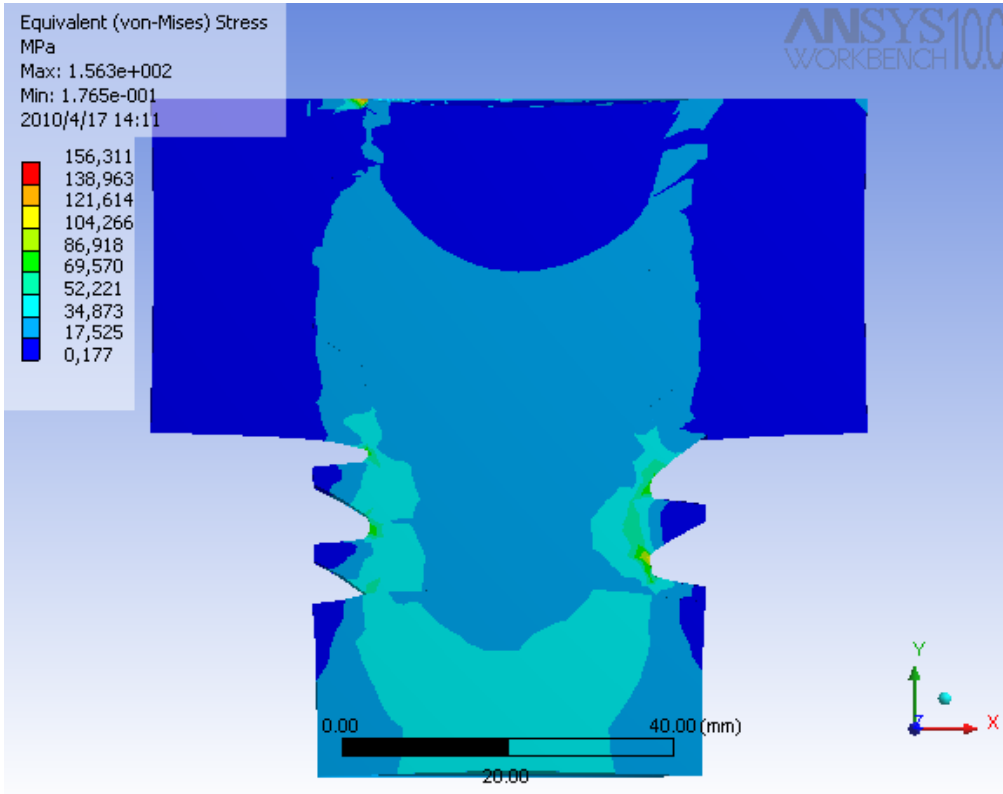
VİDA	Nominal çap d [mm]	Adım (hatve) p [mm]	Diş dibi çapı d ₃ [mm]	Ortalama çap d ₂ [mm]
Metrik [M]	48	5	41,866	44,752
Testere diş [Ts]	48	3	42,794	45,750
Yuvarlak diş [Yv]	48	4,2	43,367	45,883

3.1 Analiz Sonuçları ve Değerlendirme

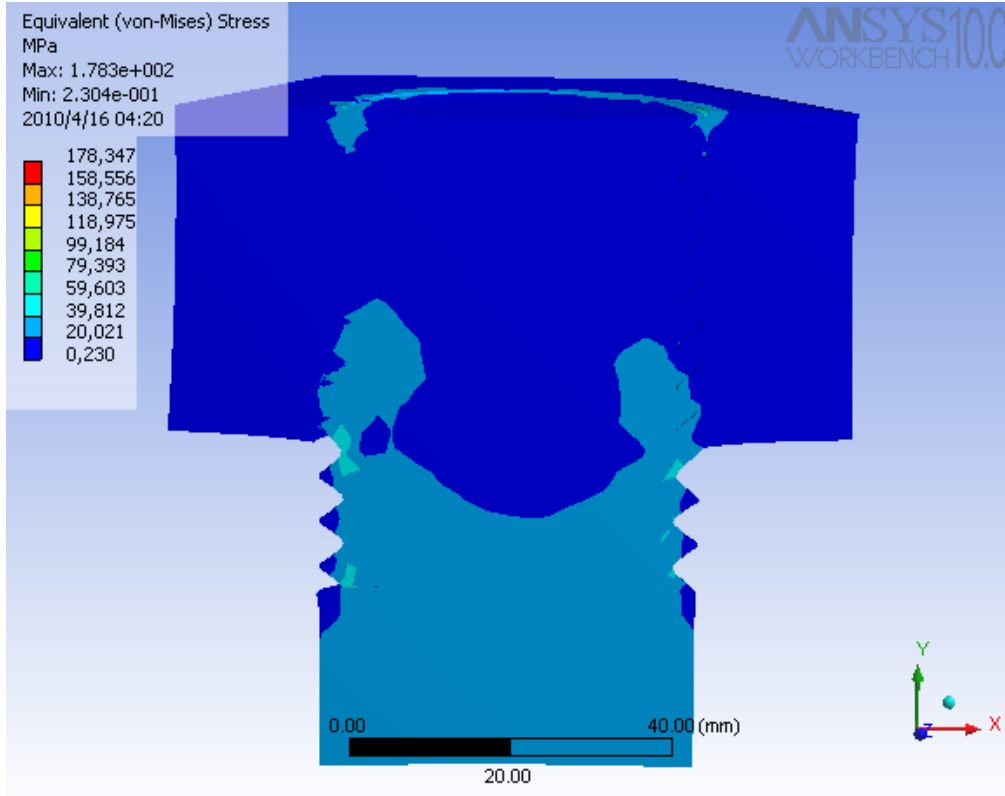
Çizelge 1' de boyutları verilen vida bağlantıları; somun yükseklikleri eşit olacak şekilde Solidworks yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Çizimi yapılan vida- somun bağlantısına 50000 N büyüklüğünde eşit yüklemeler yapılarak gerilme ve deformasyon analizi yapılmıştır. Seçilen yükleme şiddeti; aynı boyutlarda vidaların kullanıldığı yük kancalarının taşıma kapasitesi esas alınarak belirlenmiştir. Yükleme, kancaların vida bağlantısı yükleme şekline uygun (somun sabitlenip, cıvata çekilerek) olarak yapılmıştır.



Şekil 4. Yuvarlak, Yv 48 vida profilinde 50000 N yüklemde meydana gelen Von-Mises gerilmeleri [MPa]



Şekil 5. Testere, TS 48 vida profilinde 50000 N yük değerinde meydana gelen gerilmeler



Şekil 6. Üçgen, M 48 vida profilinde 50000 N yükleme değeri için meydana gelen gerilmeler.

Yapılan analizlerde, aynı yük değerlerinde her bir vida bağlantısında farklı gerilmelerin oluştuğu gözlemlenmiştir. Maksimum gerilmelerin, somun ve civatanın birbirini kavradığı ilk dişlerde meydana geldiği görülmüştür.

4 SONUÇLAR

Makine konstrüksiyonunda bağlama elemanı olarak kullanılan civataların doğru boyutlandırılması; emniyet ve maliyet açısından büyük öneme haizdir. Değişik işletme koşullarında farklı ve bazen de oldukça karmaşık zorlanmalara maruz kalan civata bağlantılarının hesabı literatürlerde mevcut olup, çoğu basitleştirilmiş ifadelerle dayanarak yapılmaktadır. Konu ile ilgili devam eden teorik ve deneysel çalışmaların bu alandaki gelişmelere katkısı devam etmektedir.

Bu çalışmada uygulama örneği olarak seçilen yük kancaları bağlantısında, kullanılan farklı diş profilleriyle yapılan bilgisayar destekli analizlerin sonuçlarına göre; en uygun bağlantının yuvarlak diş profiline sahip vidalar olduğu görülmüştür.

5. KAYNAKÇA

[1] DOSE, G. F., Ermittlung der Scherspannungsfaktoren für die neuartige Schraubenberechnung, **Konstruktion** 49, 28 –32, (1997).

[2] DOSE, G. F., PITNER, K. J., Neuartige Berechnung von Schrauben unter Berücksichtigung der Werkstoffkennwerte, **Konstruktion** 48, 183-188, (1996).

[3] BABALIK, F. C., **Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri–Cilt 1**, U.Ü. Güçlendirme Vakfı Yayın No:17, (1997).

[4] RENDE, H., **Makine Elemanları Cilt 1**, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul, (1996).

[5] ASLANTAŞ, K , TAŞGETİREN, S., Cıvata- Somun Bağlantı Sistemlerinde Temas Gerilmelerinin Üç Boyutlu Analizi, **Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi**, (2), 50-55, (2004).

[6] TAFRESHI, A., DOVER, W. D., Stress Analysis of Drillstring Threaded Connections Using the Finite Element Method, **International Journal of Fatigue**, Volume 15, Issue 5, Pages 429- 438, (September 1993).

[7] PATTERSON, E. A., KENNY, B., Stress Analysis of Same Nut-Bolt Connections With Modifictions To The External Shape Of The Nut, **The Journal of Strain Analysis for Engineering Design**, Voulme 22, Number 4, pages 187-193, (1987).