

KAMYON ARKA AKS GÖVDESİNDE OLUŞAN YORULMA HASARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

M. Murat TOPAÇ*

Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Anabilim Dalı, 35100 Bornova, İzmir

Tel : +90 232 388 31 38; faks: +90 232 388 78 68 - murat.topac@deu.edu.tr

Hasan GÜNAL

Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş., Kemalpaşa Caddesi 18, 35060 Pınarbaşı, İzmir

Tel : +90 232 491 14 86; faks: +90 232 491 15 15 - hasan.gunal@egeendustri.com.tr

N. Sefa KURALAY

Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Anabilim Dalı, 35100 Bornova, İzmir

Tel : +90 232 388 31 38; faks: +90 232 388 78 68 - kuralay@deu.edu.tr

ÖZET

Arka aks gövdesi prototipine uygulanan düşey yorulma testleri sırasında, öngörülen yük tekrar sayılarına ulaşılmadan ortaya çıkan yorulma hasarı incelenmiştir. Testlerde numunelerin genellikle aynı bölgeden hasara uğradığı gözlenmiştir. Hasarın nedenini belirlemek amacıyla gövdenin bilgisayar destekli katı modeli oluşturulmuş, gövde malzemesinin mekanik özellikleri çekme deneylerinden elde edilmiştir. Bu veriler kullanılarak, sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla gövde modelinin gerilme ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Hasara uğraması muhtemel bölgeler ve bu hasarın ortaya çıkabileceği minimum yük tekrar sayısı belirlenmiştir. Test ve analizlerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış, gövdenin yorulma ömrünün artırılması için tasarım önerilerinde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Arka aks gövdesi, gerilme yığılması, yorulma, sonlu elemanlar yöntemi

Study of a Fatigue Failure on Truck Rear Axle Housing By Using Finite Element Method

ABSTRACT

A premature failure that occurs prior to the expected load cycles during the vertical fatigue tests of a rear axle housing prototype is studied. In these tests, crack mainly originated from the same region on test samples. To determine the reason of the failure, a detailed CAD model of the housing was developed. Mechanical properties of the housing material were determined via tensile tests. Using these data, stress and fatigue analyses were performed by finite element method. Fatigue crack initiation locations and minimum number of load cycles before failure initiation were determined. Results provided from tests were compared with the analyses. Design enhancement solutions were proposed to increase the fatigue life of the housing.

Keywords: Rear axle housing, stress concentration, fatigue, finite element method

GİRİŞ

Sabit akslar, yük taşıma kapasiteleri nedeniyle ağır vasıta uygulamalarında genellikle tercih edilen konstrüksiyonlardır [1]. Yüksek kapasiteli bir ticari araçta kullanılan sabit arka aksın yapısı Şekil 1'de görülmektedir. Yol düzensizlikleri nedeniyle ortaya çıkan dinamik kuvvetler, bu sistemin asıl taşıyıcı elemanı olan arka aks gövdesini çalışma

ömrü boyunca darbeleri olarak zorlar. Bu nedenle gövde tasarımının yalnızca statik yükleme etkileri üzerinden yapılması, sistemin öngörülen işletim ömründen daha önce hasara uğramasıyla sonuçlanabilir. Bunu önlemek için tasarım aşamasında, yorulma ömrü hesaplamalarının da göz önüne alınması gerekir.

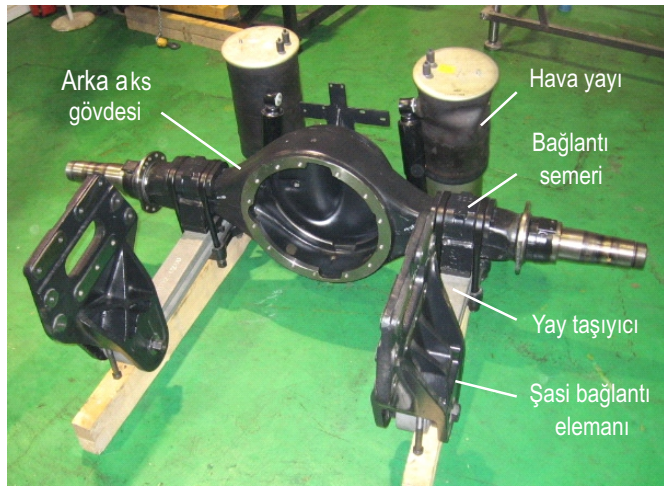
Endüstriyel uygulamalarda aks gövdesi prototiplerinin taşıma

* İletişim yazarı

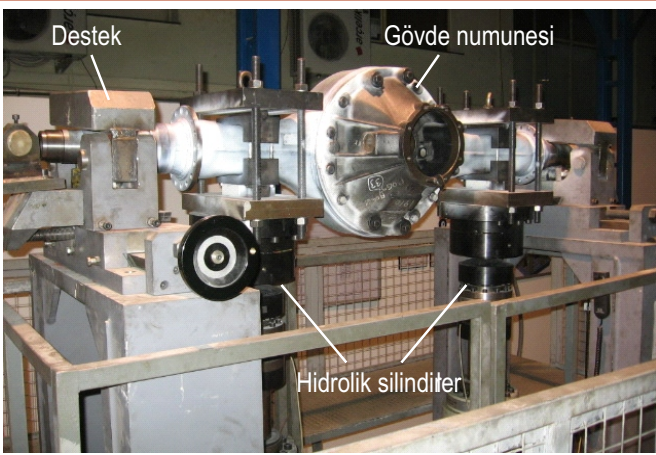
Geliş/Received : 28.07.2008

Kabul/Accepted : 27.08.2008

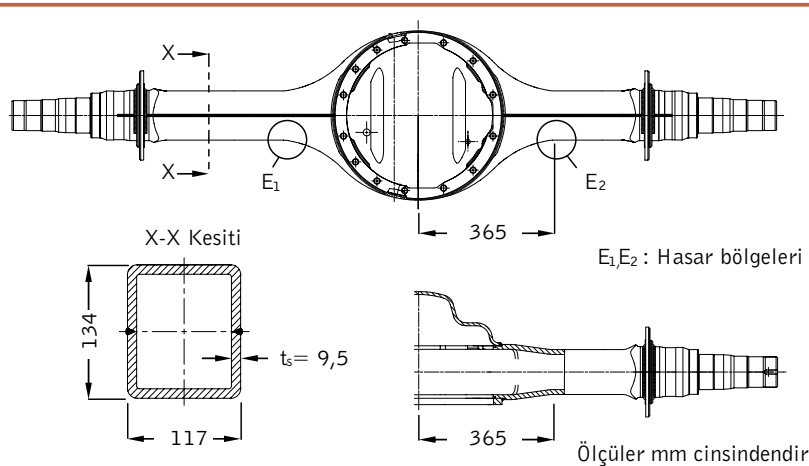
kapasitesi ve tekrarlı düşey yükler altındaki yorulma ömrü, Şekil 2'de görülen düşey yorulma testleri yardımıyla belirlenmektedir. Bu testlerde gövde kollarına, yay taşıyıcı bağlantı noktalarından düşey doğrultuda monte edilen hidrolik silindireler, öngörülen test yükünü yorulma hasarı oluşuncaya kadar numuneye tekrarlı



Şekil 1. Sabit Arka Aks Konstrüksiyonu



Şekil 2. Arka Aks Gövdesinin Düşey Yorulma Testi



Şekil 3. Arka Aks Gövdesinin Geometrisi

olarak uygular. Bir gövde prototipinin bu testi geçebilmesi için en az 5.10^5 yük tekrarı boyunca herhangi bir bölgeden hasara uğramaması gerekmektedir.

Şekil 3'te geometrik yapısı görülen asimetrik tipteki bir aks gövdesinin düşey yorulma testi sırasında bazı numunelerin, öngörülen bu sınıra ulaşmadan hasara uğradığı görülmüştür. Testlerde yorulma çatlaklarının ortaya çıktığı minimum yük tekrar sayısı yaklaşık $3,7.10^5$ olarak belirlenmiştir. Hasarın genellikle, numunelerin gövde kolu - diferansiyel yatağı geçiş bölgelerinde (E_1, E_2) ortaya çıktığı gözlenmiştir. Test sırasında oluşan hasara ait örnek Şekil 4'te verilmektedir.



Şekil 4. Test Numunesinde Oluşan Yorulma Çatlakları

Hasarın nedenini belirlemek amacıyla, CATIA® V5R15 yazılımı kullanılarak gövdenin üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur. Gövde malzemesinin imalat sonrası kazandığı mekanik özellikler çekme deneyleriyle belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar ANSYS® Workbench V11.0 sonlu elemanlar paketinde değerlendirilerek, gövdenin gerilme analizi gerçekleştirilmiştir. Böylelikle yorulma hasarına neden olabilecek gerilme yığılma bölgeleri belirlenmiştir. Çatlakın hangi yük tekrar sayısında ortaya çıkacağı

hakkında fikir edinmek amacıyla, hazırlanan gövde modelinin yorulma analizi yapılmıştır. Bunun için, çekme deneyi sonuçlarından yola çıkılarak gövde malzemesinin Wöhler diyagramı, yorulma mukavemeti düzeltme faktörleri ışığında yaklaşık olarak oluşturulmuştur. Analizden elde edilen sonuçlar test sonuçlarıyla karşılaştırılmış, yorulma ömrünün artırılması için tasarım önerilerinde bulunulmuştur.

SONLU ELEMANLAR MODELİ

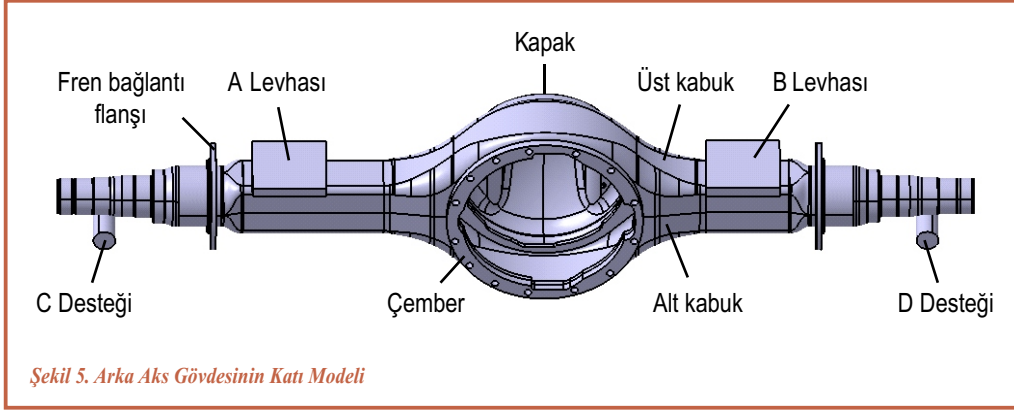
Modelin Oluşturulması

Analizlerde kullanılmak üzere CATIA® V5R15 paket yazılımı ile hazırlanmış üç boyutlu katı

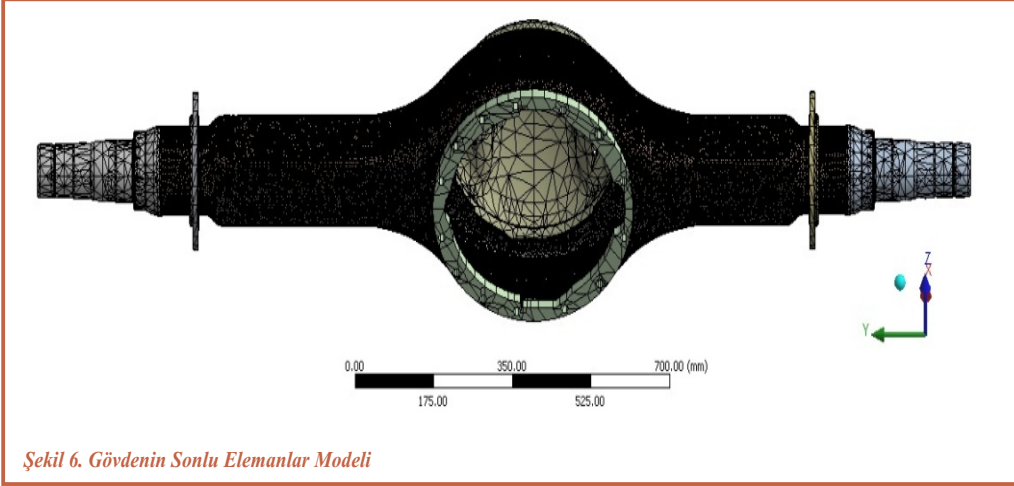
model Şekil 5'te görülmektedir. Gövde temel olarak, kaynakla birleştirilmiş ince cidarlı iki özdeş kabuktan oluşmaktadır. Yeterli rijitliğin sağlanabilmesi için diferansiyel kovana bağlantı yüzeyine çember, sızdırmazlık için arka yüzeye kapak kaynak edilmiştir.

Gövde Malzemesi Özelliklerinin Belirlenmesi

Üst ve alt kabuk, $t_s = 9,5$ mm kalınlığında S460N (Malzeme numarası: 1.8901) sac malzemesinden, preste sıcak olarak şekillendirilmektedir. Malzemenin kimyasal özellikleri Tablo 1'de verilmektedir [3]. Anılan malzemenin işlenmemiş



Şekil 5. Arka Aks Gövdesinin Katı Modeli



Şekil 6. Gövdenin Sonlu Elemanlar Modeli

A ve B levhaları yay taşıyıcı bağlantı semerlerini, C ve D destekleri ise aksın iz genişliğini simgelemektedir. Hazırlanan bu model, gerilme ve yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla ANSYS® Workbench V11.0 ticari sonlu elemanlar yazılımına aktarılmıştır. Gövdenin sonlu elemanlar modeli Şekil 6'da verilmektedir. Bu modelde her biri üçer doğrusal serbestlik derecesine sahip toplam on düğümden oluşan SOLID187 elemanı kullanılmıştır [2]. Sistemi oluşturan elemanlar arasındaki temas CONTA174 ve TARGE170 elemanları kullanılarak modellenmiştir. Model, 779.305 eleman ve 1.287.354 düğümden oluşmaktadır.

durumdaki mekanik özellikleri literatürden elde edilebilmektedir [4; 5]. Bununla birlikte, şekillendirme öncesinde sac levha 800°C'ye kadar ısıtılmakta, presleme sırasında malzemenin sıcaklığı 700-750°C aralığında bulunmaktadır. Anılan ısıl ve mekanik işlemler nedeniyle, malzemenin mekanik özelliklerinde ortaya çıkacak değişikliklerin sonlu elemanlar analizinde dikkate alınabilmesi için üretimi tamamlanmış gövde örnekleri üzerinden toplam beş adet numune çıkarılarak çekme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deneylerden elde edilen akma sınırı S_y , çekme dayanımı S_{ut} ve kopma uzaması ϵ_{maks} değerleri

Tablo 1. S460N Malzemesinin Kimyasal Bileşimi (% ağırlık olarak) [3]

Standart	C maks.	Si maks.	Mn	P maks.	S maks.	Al min.	Cr maks.	Cu maks.	Mo maks.	No maks.	Ni maks.	Ti maks.	V maks.	N maks.
DIN EN 10025-3	0,19	0,60	1,40-1,70	0,020	0,010	0,02	0,10	0,10	0,08	0,05	0,40	0,03	0,15	0,012

Tablo 2. Çekme Deneyi Sonuçları

Malzeme	E (GPa)	ν	S_y (MPa)	S_{ut} (MPa)	ϵ_{maks} (%)
S460N (1.8901)	208,5	0,3	497,5	629,9	26,8

Tablo 2'de verilmektedir. Sonlu elemanlar analizinde kullanılan bu sonuçlar, yapılan beş adet deneyden elde edilen en düşük değerlerdir.

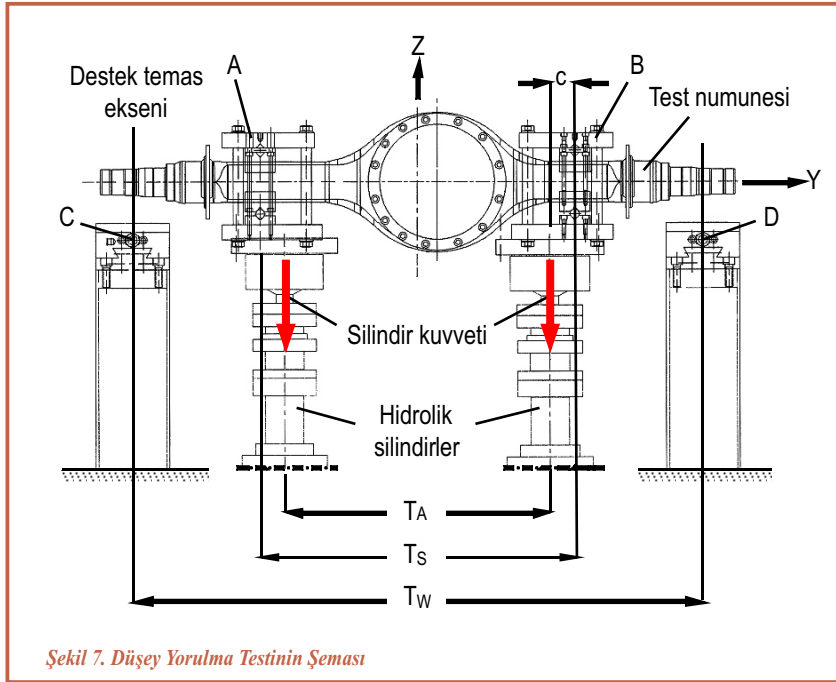
Yükleme Modeli

Sonlu elemanlar modeline uygulanan yüklemeye, düşey yorulma testlerinde kullanılan yük değerleri üzerinden

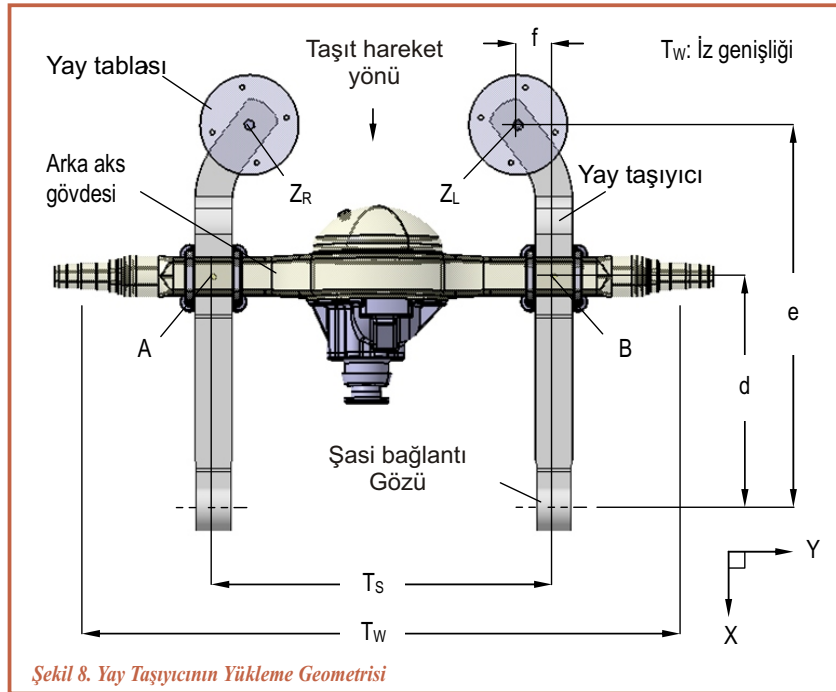
belirlenmiştir. Testler, Şekil 7'de prensip şeması görülen 80 ton kapasiteli bir test standında gerçekleştirilmiştir. Sistem, ayarlanabilir yüklemeye olanak sağlayan elektronik kumandalı iki hidrolik silindir ile tekerlek temas noktalarını temsil eden ve açıklığı aksın iz genişliği T_w 'ye eşit C ve D desteklerinden oluşmaktadır. Silindirler, gerçek

konstrüksiyonda semerlerin monte edildiği A ve B noktalarına bağlanmaktadır. Gövde Şekil 8'de görülen ve iki adet hava yayıyla desteklenmiş arka aks konstrüksiyonunda uygulanacaktır. Sistemde kullanılan yay taşıyıcının eksenden kaçık yüklemeye geometrisi nedeniyle, gövde üzerinde yay yükü ile orantılı ilave bir eğilme momenti (ΔM) meydana gelmektedir. Testlerde bu momenti numunelere uygulamak için, hidrolik silindirler aks kollarına Şekil 7'de görüldüğü gibi eksenden c mesafesi kadar kaçık yerleştirilmiştir. Anılan mesafe, Şekil 8'de görülen geometriden yararlanılarak 50,5 mm olarak hesaplanmıştır. Arka aks için nominal tasarım yükü yay başına $F = 2850$ kg olarak verilmektedir. Hava yaylarının monte edildiği tablolara Z_R ve Z_L noktalarından düşey doğrultuda etkiyen bu yük, gövde üzerinde A ve B bağlantı noktalarında $P = 4550$ kg'lık bir statik reaksiyon oluşturmaktadır. Yol düzgünlükleri nedeniyle taşıtın yaylandırılmış kütlede meydana gelecek düşey ivmelenme, bu yükü iki kata kadar çıkarabilmektedir.

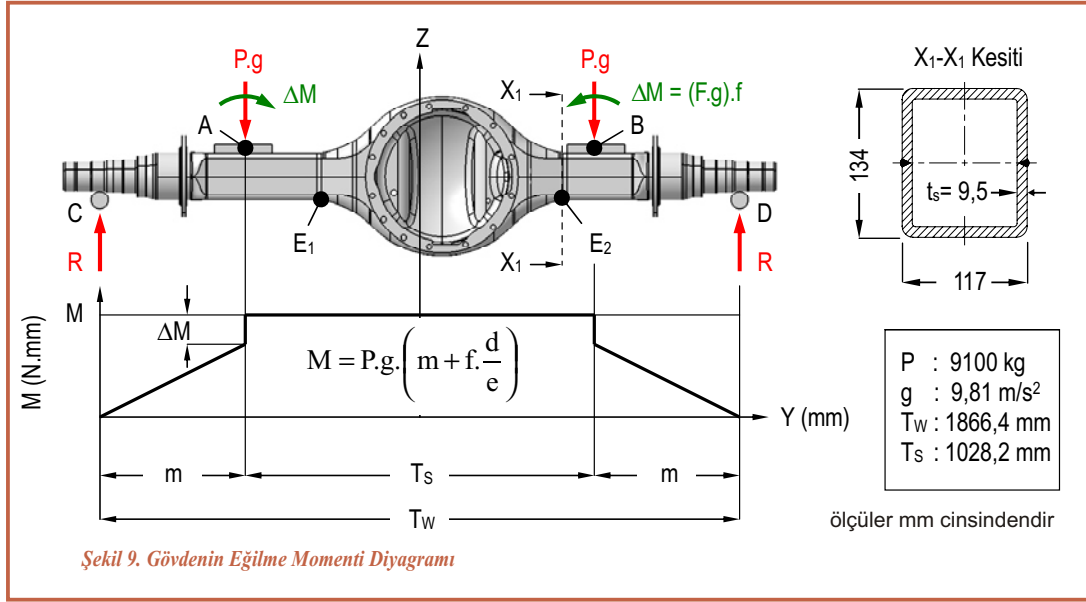
RecurDyn® ticari yazılımı kullanılarak hazırlanan bir dinamik taşıt simülasyonu üzerinden, semer bağlantılarındaki düşey yükün engebeli yol koşullarında 182 - 9100 kg aralığında değiştiği belirlenmiştir. Düşey yorulma testlerinde uygulanan yük, bu aralıkta periyodik olarak değiştirilmiştir. En yüksek zorlanma durumunu simüle etmek için sonlu elemanlar analizinde gövdeye, testlerde kullanılan 9100 kg'lık maksimum düşey yük ve bunun oluşturduğu ilave eğilme momenti uygulanmıştır. Aks gövdesinin kaynak [6]'da verilen örnek model üzerinden, ΔM de dikkate alınarak hazırlanan düşey yüklemeye modeli Şekil 9'da görülmektedir.



Şekil 7. Düşey Yorulma Testinin Şeması



Şekil 8. Yay Taşıyıcının Yüklemeye Geometrisi



Şekil 9. Gövdenin Eğilme Momenti Diyagramı

Sonlu Elemanlar Analizi

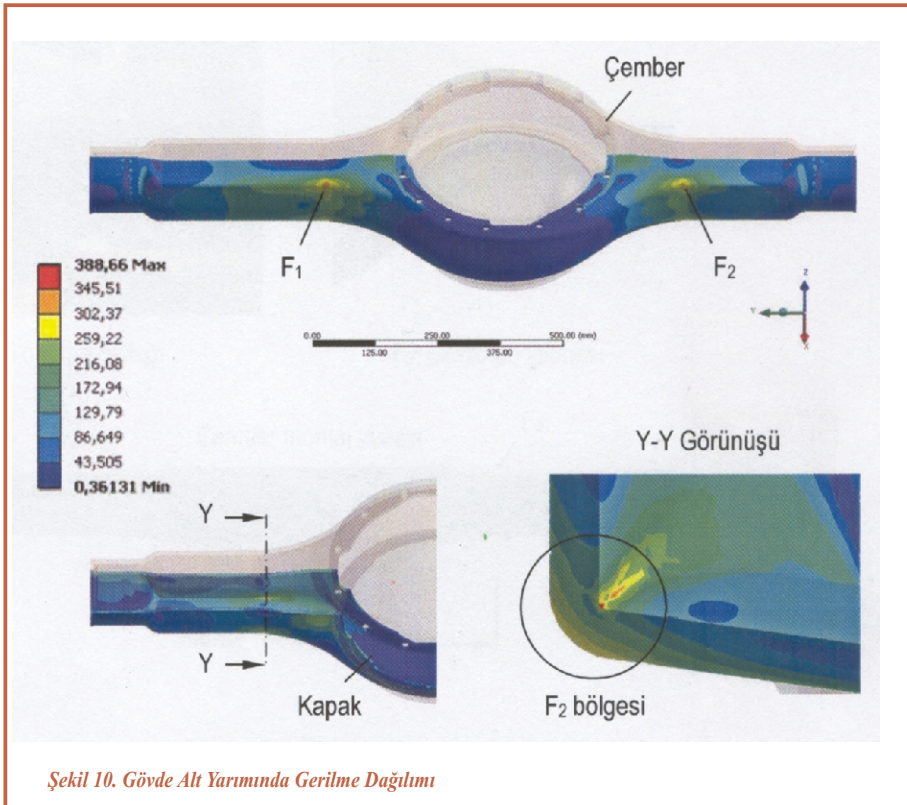
P ve ΔM modele bağlantı semeri montaj noktalarından, Şekil 9 esas alınarak uygulanmıştır. Gövdenin gerilme analizi, 1,86 GHz Intel quad-core Xeon işlemcili HP xw8400 Workstation yardımıyla, ANSYS® Workbench V11.0 sonlu elemanlar paketi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Malzemenin davranışı izotropik olarak tanımlanmıştır. Analizlerde, gövde kolu - diferansiyel yatağı geçişinde; F_1 ve F_2 bölgelerinde gerilme yığılmaları olduğu belirlenmiştir. Nominal tasarım yükü $P = 4550$ kg için yapılan analizde

maksimum von Mises gerilmesi $\sigma_{maks} = 194,33$ MPa ve statik yüklenme durumundaki emniyet katsayısı $n = 2,57$ olarak hesaplanmıştır. Taşıt simülasyonundan elde edilen $P = 9100$ kg'lık maksimum yük yay taşıyıcı semerine statik olarak uygulandığında, $\sigma_{maks} = 388,7$ MPa ve $n = 1,28$ değerleri elde edilmiştir. Literatürde statik yüklenme için minimum emniyet katsayısı $n = 1,2$ olarak önerildiğinden, gövdenin statik mukavemet bakımından yeterli olduğu söylenebilir [7]. Maksimum yüklenme için alt kabuktaki eşdeğer von Mises gerilmesi dağılımı Şekil 10'da verilmektedir. Gerilme yığılma bölgeleri ile testler sırasında ortaya çıkan yorulma hasarının

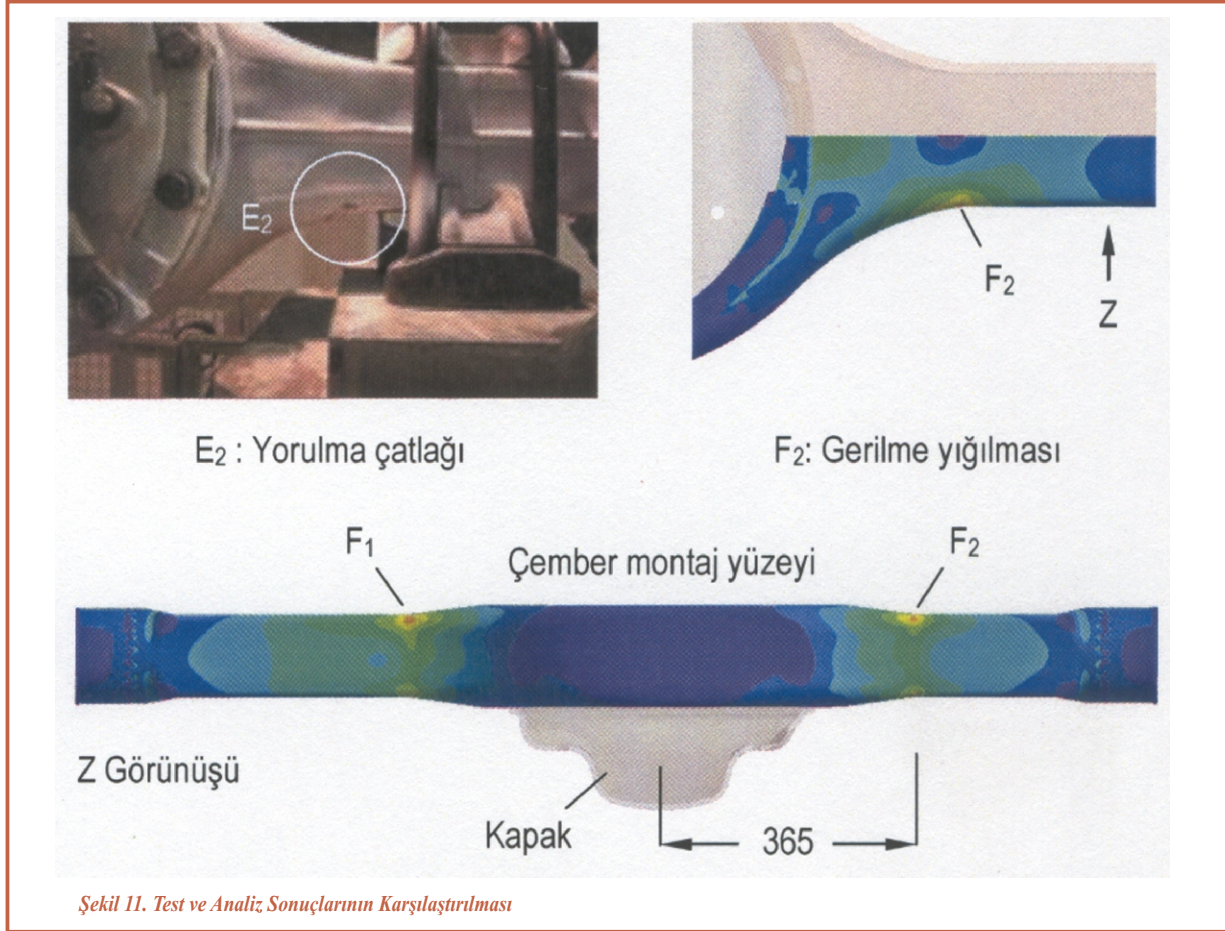
gövde üzerindeki konumları Şekil 11'de karşılaştırılmaktadır.

GÖVDENİN YORULMA ÖMRÜNÜN BELİRLENMESİ

Gövde işletim sırasında sürekli olarak dinamik zorlanmalarla karşı karşıya bulunduğu için, statik zorlanma yanında yorulma mukavemeti açısından da değerlendirilmelidir. Bunun için S460N malzemesinin Wöhler diyagramı, Şekil 12'de görülen pratik bir yöntem yardımıyla, çekme deneyi sonuçları üzerinden yaklaşık olarak oluşturulmuştur. İlk olarak, diyagramı düşey ekseninde sınırlayan iki yatay asimptot olan $S_{a1} = S_{ut} - \sigma_m$ ve $S_{a2} = S_c$ gerilme değerleri hesaplanmıştır. S_{a1} 'in $N_{alt} = 10^2$ yük tekrar sayısına kadar, S_{a2} 'nin ise çelik malzemeler için sürekli mukavemet sınırı olarak bilinen $N_{ist} = 10^6$



Şekil 10. Gövde Alt Yarımında Gerilme Dağılımı



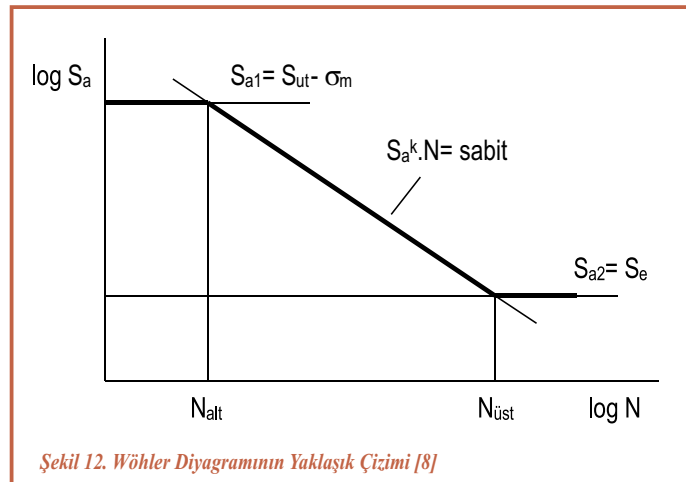
Şekil 11. Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

tekrar sayısından sonra sabit kaldığı kabul edilmiştir. Elde edilen iki kesişim noktası arasında diyagramın doğrusal karakteristiğe sahip olduğu düşünülmüştür [8].

S_{a1} 'in belirlenmesinde kullanılan ortalama gerilme σ_m , yorulma testleri sırasında uygulanan maksimum ve minimum düşey yüklere denk düşen gerilmelerin ortalaması olup;

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (1)$$

bağıntısından bulunmuştur. Sonlu elemanlar analizlerinden



Şekil 12. Wöhler Diyagramının Yaklaşık Çizimi [8]

elde edilen değerler yardımıyla $\sigma_m = 198,22$ MPa olarak hesaplanmıştır. S_e gövde malzemesinin düzeltilmiş yorulma mukavemeti olup, ideal yorulma dayanımı S_e' üzerinden hesaplanmıştır. Çekme dayanımı 1400 MPa'dan düşük çelik malzemeler için S_e' , malzemenin çekme dayanımının yaklaşık 0,504 katı olarak verilir [9;10]. Ancak bulunan bu değer, yüzeyi çok hassas işlenmiş, dairesel kesitli ve çubuk biçimli ideal deney numunesini temsil etmektedir. Aks gövdesi benzeri karmaşık yapılı ve belirli yüzey pürüzlülüğüne sahip parçaların yorulma hesaplarında, bu değer tasarım, imalat ve çevresel etkiler gibi çeşitli etkenleri içeren, düzeltme faktörü k ile birlikte değerlendirilmelidir [11]. Böylece S_e ;

$$S_e = k S_e' \quad (2)$$

bağıntısıyla ifade edilir. Burada,

$$k = k_a k_b k_c k_d k_e \quad (3)$$

şeklinde dir. Yüzey faktörü k_a , imalat yöntemine bağlı olup;

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (4)$$

bağıntısıyla tanımlanır. Şekillendirme sonrasında parça yüzeyi, sıcak haddelenmiş sacın yüzeyine yakın pürüzlülük özelliği kazanmaktadır. Bu durum için $a = 57,7$ ve $b = -0,718$ olarak verilir [9]. Çekme deneylerinden elde edilen $S_{ut} = 629,9$

MPa için $k_a = 0,564$ değerini alır. Bununla birlikte, gövdeye imalatın son aşamasında uygulanan kumlama işlemi yüzey yorulma mukavemetini arttırmaktadır. Bu artış çelikten mamul makine parçaları için literatürde yaklaşık % 70 olarak verildiğinden, $k_a = 0,959$ olarak düzeltilmiştir [8]. Dairesel olmayan kesitlerde $h = 50$ mm'den büyük kesit yükseklikleri için boyut faktörünün $k_b = 0,75$ alınması tavsiye edilmektedir. Eğilme zorlamasında yük faktörü $k_c = 1$ olup, işletim sıcaklığının $T = 0-250^\circ\text{C}$ aralığında olması durumunda sıcaklık faktörü $k_d = 1$ olarak hesaba katılmaktadır [12]. Gövdenin hasara uğrayan bölgelerinde gerilme yığılması olduğu, statik analizlerde belirlenmiştir. Bu nedenle yukarıda açıklanan faktörlere ek olarak, gerilme yığılmasına bağlı düzeltme faktörü k_e 'nin de dikkate alınması gerekir. Anılan değer;

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad (5)$$

şeklinde hesaplanır. Burada K_f yorulma için gerilme yığılma faktörüdür. Güvenliğin ön planda tutulduğu konstrüksiyonlarda K_f , statik gerilme yığılma faktörü K_t 'ye eşit alınabilir [9]. Gövdenin Şekil 3'te verilen boyutları ve karmaşık şekli göz önüne alındığında K_t 'nin standart literatürden elde edilebilmesi oldukça zor olduğundan, gerilme yığılma faktörü kavramının tanımını veren;

$$K_t = \frac{\sigma_p}{\sigma_n} \quad (6)$$

bağıntısından yararlanılmıştır. Bağıntıda, σ_p çentik etkisi nedeniyle ortaya çıkan maksimum gerilmeyi, σ_n ise anılan bölgede gerilme yığılması oluşturan etmen bulunmaması durumunda, aynı yüklemde ortaya çıkması beklenen nominal gerilmeyi simgelemektedir [8; 13]. $\sigma_p = \sigma_{maks} = 388,7$ MPa olarak alınmıştır. Nominal gerilme σ_n , Şekil 9'da verilen yüklem modeli üzerinden,

$$\sigma_n = \frac{M}{Z} \quad (7)$$

şeklinde hesaplanmış, gövde kendi eksenine boyunca sabit X_1-X_1

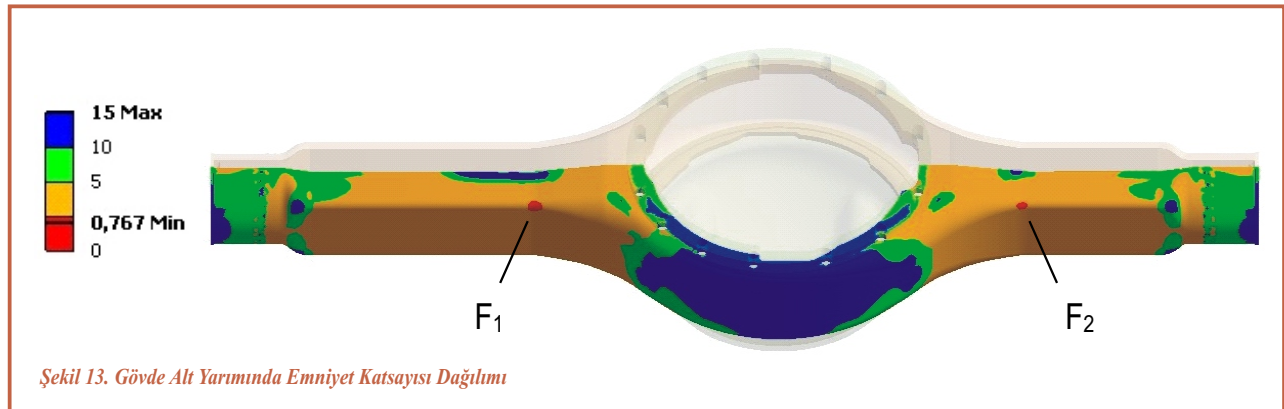
kesitine sahip, eğilmeye maruz basit bir kiriş gibi düşünülmüştür. Kritik kesitteki maksimum eğilme momenti M bu model yardımıyla $41,9.10^6$ N.mm ve kesitin mukavemet momenti $Z = 127.507$ mm³ olarak hesaplanmıştır. Böylece $\sigma_n = 329$ MPa bulunmuştur. Bu durumda $K_t \approx K_f = 1,181$ ve $k_e = 0,846$ olup toplam düzeltme faktörü $k = 0,608$ değerini almaktadır. Elde edilen değerler yardımıyla oluşturulan Wöhler diyagramı ANSYS® Workbench V11.0 kullanıcı arayüzünde tanımlanmış ve gerilme-ömür (stress-life) yaklaşımı kullanılarak, sonsuz ömür kriterine göre yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Analizde, $\sigma_m > 0$ durumunda kullanılması önerilen seçeneklerden biri olan Düzeltilmiş Goodman Yaklaşımı uygulanmıştır [8]. Bu yaklaşım, n emniyet katsayısı olmak üzere;

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (8)$$

bağıntısıyla tanımlanır. Burada gerilme genliği σ_a ;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad (9)$$

şeklinindedir. Gövde alt yarımındaki emniyet katsayısı dağılımı Şekil 13'te görülmektedir. Parçanın dış yüzeyinde en erken hasar başlangıcının F_1 bölgesinde ve yaklaşık $N = 3,6.10^5$ yük tekrar sayısında ortaya çıkacağı belirlenmiştir. Bu bölgedeki emniyet katsayısı $n = 0,93$ olarak hesaplanmıştır. İç yüzeyde minimum emniyet katsayısı, gerilme yığılmasının en yüksek olduğu F_2 bölgesinde $n = 0,767$ değerini almaktadır. Bunun anlamı, her iki bölgede de parça için öngörülen minimum sınır olan 5.10^5 'ten daha düşük yük tekrar sayılarında hasar oluşmasının mümkün olduğudur. Belirlenen iki kritik bölge dışında parça, sonsuz ömür koşulunu ($N > 10^6$ yük tekrarı) sağlamaktadır.



Şekil 13. Gövde Alt Yarımında Emniyet Katsayısı Dağılımı

DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Uygulanan gerilme analizi, testlerde hasara uğrayan bölgelerin yüklem nedeniyle gerilme yığılmasına maruz kaldığını ortaya

koymuştur. Yorulma analizi, kritik F_1 ve F_2 bölgelerinde; gövdenin dayanması istenen minimum sınır olan $N_{min}=5.10^5$ değerinden daha düşük yük tekrar sayılarında hasar oluşabileceğini göstermektedir. Gövdenin yorulma ömrünün arttırılması, büyük ölçüde gerilme yığılmasının azaltılmasına bağlıdır. Bunun için ilk olarak akla gelen çözüm, kullanılan sacın kalınlığını arttırmaktır. Ancak mevcut konstrüksiyonda, kritik bölgeler dışında sonsuz ömür koşulu halihazırda sağlanmakta olduğundan sac kalınlığının parça bütününde arttırılması, gereksiz ağırlık artışı da gündeme getirmektedir. Dolayısıyla pratik bir çözüm değildir. Cidarın örneğin 0,5 mm kalınlaştırılması, kritik kesitlerde yorulma ömrünü $5,8.10^5$ tekrar sayısının üzerine çıkarmakta, bununla birlikte gövde kütlelerinde %5 oranında bir artışa neden olmaktadır. Bu çözüme alternatif olarak, gövde kolu diferansiyel yatağı geçiş geometrisini yumuşatacak biçimde yapılacak şekillendirme değişiklikleri, yorulma dayanımı açısından istenen iyileşmeyi sağlayabilmek mümkündür. Böyle bir değişiklik, belirgin bir kütle artışına yol açmayacaktır.

Çemberin yapısı da gövde yorulma ömrünü belirli ölçüde etkilemektedir. Bu parçanın gerilme yığılmasına etkisini saptamak amacıyla, maksimum yükleme durumu için çember kullanılmadan yapılan sonlu elemanlar analizinde, kritik kesitte $\sigma_{maks}=427,5$ MPa değeri elde edilmiştir. Bu sonuca göre, mevcut çember anılan bölgede gerilme yığılmasını %10 oranında azaltmaktadır. Parça boyutlarının uygun şekilde değiştirilmesiyle daha yüksek rijitliğin sağlanması mümkündür. Bununla birlikte çember dış çapı, diferansiyel yatağı (banjo) çapıyla sınırlandırılmaktadır. Radyal yönde et kalınlığını arttırmak için iç çapın küçültülmesi ise diferansiyel kovanı bağlantısı nedeniyle mümkün değildir. Geriye kalan tek olasılık çemberin boyuna yöndeki kalınlığının arttırılmasıdır. İncelenen konstrüksiyonda, aktarma organlarının yerleşimi nedeniyle kalınlık artışı için verilen üst sınır 5mm'dir. Yapılan sonlu elemanlar analizleri bu artışın yorulma ömrünü belirli ölçüde arttırdığını ancak istenen minimum yük tekrar sayısı değerini elde etmek için yalnız başına yeterli olmadığını göstermiştir. Bu nedenle çember kalınlığının arttırılması, yardımcı bir çözüm olarak değerlendirilebilir.

SONUÇ

Arka aks gövdesi prototipine uygulanan düşey yorulma testlerinde, öngörülen yük tekrar sayılarına ulaşılmadan ortaya çıkan yorulma hasarı, sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla incelenmiştir. Test koşulları esas alınarak gerçekleştirilen bilgisayar destekli analizde belirlenen gerilme yığılma bölgelerinin, testlerde hasara uğrayan bölgelerle tam olarak örtüştüğü görülmüştür. Maksimum yükleme durumu için gövdenin statik mukavemet koşullarını sağladığı; buna karşın aynı yükün belirli bir yükleme aralığında tekrarlı olarak

uygulanması durumunda tasarım için öngörülen minimum yük tekrar sayısından daha önce hasar oluşabileceği belirlenmiştir. Sonlu elemanlar analizleri yardımıyla, hasarın nerede ve hangi yük tekrar sayısında ortaya çıkacağı yaklaşık olarak tahmin edilebilmektedir. Özellikle çalışma ömrü boyunca dinamik olarak zorlanması öngörülen parçaların tasarım aşamasında, sanal ortamda uygulanacak bu tür analizler test ve prototip maliyetlerini önemli ölçüde azaltmaktadır. Bunun yanı sıra tasarımdan kaynaklanabilecek yetersizliklerin, seri imalata geçilmeden belirlenmesi ve alınacak konstrüktif önlemlerle, işletim aşamasında ortaya çıkabilecek olası hasarların önüne geçilmesi mümkündür.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, bu çalışma kapsamında sunduğu lisanslı yazılım, bilgisayar donanımı ve test olanaklarından dolayı Ege Endüstri ve Ticaret AŞ'ye, değerli fikirleriyle çalışmaya verdikleri destekten dolayı Dokuz Eylül Üniversitesi'nden Y.Doç.Dr. E. Çınar YENİ ve Pamukkale Üniversitesi'nden Doç.Dr. Cemal MERAN'a teşekkür eder.

KAYNAKÇA

1. Reimpell J, Stoll H, Betzler JW, The Automotive Chassis: Engineering Principles, Butterworth-Heinemann, 2002, s.39
2. ANSYS Theory Reference, ANSYS Release 10.0, ANSYS, Inc.; 2005
3. Erdemir Ürün Kataloğu, 2007, s.50
4. Hoffmeyer J, Döring R, Seeger T, Vormwald M, Deformation Behaviour, Short Crack Growth and Fatigue Lives Under Multiaxial Nonproportional Loading, Int J Fatigue 2006; 28; 508-520
5. Yüksel M, Malzeme Bilimleri Serisi-Cilt 1: Malzeme Bilgisi, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın No: MMO/2003/271/2, Ankara, 2003, s.338
6. Gordon KW, Design, Evaluation and Selection of Heavy-Duty Rear axles, SAE Transactions, Vol.63, 1955, s.5-34
7. Rende H, Makina Elemanları, Cilt 1, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul, 1996, s.3-21
8. Schijve, J., Fatigue of Structures and Materials, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Netherlands, 2001, s. 68-172
9. Shigley JE, Mischke C, Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill, Inc., New York, 1989, s. 286-288
10. Lee YL, Pan J, Hataway R, Barkey M, Fatigue Testing and Analysis, Elsevier Butterworth-Heinemann, New York, 2005, s.162
11. Smith M, Fisher F, Romios M, Es-Said OS, On the Redesign of a Shear Pin Under Cyclic Bending Loads, Eng Fail Anal 2007;14;138-146
12. Shigley JE, Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., Tokyo, 1977, s.196
13. Pilkey WD, Pilkey DF, Peterson's Stress Concentration Factors, 3rd. ed, John Wiley & Sons, Inc, New York, 2008, s.159