

AĞIR TİCARİ TAŞIT ARKA AKS GÖVDESİNİN TEKRARLI DÜŞEY YÜK ALTINDA YORULMA ÖMRÜNÜN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ YARDIMIYLA İYİLEŞTİRİLMESİ*

M. Murat TOPAÇ**

*Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Anabilim Dalı, 35100 Bornova, İzmir
murat.topac@deu.edu.tr*

Hasan GÜNAL

Otokar Otobüs Karoseri Sanayi A.Ş., Arifiye, Sakarya

N. Sefa KURALAY

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

ÖZET

Taşıt süspansiyon sistemlerinin tasarımında ulaşılması istenen hedeflerden bir tanesi, yaylandırılmamış kütlelerin olabildiğince azaltılmasıdır. Bu amaçla, 45 ton kapasiteli beş akslı bir kamyonunda kullanılan arka aks gövdesinin cidarı belirli ölçüde inceltilmiştir. Ancak üretilen yeni prototiplere uygulanan düşey yorulma testlerinde, gövdenin öngörülen yük tekrar sayılarına ulaşmadan ve diferansiyel yatağı gövde kolu geçişindeki belirli bir bölgede yorulma hasarına uğradığı belirlenmiştir. Önceki çalışmada, sonlu elemanlar analizi yardımıyla, hasara uğrayan bölgelerde gerilme yığılması olduğu belirlenmişti. Uygulanan yorulma analizi, gövde prototipinin istenen yük tekrar sayısından daha önce hasara uğrayacağını da ortaya koymuştu. Sunulan çalışmada, hasar bölgesinin formunu oluşturan geometrik parametreler belirlenmiş, gerilme yığılmasının azaltılması ve yorulma ömrünün istenen düzeye getirilebilmesi amacıyla bu parametreler kullanılarak uygulanabilecek tasarım değişiklikleri incelenmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar, iyileştirilmiş geçiş bölgesi formuna göre hazırlanan gövde numunelerinin düşey yorulma testlerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Arka aks gövdesi, gerilme yığılması, düşey yorulma testi, tasarım iyileştirmesi, sonlu elemanlar yöntemi

Enhancement of Fatigue Life of A Heavy Commercial Vehicle Rear Axle Housing Under Cyclic Vertical Loading By Using Finite Element Analysis

ABSTRACT

One of the desired goals in vehicle suspension system design is to minimize the unsprung mass. In order to achieve this, sheet thickness of an axle housing which is used in a 45 metric tonnes capacity five axle truck, has been reduced to a certain extent. However, during the vertical fatigue tests applied to the new prototypes, fatigue failure occurred at the banjo transition area of housing samples prior to the expected load cycles. In the previous work, by using finite element analysis, it was shown that there were regions where fatigue failure is expected under stress concentration. Fatigue analysis of the axle housing also showed that, housing prototypes may get damaged before desired load cycles. In the present study, geometric parameters which constitute the form of the damaged regions were determined. To reduce stress concentration and obtain desired fatigue life, possible design changes by using these parameters were studied. The results obtained from this work were compared with the vertical fatigue test results of the housing prototypes which were prepared according to the enhanced transition geometry.

Keywords : Rear axle housing, stress concentration, vertical fatigue test, design enhancement, finite element method

** İletişim yazarı

Geliş tarihi : 24.06.2009
Kabul tarihi : 14.11.2009

* Bu çalışma, TMMOB Makina Mühendisleri Odası tarafından, 8-9 Mayıs 2009 tarihlerinde, Bursa'da TÜYAP'ta düzenlenen "11 Otomotiv Sempozyumu"nda, aynı yazar grubu tarafından, "Ağır Ticari Taşıtların Arka Aks Gövdesinin Tekrarlı Düşey Yükleme Altında Yorulma Davranışının Sonlu Elemanlar Analizi Yardımıyla İyileştirilmesi" adıyla

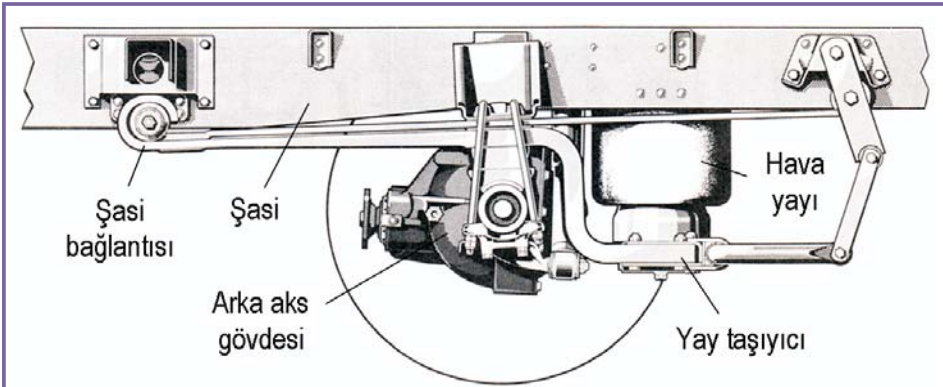
GİRİŞ

Taşıt süspansiyon sistemi tasarımındaki temel hedeflerden biri, yaylandırılmamış kütlelerin mümkün olduğunca azaltılmasıdır. Bu durum, yük taşıma kapasiteleri nedeniyle genelde ağır taşıt uygulamalarında tercih edilen sabit aks konstrüksiyonları açısından özellikle önem taşımaktadır [1]. Ancak bu hedef gerçekleştirilirken süspansiyon sistemi yapı elemanlarının, yoldan gelen darbeleri ve tekrarlı zorlanmalara karşı koyabilme yeteneğinin de korunabilmesi gerekir. Yüksek kapasiteli bir ticari taşıtta kullanılmakta olan bir sabit arka aks konstrüksiyonunda, aks gövdesi cidarı inceltilebilir, yaylandırılmamış kütlelerin azaltılması ve üretim maliyetinin düşürülmesi hedeflenmiştir. Sistemin ağır taşıtlarda uygulanan genel bir örneği Şekil 1'de, ayrıntısı ise Şekil 2'de görülmektedir [2]. Bu tip konstrüksiyonlarda aks gövdesi şasiye, iki hava yayıyla desteklenmiş bir yay taşıyıcı

uğramaması gerekmektedir. Ancak uygulanan testler sırasında, cidarı inceltilmiş numunelerden bazılarının öngörülen sınıra ulaşmadan yaklaşık $N=3,7 \times 10^5$ - $4,8 \times 10^5$ yük tekrar sayısı aralığında, gövde kolu - diferansiyel yatağı geçiş bölgelerinde, Şekil 3'te örneği görülen biçimde hasara uğradığı belirlenmiştir. Önceki çalışmada, bu hasarın nedeni sonlu elemanlar analizi yardımıyla incelenmiş, hasar bölgelerinde yük altında gerilme yığılması olduğu ortaya konmuştu. Statik mukavemet koşullarının sağlanmasına karşın, Marin faktörleri de dikkate alınarak uygulanan yorulma analizleri, test yükünün tekrarlı olarak uygulanması halinde, geçiş bölgelerinde gerilme yığılması nedeniyle öngörülen yük tekrar sayısından daha önce hasar oluşabileceğini göstermişti [6,7].

Sunulan çalışmada, hasara uğrayan bölgenin formunu oluşturan geometrik parametreler belirlenmiştir. Gerilme yığılmasının düşürülmesi ve yorulma ömrünün artırılması için

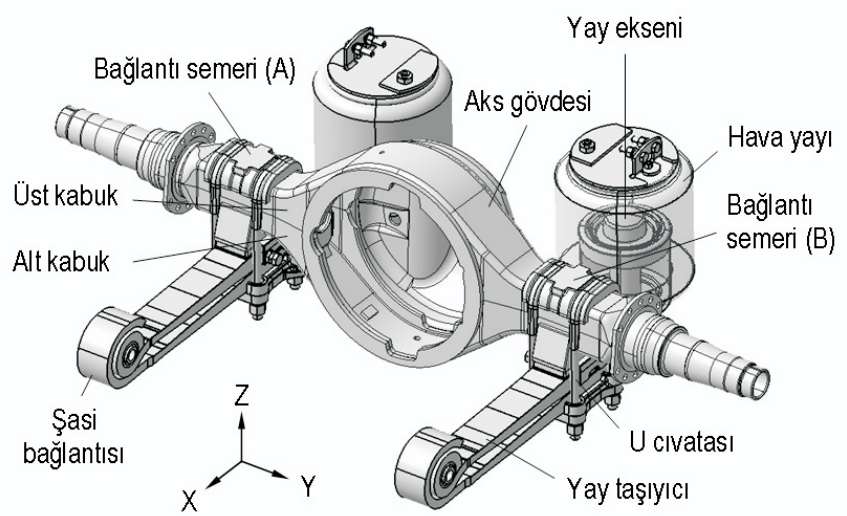
söz konusu parametreler, yay taşıyıcı aks gövdesi bağlantı konstrüksiyonunun izin verdiği oranda değiştirilmiştir. Bu değişimlerin gerilme yığılmasına etkisi, sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiş, minimum gerilme değerini veren geçiş formu belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, düzenlenmiş geçiş formuna göre üretici firma bünyesinde üretilen yeni gövde prototiplerinin düşey yorulma testlerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.



Şekil 1. Çift Hava Yaylı Sabit Arka Aks Konstrüksiyonu (Daimler-Benz) [2]

yardımıyla bağlanmaktadır [3,4]. İncelenen örnekte gövde, preste sıcak olarak şekillendirildikten sonra kaynakla birleştirilmiş iki özdeş kabuktan oluşmaktadır. Aks gövdesi imalatında sıklıkla uygulanan bu yöntemle, hafif ve dayanıklı bir gövde konstrüksiyonu elde etmek mümkün olmaktadır [5].

Oluşturulan yeni gövde prototipleri, bu elemanların tekrarlı düşey yükler altındaki yorulma ömrünü belirlemek için uygulanan düşey yorulma testine tabi tutulmuştur. Üretici tarafından belirlenen uygunluk kriterine göre, bir gövde prototipinin bu testi geçebilmesi için en az $N=5 \times 10^5$ yük tekrarı boyunca herhangi bir bölgeden hasara



Şekil 2. Arka Aks Konstrüksiyonunun Ayrıntısı



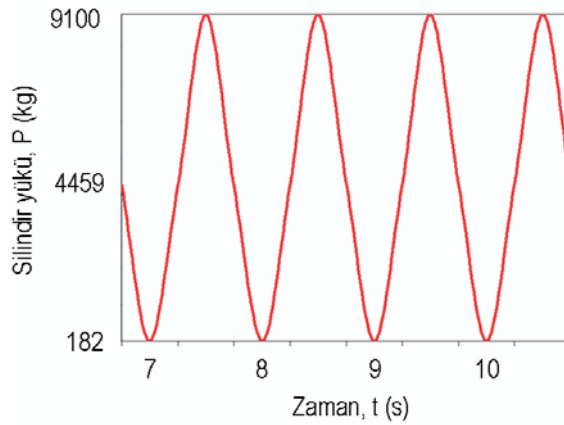
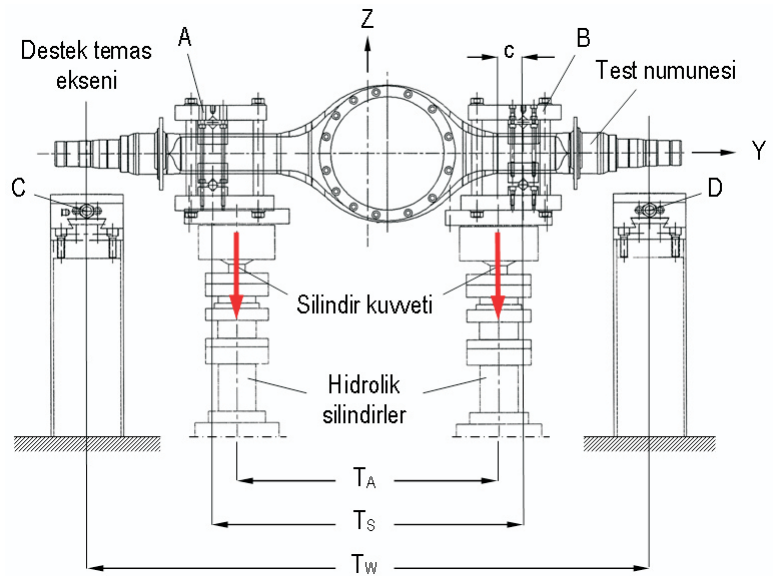
Şekil 3. Gövde Numunesinde Yorulma Hasarı Örneği

DÜŞEY YORULMA TESTİNİN YÜKLEME MODELİ

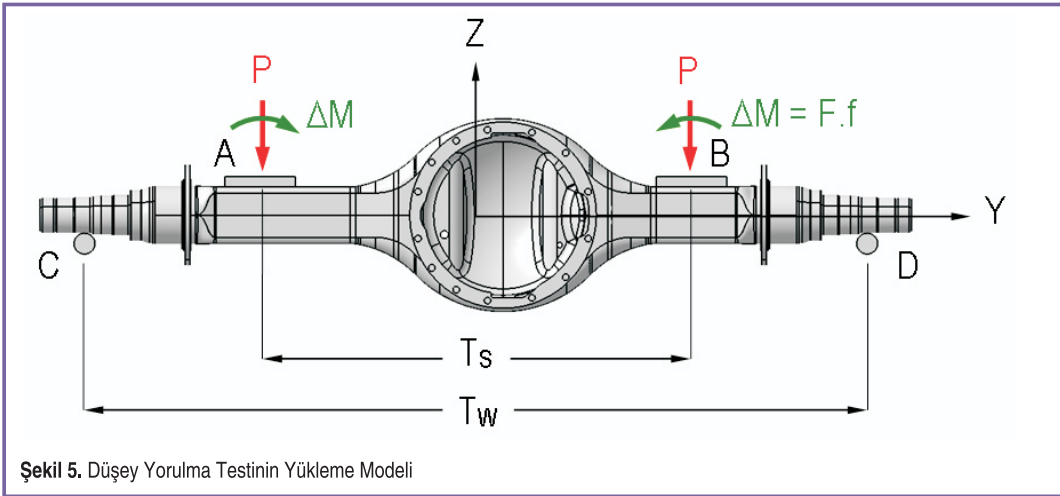
Şekil 4'te prensip şeması ve yükleme karakteristiği görülen düşey yorulma testlerinde aks gövdesi, tekerlek temas noktalarını temsil eden ve açıklığı aksın iz genişliği T_w 'ye eşit C ve D silindirik desteklerine oturtulmakta, gövde kollarına yay taşıyıcı bağlantı noktalarından düşey doğrultuda monte edilen hidrolik silindirler, öngörülen test yükünü yorulma hasarı oluşuncaya kadar numuneye tekrarlı olarak uygulamaktadır [6,7]. Uygulanan test yükü sabit genliğe sahiptir. İncelenen aks gövdesi prototipinin testinde silindir yükü üretici tarafından, bağlantı semerlerinden gövde kollarına düşey olarak etkimesi öngörülen nominal tasarım yükünün iki katı olarak seçilmiştir.

Test koşullarının sonlu elemanlar analizine yansıtılabilmesi için, oluşturulan gövde katı modeli, Şekil 5'te görülen C ve D silindirik destekleri üzerine yerleştirilmiştir. Aynı zamanda sınır koşullarını da temsil eden bu destekler, test cihazında olduğu gibi yalnızca kendi eksenleri etrafında dönebilmekte olup diğer yönlerde dönme ya da öteleme serbestliğine sahip değildir (Şekil 6).

Arka aks konstrüksiyonunda yay başına öngörülen nominal F yükü, semer bağlantı noktalarının (A ve B) her birinde $P=4550$ kg'lık bir düşey statik reaksiyon ve yay taşıyıcının Şekil 7'de görülen özel geometrisi nedeniyle, anılan yay yükü ile orantılı ilave bir ΔM eğilme momenti oluşturmaktadır.



Şekil 4. Düşey Yorulma Testinin Şeması ve İdealize Edilmiş Silindir Yükü [6,7]

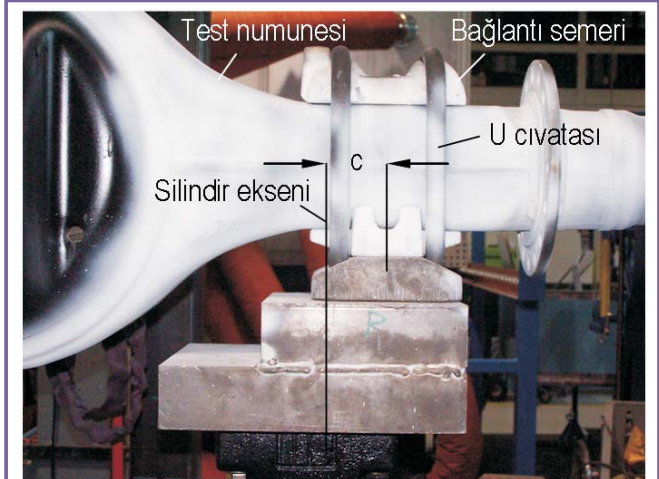


Testlerde bu momentin oluşturulabilmesi için hidrolik silindirler aks kollarına eksenden belirli bir c mesafesi kadar kaçık yerleştirilmektedir. Bu uygulamanın örneği Şekil 8'de görülmektedir.

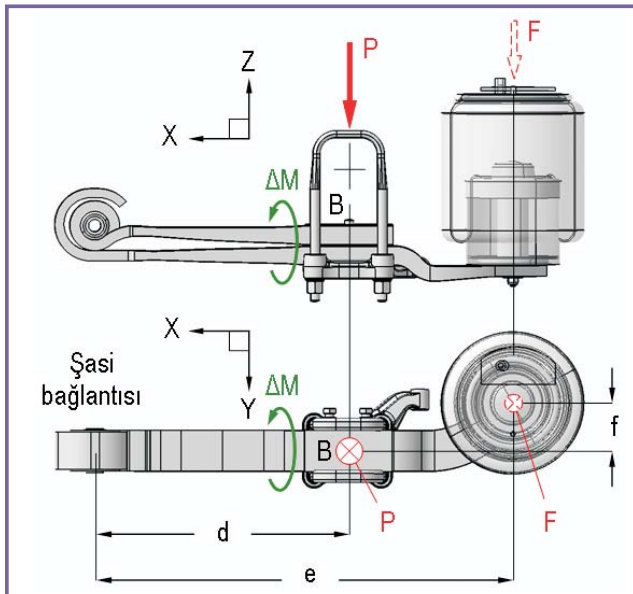
Şekil 5. Düşey Yorulma Testinin Yükleme Modeli



Şekil 6. Test Cihazında Kullanılan Silindirik Desteğin Ayrıntısı



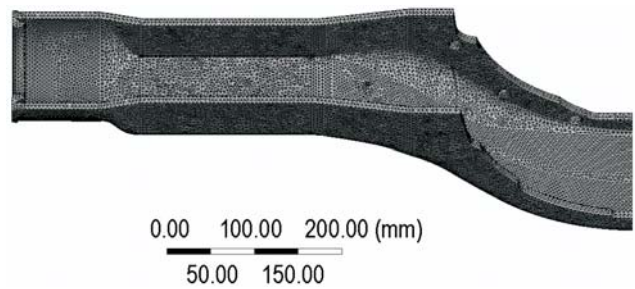
Şekil 8. İlave Eğilme Momenti ΔM 'nin Numuneye Uygulanması



Şekil 7. Yay Taşıyıcı Üzerinde Kuvvet Çevrimi

DÜŞEY YORULMA TEŞTİNİN SONLU ELEMANLAR SİMÜLYASYONU

Aks gövdesinin katı modeli, gerilme ve yorulma analizlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla ANSYS® Workbench V11.0 ticari sonlu elemanlar yazılımına aktarılmıştır. Gövdenin sonlu elemanlar modelinde, her biri üçer doğrusal serbestlik derecesine sahip toplam on düğümden oluşan SOLID187



Şekil 9. Alt Kabuğun Yüksek Eleman Yoğunluklu Sonlu Elemanlar Modeli

elemanı kullanılmıştır [8]. Sistemi oluşturan elemanlar arasındaki temas CONTA174 ve TARGE170 elemanları kullanılarak modellenmiştir. Hasar analizi için oluşturulan ilk model, 779.305 eleman ve 1.287.354 düğümünden oluşmaktadır [6,7]. Bu modelde, söz konusu hasar bölgeleri dışında, gövde üzerinde başka kritik bölgeler bulunup bulunmadığının tespiti için, alt ve üst kabukta eleman yoğunluğu, donanım imkanının elverdiği ölçüde yüksek ve Şekil 9'da görüldüğü gibi parçanın her bölgesinde eşit tutulmuştur.

En yüksek zorlanma durumunu simüle etmek için sonlu elemanlar modeline, testlerde kullanılan ve nominal yükün iki katı olan $P = 9100$ kg'lık maksimum düşey yük, bunun oluşturduğu ilave eğilme momenti (ΔM) ile birlikte, bağlantı semeri montaj noktalarını temsil eden A ve B levhalarından Şekil 5'te görüldüğü gibi uygulanmıştır. Analizlerde, numunelerin hasara uğradığı gövde kolu - diferansiyel yatağı geçiş bölgelerinde (F_1 ve F_2) gerilme yığılmaları oluştuğu, von Mises gerilmesinin bu bölgelerde $\sigma_{maks} = 388,7$ MPa değerine kadar yükseldiği; ancak statik mukavemet koşullarının hâlâ sağlanmakta olduğu belirlenmiştir (Şekil 10). Bununla birlikte test yükü gerçekte dinamik karakteristiğe sahip olduğundan, gerilme-ömür (stress-life) yaklaşımı kullanılarak, sonsuz ömür kriterine göre yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Bunun için [9]'da önerilen bir yöntem kullanılarak, gövde malzemesinin Wöhler diyagramı oluşturulmuştur. Burada malzemenin düzeltilmiş yorulma mukavemeti (S_e), çekme dayanımı (S_{ut}) ve "Marin faktörleri" olarak da bilinen yorulma düzeltme faktörleri ışığında;

$$S_e' = 0,504S_{ut} \quad (1)$$

ve

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (2)$$

bağıntıları üzerinden bulunmuştur [10]. Gerilme ve yorulma analizlerinde kullanılan parametreler, toplu olarak Tablo 1'de verilmiştir. Bu değerler, sıcak şekillendirilmiş gövde malzemesine uygulanan çekme deneyleri ve ilgili literatürden elde edilmiştir [11,12].

Gerilme yığılmasına bağlı düzeltme faktörünün belirlenmesinde kullanılan gerilme yığılma faktörü;

$$K_t = \frac{\sigma_p}{\sigma_n} \quad (3)$$

bağıntısı üzerinden, kesitte oluşan en yüksek gerilmenin ($\sigma_p = \sigma_{maks}$), normal koşullarda bu bölgede ortaya çıkması gereken nominal gerilmeye (σ_n) oranı şeklinde hesaplanmıştır [13,14]. Nominal gerilmenin belirlenmesinde gövde uzunluğu boyunca kritik kesit formuna sahip basit bir giriş gibi düşünülmüştür [15]. Kritik kesitteki maksimum eğilme momenti Şekil 5 ve Şekil 7 üzerinden;

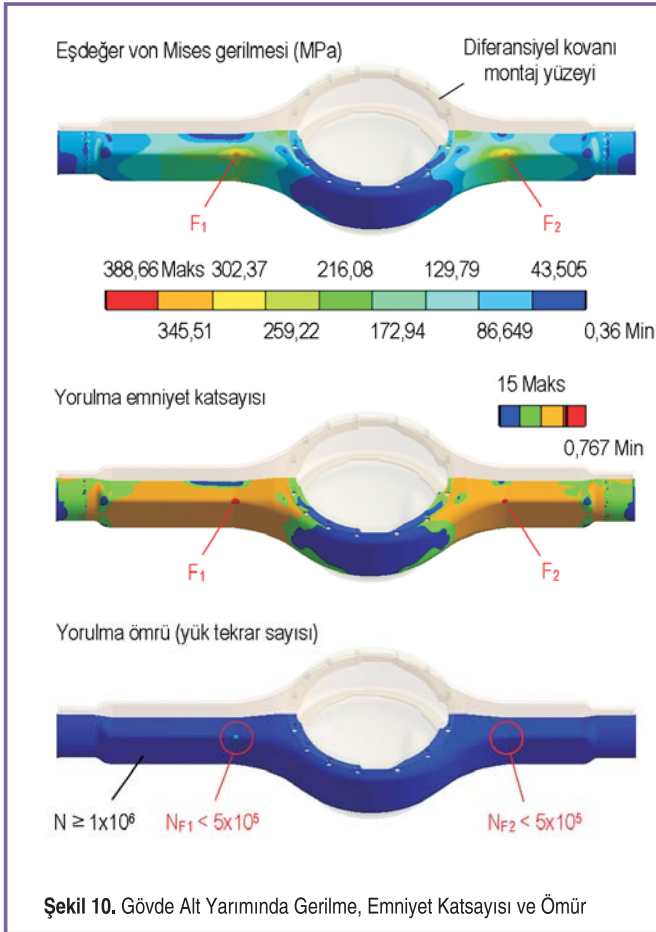
$$M = P \cdot \left[\left(\frac{T_w - T_s}{2} \right) + \left(f \cdot \frac{d}{e} \right) \right] \quad (4)$$

şeklinde bulunmuştur. Hesaplanan M değerinin, kritik kesitin kesit mukavemet momentine (Z) oranı nominal gerilmeyi vermektedir. Bu yöntemle $\sigma_n = 329$ MPa, $K_t = 1,181$ ve $k_c = 0,846$ olarak hesaplanmıştır. Elde edilen değerler ve [9]'da önerilen yöntemle, çekme deneyi sonuçları üzerinden

Tablo 1. Gerilme ve Yorulma Analizlerinde Kullanılan Parametreler [6,7]

Parametre	Sembol	S460N (1.8901)	
		Durum	Değer
Elastisite modülü	E	700-750°C aralığında sıcak şekillendirme	208,5 (GPa)
Poisson oranı	ν	700-750°C aralığında sıcak şekillendirme	0,3 (-)
Çekme dayanımı	S_{ut}	700-750°C aralığında sıcak şekillendirme	629,9 (MPa)
Akma sınırı	S_y	700-750°C aralığında sıcak şekillendirme	497,5 (MPa)
Yüzey faktörü	k_a	Sıcak şekillendirme sonrası kumlanmış	0,959 (-)
Boyut faktörü	k_b	Kritik kesit boyutları; b, h > 50 (mm)	0,75(-)
Yük faktörü	k_c	Eğilme	1,0 (-)
Sıcaklık faktörü	k_d	Ortam sıcaklığı, T < 250°C	1,0 (-)
Gerilme yığılmasına bağlı düzeltme faktörü	k_e	$\approx 1/K_t$ (K_t : Gerilme yığılma faktörü)	0,846(-)

oluşturulan Wöhler diyagramı ışığında yapılan yorulma analizinde gövde alt yarımında, F_1 ve F_2 bölgelerinde, öngörülen $N = 5 \times 10^5$ yük tekrar sayısının altında hasar oluşabileceği belirlenmiştir. Söz konusu iki kritik bölge dışında parça, sonsuz ömür koşulunu ($N > 1 \times 10^6$ yük tekrarı) sağlamaktadır. Analizlerde elde edilen sonuçlar toplu olarak Şekil 10'da özetlenmektedir.



TASARIMIN İYİLEŞTİRİLMESİ

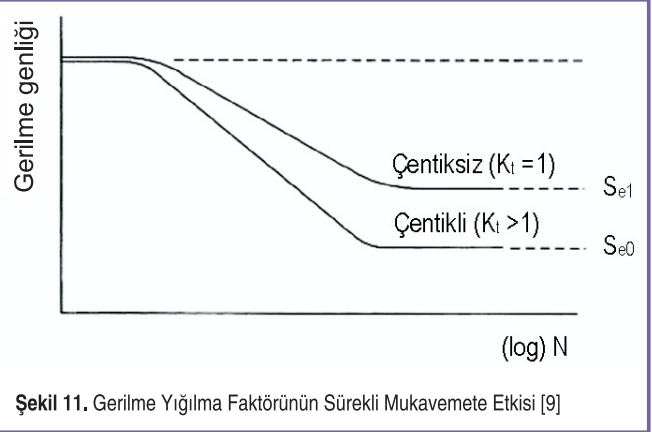
Kritik kesitte geometrik parametrelerin saptanması

Gövdenin kritik bölgelerinde yorulma ömrünün artırılması, büyük ölçüde gerilme yığılmasının ve dolayısıyla gerilme yığılma faktörünün azaltılmasına bağlıdır. Anılan faktörün Wöhler diyagramı karakteristiğine ve sürekli mukavemete etkisi Şekil 11'de görülmektedir [9].

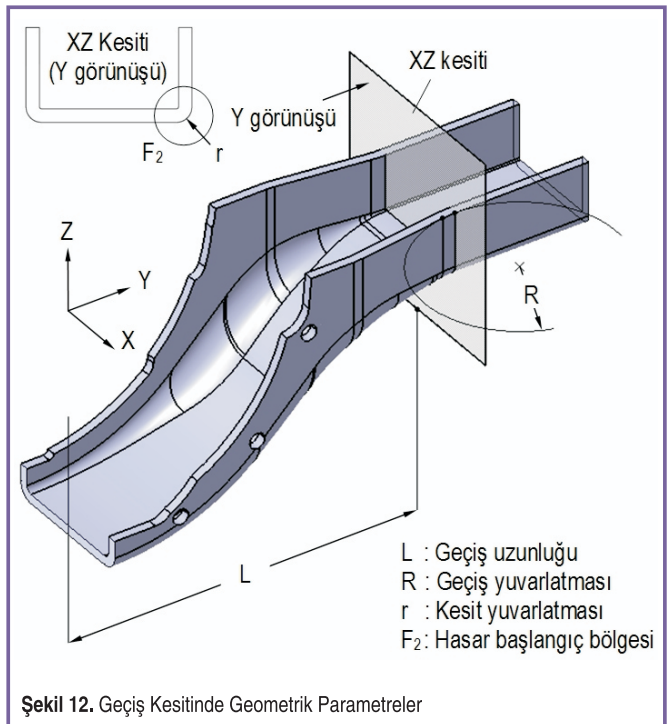
Hasar bölgesinde gerilme yığılmasının azaltılması için gövde-kol geçişinde tasarım değişikliğine gidilmesi öngörülmüş, anılan değişikliğin üç geometrik parametreye bağlı olduğu saptanmıştır. Bu parametrelerdeki değişimlerin gerilme yığılmasını hangi ölçüde değiştirdiği incelenmiştir. Şekil 12'de geçiş kesiti üzerinde görülen geometrik parametreler;

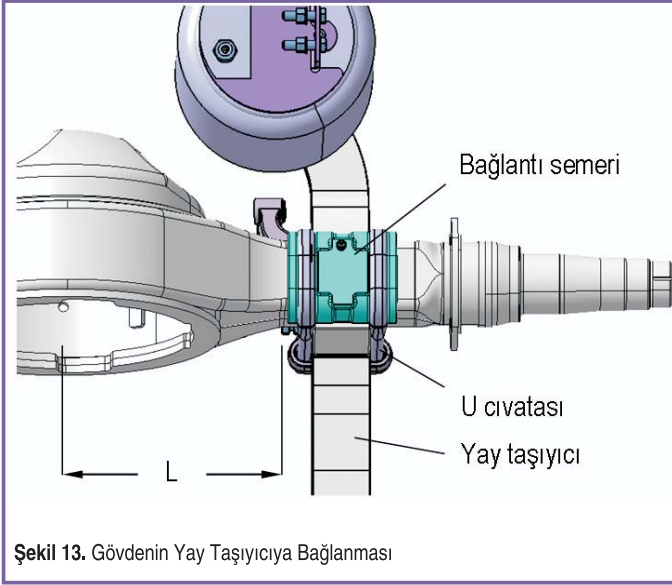
- Geçiş uzunluğu, L
- Geçiş yuvarlatması, R ve
- Kesit yuvarlatması, r

şeklinde dir. Tasarım iyileştirme aşamasında, söz konusu parametreler asıl katı model üzerinde, Şekil 13'te görülen yay taşıyıcı bağlantı konstrüksiyonunun izin verdiği ölçüde değiştirilmiştir.

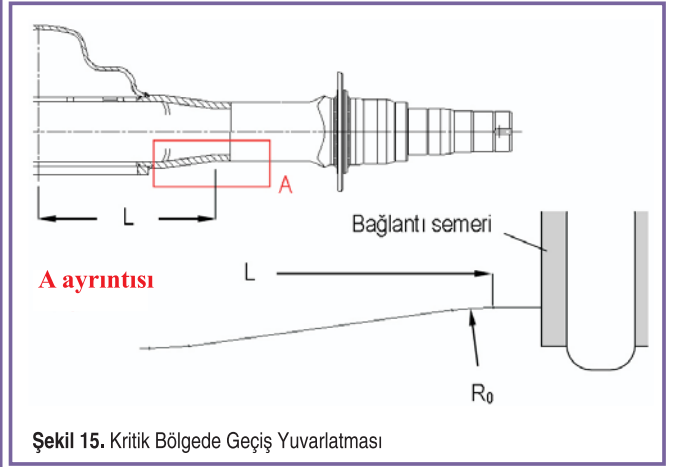


Bu değişimlerin gerilme yığılmasına olan etkileri, en yüksek gerilmenin ortaya çıktığı F_2 bölgesi için diyagramlar halinde verilmiştir. Diyagramlarda tanımlanan 0 alt indisi parametrenin başlangıç değerini, 1 ise değiştirilmiş değeri temsil etmektedir. Diyagramlar bu iki değer oranı şeklinde düzenlenmiştir.



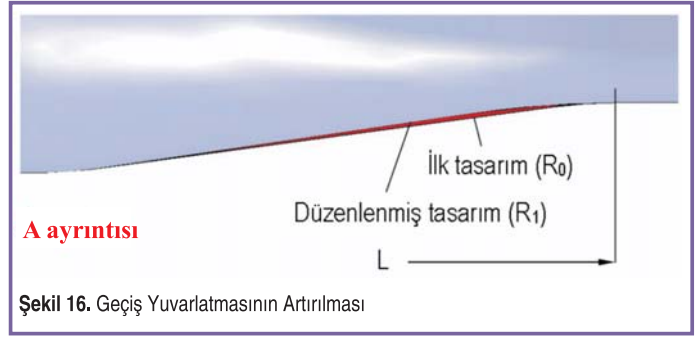


Şekil 13. Gövdenin Yay Taşıyıcıya Bağlanması

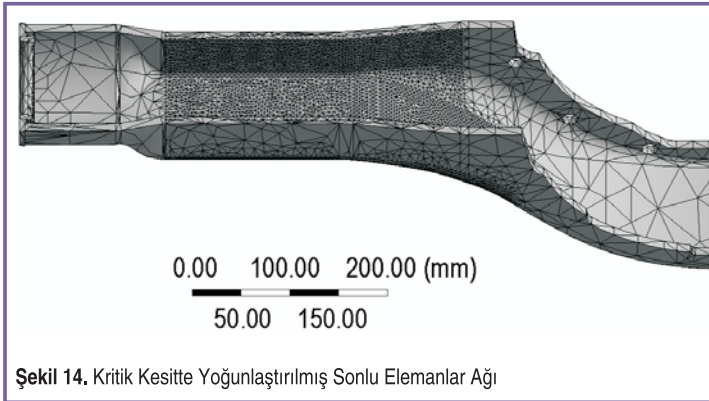


Şekil 15. Kritik Bölgede Geçiş Yuvarlatması

Yapılan ilk sonlu elemanlar analizinde, hasara uğrayanlar dışında kritik bölgeye rastlanmadığından, parametrelerin değiştirilmiş değerlerine göre oluşturulan yeni katı modellerin analizlerinde, Şekil 8'de görülen ağıdan farklı olarak, işlem süresini kısaltmak amacıyla yalnızca kritik bölgelerde eleman yoğunluğu artırılmıştır. Böylelikle bilgisayar işlem süresi, model başına yaklaşık dörtte üç oranında azaltılmıştır. Eleman yoğunluğu düzenlenmiş sonlu elemanlar modellerinin bir örneği Şekil 14'te görülmektedir.



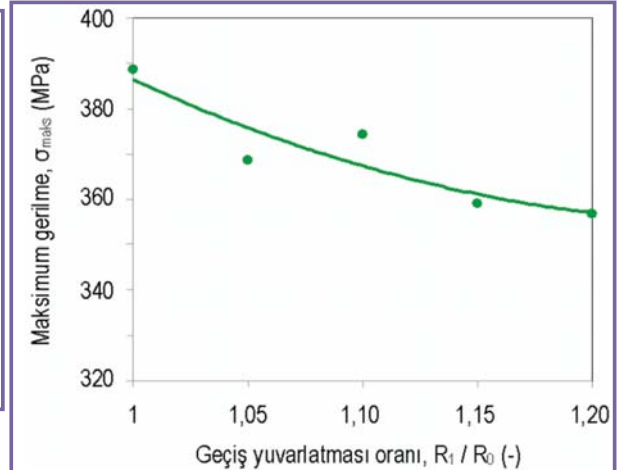
Şekil 16. Geçiş Yuvarlatmasının Artırılması



Şekil 14. Kritik Kesitte Yoğunlaştırılmış Sonlu Elemanlar Ağı

Geçiş Yuvarlatmasının Gerilme Yığılmasına Etkisi

İlk olarak geçiş yuvarlatmasındaki (R) artışın σ_{maks} üzerindeki etkisi incelenmiştir (Şekil 15). Prensibi Şekil 16'da görülen bu uygulamada, R değeri %5 aralıkla %20'ye kadar artırılmış dört yeni modele, yükleme koşulları aynı kalmak suretiyle sonlu elemanlar analizi uygulanmıştır. Yapılan değişikliğin F_2 bölgesindeki gerilme yığılmasına etkisi Şekil 17'de görülmektedir. Buna göre, $R_1=1,2R_0$ olması durumunda σ_{maks} 'ın yaklaşık 357 MPa değerine kadar azaldığı belirlenmiştir.

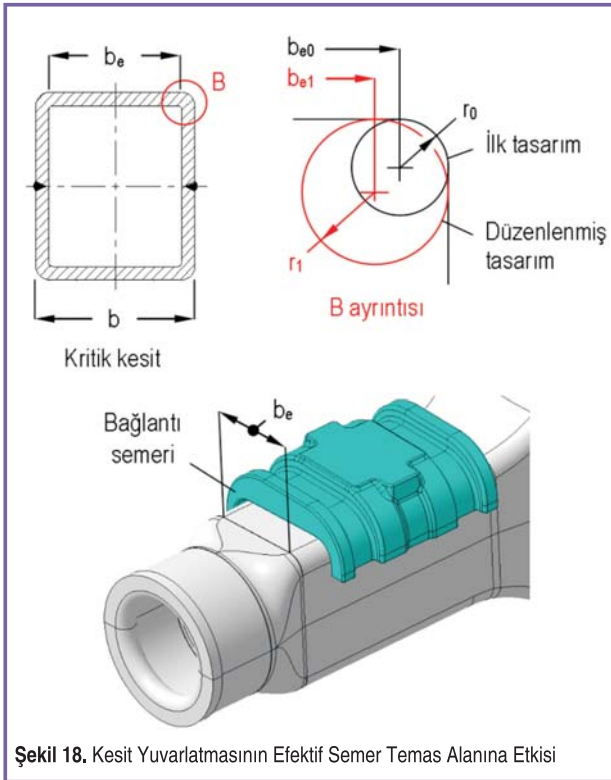


Şekil 17. Geçiş Yuvarlatmasındaki Artışın F_2 Bölgesinde Gerilme Yığılmasına Etkisi

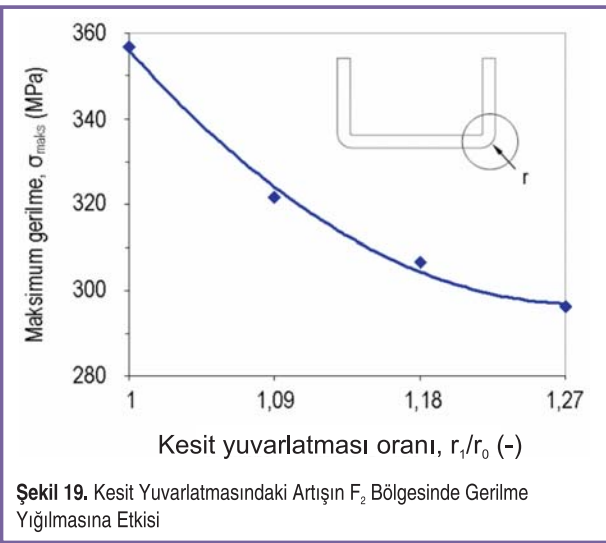
Kesit Yuvarlatmasının Gerilme Yığılmasına Etkisi

Hasara uğrayan bölge incelendiğinde kritik kesitte dikkat çeken nokta, gövde iç bölgesinin oldukça küçük bir yarıçapa sahip olmasıdır. Oysa tekrarlı yük altında çalışan konstrüksiyon elemanlarında keskin köşelerden kaçınılması gerekmektedir.

[16,17,18]. Bu nedenle gerilme yığılmasına etkisi incelenecek ikinci parametre kesit yuvarlatması r olarak belirlenmiştir. Bunun için, $R_1=1,2R_0$ koşulu değiştirilmeden kesit yuvarlatması r , artırılmıştır. r değerinin artımı için verilen sınırlama yüzey basıncıyla ilgilidir. Aks gövdesi imalatında üst ve alt kabuk olarak tek parça kullanılmaktadır. Bu nedenle kritik bölgelerde gerilme yığılmasının azaltılması için kesit yuvarlatmasının artırılması, üst kabukta da bu değer büyümeye anlamına gelmektedir. r artırıldıkça, Şekil 18'de görülen bağlantı semerinin gövde koluna temas ettiği efektif



Şekil 18. Kesit Yuvarlatmasının Etkif Semer Temas Alanına Etkisi

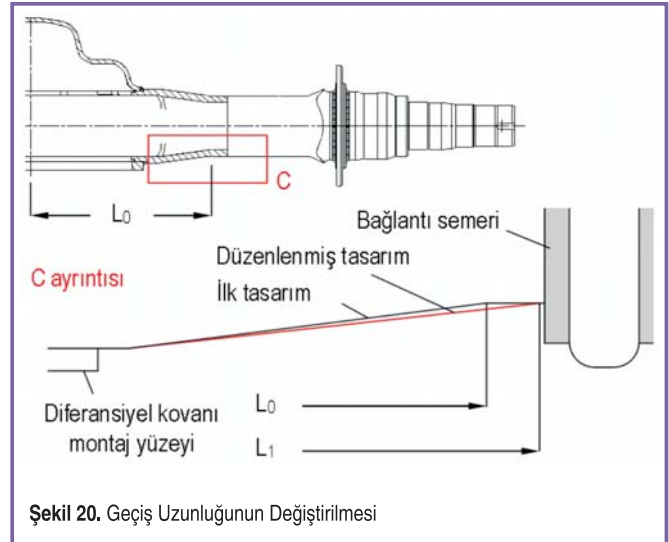


Şekil 19. Kesit Yuvarlatmasındaki Artışın F_2 Bölgesinde Gerilme Yığılmasına Etkisi

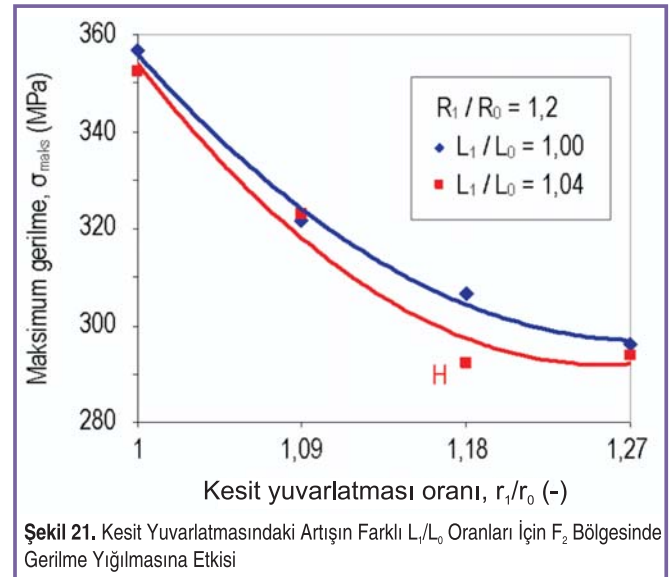
temas genişliği b_e , dolayısıyla oturma yüzeyi azalmakta, bu da anılan bölgede parçaya etkiyen yüzey basıncını yükseltmektedir. Üretici tarafından, belirlenen tasarım kriterine göre r_1/r_0 oranının 1,27 değerini aşması istenmemektedir. Bu sınırlama dikkate alınarak hazırlanan modellerin analizinde, söz konusu değer en düşük gerilme yığılmasını verdiği görülmüştür. Kesit yuvarlatmasındaki artışın F_2 bölgesinde gerilme yığılmasına etkisi Şekil 19'da görülmektedir.

Geçiş Uzunluğunun Gerilme Yığılmasına Etkisi

Son olarak L geçiş uzunluğunda Şekil 20'ye göre yapılacak artımın etkileri incelenmiştir. Bu değişikliğin derecesi, Şekil 13 ve Şekil 20'de görüldüğü gibi bağlantı semerlerinin ve U civatalarının konumuyla sınırlandırılmaktadır. Bu nedenle L , gövdenin kısa kolu ve bağlantı konstrüksiyonunun izin verdiği $L_1=1,04L_0$ ölçüsünde artırılmış, yapılan analizlerde σ_{maks} açısından düşük değer $r_1/r_0=1,18$ için elde edildiği görülmüştür (Şekil 21; H noktası).



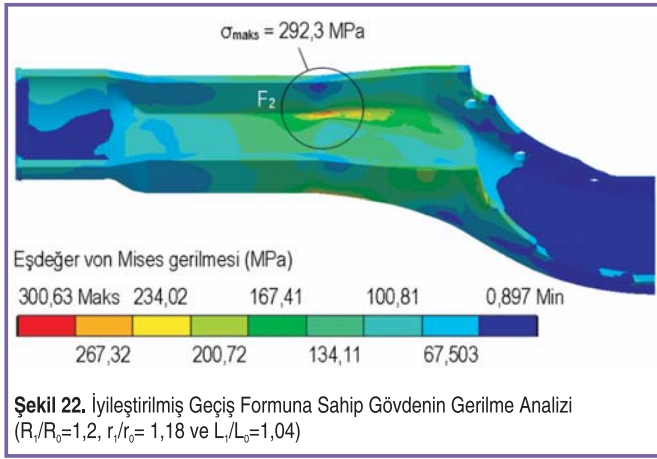
Şekil 20. Geçiş Uzunluğunun Değiştirilmesi



Şekil 21. Kesit Yuvarlatmasındaki Artışın F2 Bölgesinde Gerilme Yığılmasına Etkisi

Bu değer aynı zamanda yüzey basıncı sınırlaması açısından $r_1/r_0=1,27$ oranına göre daha uygundur. Gerçekleştirilen son iki uygulamanın gerilme yığılmasındaki azalmaya etkisi karşılaştırmalı olarak Şekil 21'de verilmektedir.

Bu sonuçlar ışığında, geçiş formu, $R_1/R_0=1,2$, $r_1/r_0= 1,18$ ve $L_1/L_0=1,04$ oranlarına göre yeniden düzenlenecek aks gövdesinde, $P= 9100$ kg'lık test yükü altında oluşacak maksimum gerilmenin F_2 bölgesinde $\sigma_{maks}=292,3$ MPa değerine kadar düşebileceği belirlenmiştir (Şekil 22). Anılan bölgede minimum test yükü olan $P= 182$ kg için ise $\sigma_{min}= 5,84$ MPa olarak elde edilmiştir.



Böylece;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (5)$$

bağıntısıyla verilen gerilme genliği, bu bölgede $\sigma_{a1} = 143,23$ MPa ve

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (6)$$

şeklinde ifade edilen ortalama gerilme $\sigma_{m1} = 149,07$ MPa olarak hesaplanmıştır. F_1 Bölgesi için bulunan değerler ise $\sigma_{maks} = 300,63$ MPa, $\sigma_{min} = 6,02$ MPa, $\sigma_{a1} = 147,31$ MPa ve $\sigma_{m1} = 153,01$ MPa şeklindedir.

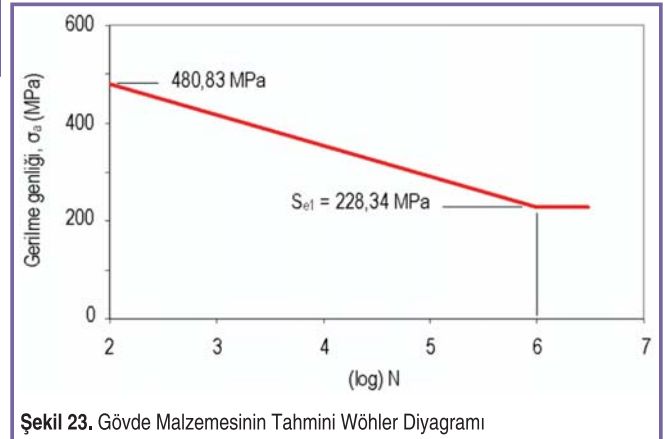
YORULMA ANALİZİ

Minimum gerilme yığılmasını veren gövde formunun yorulma analizi, Referans [9]'da verilen yöntem yardımıyla S_{ut} , σ_m , Tablo 1'de verilen Marin faktörleri ve (1) bağıntısı ışığında tahmini olarak oluşturulan Wöhler Diyagramı kullanılarak, Düzeltilmiş Goodman Yaklaşımı'na göre gerçekleştirilmiştir. Bilindiği gibi bu yaklaşıma göre, tekrarlı yük altında çalışan bir makine parçasının sonsuz ömüre sahip olabilmesi için, parçanın tüm bölgelerinde genlik gerilmesi ve ortalama gerilme kombinasyonunun;

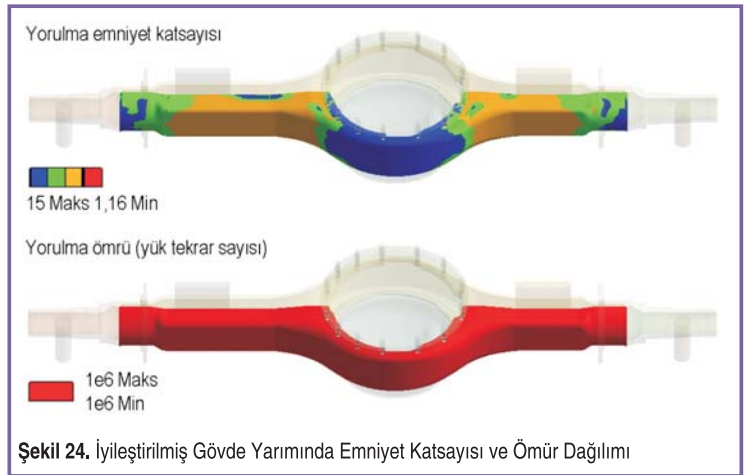
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (7)$$

bağıntısıyla tarif edilen Düzeltilmiş Goodman doğrusunun altında kalması gerekmektedir. Burada n , yorulma emniyet katsayısıdır [19].

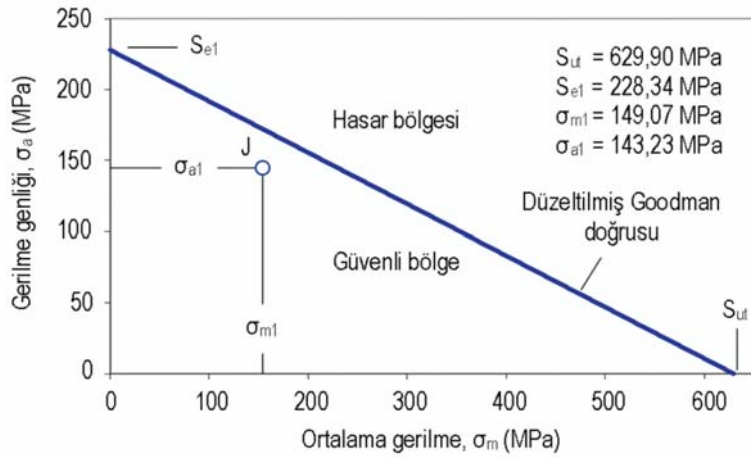
Gövde malzemesi için Wöhler diyagramı oluşturulurken, iyileştirilmiş geçiş formu için yapılan gerilme analizinde, her iki kritik bölgede (F_1 ve F_2) elde edilen maksimum gerilme değerinin, hesaplanan teorik nominal gerilme σ_n 'den düşük olduğu görülmüştür. Bunun anlamı, gerilme yığılma faktörü K_t 'nin 1'den daha küçük bir değer almasıdır. Böyle bir durum pratikte mümkün olmayacağından, yorulma analizinde $K_t \approx 1$ kabul edilmiştir. Analiz sonucunda, parça genelinde sonsuz ömür koşulunun sağlandığı belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, aks gövdesinin nominal tasarım yükünün iki katıyla, yüksek gerilme genliği altında dinamik olarak zorlanması durumunda minimum emniyet katsayısı, F_1 bölgesinde $n = 1,16$ ve F_2 bölgesinde $n = 1,18$ değerini almaktadır. İyileştirilmiş gövde formu için oluşturulan Wöhler Diyagramı Şekil 23'te, yorulma analizi sonucunda elde edilen yorulma emniyet katsayısı ve yorulma ömrü dağılımı ise Şekil 24'te görülmektedir.



Şekil 23. Gövde Malzemesinin Tahmini Wöhler Diyagramı



Şekil 24. İyileştirilmiş Gövde Yarımında Emniyet Katsayısı ve Ömür Dağılımı



Şekil 25. İyileştirilmiş Aks Gövdesinin F₂ Bölgesi İçin Oluşturulan Düzeltilmiş Goodman Diyagramı

numunesi P= 9100-182 kg yüklemeye aralığında düşey yorulma testine tabi tutulmuştur. Testlerde, 5×10^5 yük tekrar sayısı boyunca hiçbir numunenin kritik bölgelerinde hasar oluşumu gözlenmemiştir. Özel olarak, numunelerden bir tanesinin testi $7,3 \times 10^5$ tekrar sayısına kadar sürdürülmüş ve benzer sonuç alınmıştır. Testi tamamlamış numunelerin bir örneğine ait geçiş bölgeleri Şekil 26'da görülmektedir.

DEĞERLENDİRME

Gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizleri, yapılan parametrik iyileştirmelerle, kritik bölgede maksimum gerilmenin azaltılabileceğini göstermiştir. Bu şekilde, yük tekrarı sırasında parça üzerinde oluşan maksimum ve minimum gerilmeler



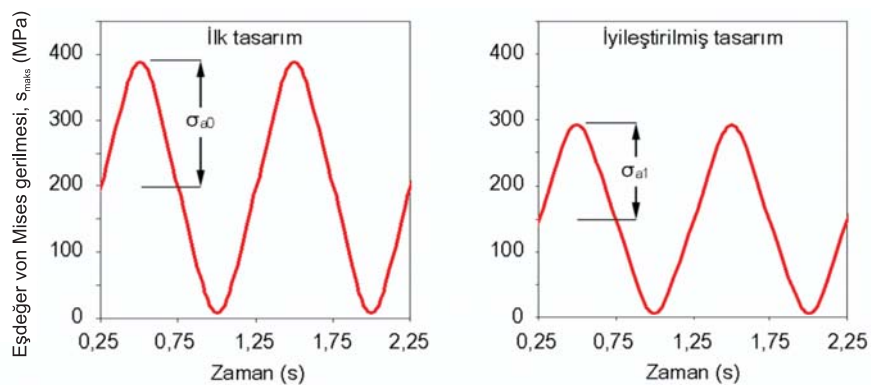
Şekil 26. İyileştirilmiş Gövde Prototipinin Geçiş Bölgelerinin $7,3 \times 10^5$ Yük Tekrarı Sonrası Görünümü

F₂ bölgesi için Düzeltilmiş Goodman yaklaşımı kullanılarak oluşturulan grafik gösterim Şekil 25'te verilmiştir. Kritik F₂ bölgesi için hesaplanan σ_a ve σ_m değerlerinin diyagram üzerindeki kesişim noktası J, Düzeltilmiş Goodman doğrusunun altında kaldığından, yorulma için güvenlik koşulunun bu yüklemeye sağlanmakta olduğu söylenebilir. Benzeri değerlendirmenin, gövde üzerindeki herhangi bir noktada hesaplanacak σ_{maks} , σ_{min} , σ_a ve σ_m değerleri kullanılarak yapılması mümkündür.

DENEYSEL DOĞRULAMA

Üretici firma bünyesinde, $R_1/R_0=1,2$, $r_1/r_0=1,18$ ve $L_1/L_0=1,04$ değerleri kullanılarak üretilen beş adet test

(σ_{maks} ve σ_{min}), dolayısıyla gerilme genliği σ_a , Şekil 27'de görülen biçimde düşürülmekte böylelikle yorulma ömrü artmaktadır. Buna ilave olarak, $\sigma_{maks} = \sigma_p$ değerindeki düşüş, hesaplanan gerilme yığılma faktörü-nü (K₁) azaltmakta ve gövde



Şekil 27. Tasarım İyileştirmesinin Gerilme Genliğine Etkisi

malzemesinin sürekli mukavemetini (S_c) daha üst seviyeye çıkarmaktadır.

SONUÇ

Düşey yorulma testlerinde, öngörülen yük tekrar sayısından daha önce yorulma hasarına uğrayan bir arka aks gövdesi prototipi için tasarım değişiklikleri önerilmiştir. Tasarımın iyileştirilmesi amacıyla, hasar bölgesinin formunu oluşturan üç temel parametre belirlenmiştir. Anılan parametreler, gövdenin uygulanacağı arka aks konstrüksiyonunun izin verdiği ölçüde değiştirilmiştir. Parametrelerin belirli aralıklarda değiştirilen yeni değerleri için yapılan sonlu elemanlar analizlerinde, gerilme yığılmasını en çok etkileyen parametrenin kesit yuvarlatması r olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ancak r değerindeki artış, bağlantı semeri - gövde kolu temas yüzeyini azaltmaktadır. Bu durum anılan bölgede yüzey basıncını yükselttiğinden r , sınırlı ölçüde artırılabilir. Bu nedenle gerilme yığılmasındaki düşüş diğer iki parametrik değerdeki (Geçiş yuvarlatması R ve geçiş uzunluğu L) değişikliklerle desteklenmiştir. Elde edilen en düşük σ_{maks} değerini veren geçiş formuna sahip gövde için yapılan yorulma analizinde, parçanın sonsuz ömür koşulunu sağladığı belirlenmiştir. İyileştirilmiş geçiş bölgesi formuna sahip numunelerle üretici firma bünyesinde gerçekleştirilen düşey yorulma testlerinde, üreticinin öngördüğü yük tekrar sayısına kadar, kritik kesitlerde hasar meydana gelmediği görülmüştür. Yapılan çalışma, arka aks gövdesinin hasara uğrayan alt yarımının, kritik bölgelerde gerçekleştirilen iyileştirmeyle, öngörülen tasarım kriterini sağladığını göstermektedir.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, çalışma kapsamında sunduğu olanaklardan dolayı, başta Genel Müdür Sn. Mehmet ATTİLA, İş Geliştirme ve Mühendislik Müdürü Sn. Ayhan ÖZEL ve AR-GE Şefi Sn. Görkem ÖZÇELİK olmak üzere Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş.'ye, ayrıca katkılarından dolayı Makine Mühendisi H. Eren ENGİNAR ve Makine Mühendisi Soner ÖZDEL'e teşekkür eder.

KAYNAKÇA

- Kuralay, N.S.** 2008. Motorlu Taşıtlar; Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları, Cilt 1; Tahrik ve Sürüş Sistemleri. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın No: MMO/2008/484; S.260.
- Reimpell, J.** 1988. Fahrwerktechnik: Radaufhängungen. Würzburg: Vogel Buchverlag; S.168.
- Hoepke, E., Breuer, S. (Hrsg.).** 2008. Nutzfahrzeugtechnik, 5. Vollständig Überarbeitete Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner GWV Fachverlage GmbH, S.173.
- Pahl, H.J.** Luftfedern in Nutzfahrzeugen, Auslegung-Berechnung-Praxis, Firmenschrift. Dormagen: Luftfedertechnik (LFT) Germany GmbH / AKTAŞ Group, s.98.
- Lei, L.P., Kim, J., Kang, B.S.** 2000. Analysis and Design of Hydroforming Process For Automobile Rear Axle Housing by FEM. Int J Mach Tool Manu; 40:1691-1708.
- Topaç, M.M., Günal, H., Kuralay, N.S.** 2008. Kamyon Arka Aks Gövdesinde Oluşan Yorulma Hasarının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi. Mühendis ve Makina, 49(583); 3-10.
- Topaç, M.M., Günal, H., Kuralay, N.S.** 2009. Fatigue Failure Prediction of a Rear Axle Housing Prototype by Using Finite Element Analysis. Eng Fail Anal;16:1474-1482.
- ANSYS Theory Reference. ANSYS Release 10.0. ANSYS, Inc.; 2005. s. 14-344.
- Schijve, J.** 2001. Fatigue of Structures and Materials. Dordrecht, Netherlands: Kluwer Academic Publishers; s. 45-172.
- Smith, M., Fisher, F., Romios, M., Es-Said, O.S.** 2007. On the Redesign of a Shear Pin Under Cyclic Bending Loads. Eng Fail Anal ;14:138-146.
- Shigley, J.E.** 1977. Mechanical Engineering Design. Tokyo: McGraw-Hill Kogakusha, Ltd.; s. 196.
- Shigley, J.E., Mischke, C.** 1989. Mechanical Engineering Design. New York: McGraw-Hill, Inc.; s. 286-288.
- Pilkey, W.D., Pilkey, D.F.** 2008. Peterson's Stress Concentration Factors, 3rd. Ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.; s. 159.
- Timoshenko, S.** 1956. Strength of Materials, Part II: Advanced Theory and Problems. Princeton, New Jersey: D. Van Nostrand Company Inc.; s. 325.
- Gordon, K.W.** 1955. Design, evaluation and selection of heavy-duty rear axles. SAE Trans 63:5-34
- Rende, H.** 1996. Makina Elemanları, Cilt 1. İstanbul: Seç Yayın Dağıtım; s. 6-17.
- Gökseml, A., Eryürek, I.B.** 2009. Failure Analysis of An Elevator Drive Shaft. Eng Fail Anal;16:1011-1019.
- Vogwell, J.** 1998. Analysis of a vehicle wheel shaft failure. Eng Fail Anal;5:271-277
- Senalp, A.Z., Kayabasi, O., Kurtaran H.** 2007. Static, Dynamic and Fatigue Behavior of Newly Designed Stem Shapes For Hip Prosthesis Using Finite Element Analysis. Mater Design; 28:1577-1583.
- Topaç, M.M., Günal, H., Kuralay, N.S.** 2009. Ağır Ticari Taşıt Arka Aks Gövdesinin Tekrarlı Düşey yüklemle Altında Yorulma Ömrünün Sonlu Elemanlar Analizi Yardımıyla İyileştirilmesi. 11.Otomotiv Sempozyumu 'Kalıpcılık ve Tasarım', Bildiriler Kitabı. Bursa: TMMOB Makina Mühendisleri Odası, MMO Yayın No:E/2009/496-1; s.173182.