

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT ELEMANLARINDA YORULMA ANALİZİ

Mesut DOĞAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2007

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT ELEMANLARINDA YORULMA ANALİZİ

MESUT DOĞAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Yrd.Doç.Dr. Necmettin KAYA
(Danışman)

.....

.....

ÖZET

Bu çalışmada taşıtların süspansiyon sistemlerinde bulunan salıncak kolu parçasının yorulma analizi yapılmıştır.

Yorulma, tekrarlanan yada değişken yük altında tek bir uygulamada parça üzerinde yeteri derecede deformasyona neden olmayan bir hasar şeklidir. Statik yüklemeler altında güvenli görünen parçalar, dinamik yüklemeler altında hasara uğrayabilir. Yorulma, aynı zamanda bir çatlakın başlaması ve büyümesi yada var olan bir kusurun, parçanın iki yada daha fazla parçaya ayrılması gibi kritik bir boyuta ulaşana dek büyümesi olarak düşünülebilir. Bütün metalik hasarın %90 gibi büyük bir kısmını oluşturması nedeniyle, yorulma kavramı büyük bir önem arz etmektedir.

Bilgisayar Destekli Mühendislik(CAE) sayesinde, ürün ömrü artırabilirken, prototip ve test maliyetleri de önemli ölçüde düşürülebilmektedir. Bu durum ürünün oluşturulma ve üretilme süreçlerini hızlandırmaktadır. Yapılan çalışmada; süspansiyon sistemlerinde bulunan salıncak kolu modeli CATIA V4 programı ile oluşturulmuş, model üzerindeki değişiklikler CATIAV5 programı ile yapılmış, sonlu elemanlar modeli ANSYS altında hazırlanıp sınır şartları da tanımlanarak gerilmeler elde edilip ANSYS Fatigue Tool arayüzü ile yorulma analizleri yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Salıncak kolu, metal yorulması, CAD/CAE

ABSTRACT

In this study has been performed fatigue analysis of wishbone which is a part of suspension systems.

Fatigue may be defined as a failure under a repeated or varying load which never reaches a level sufficient to cause failure in a single application. At the same time fatigue is known crack initiation and growth or growing an existing defect and to reach a critical size which cause a failure on a part. Fatigue is a very important concept which is a reason of all metallical failure of %90.

The products life can be increased with CAE systems. Also, the cost of prototypes and tests can be decreased using CAE systems. So, the product design and manufacturing process is faster than the traditional systems. In this study has been performed fatigue analysis of lower arm which located in vehicle suspension systems. The model designed in CatiaV4, modified in Catia V5. The finite element model was prepared and solved in ANSYS WB.

Key Words : Wisbone ,lower arm, fatigue failure, CAD/CAE

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. YORULMA ZORLAMASI VE KIRILMASI.....	6
3.1. Genel.....	6
3.2. Kuvvetin Zamanla Değişimi, Statik Yük, Dinamik Yük.....	7
3.3. Yorulma Zorlaması ve Özellikleri.....	9
3.4. Yorulma Kırılmasının Nedeni.....	10
3.5. Yorulma Zorlamalarında Kırılma Olayı	12
3.6. Yorulma Kırılmasına Neden Olan ve Yorulmayı Kolaylaştıran Etkenler.....	13
3.6.1. Yükleme Tipinin Etkisi	14
3.6.2. Boyut Etkisi	14
3.6.3. Yüzey Kalitesinin Etkisi.....	15
4. YORULMA DAYANIMININ BELİRLENMESİ VE GÖSTERİMİ.....	17
4.1. Genel.....	17
4.2. Yorulma Dayanımının Saptanması.....	17
4.2.1. Gerilme – Ömür(S-N) Yöntemi	17
4.2.2. Gerilme – Ömür(ϵ -N) Yöntemi	21
4.2.3. Statik ve Tekrarlı Yüklemelede S- ϵ İlişkisi	23
4.2.4. Gerilme - Ömür eğrisi	25
4.2.5. Ortalama Gerilmenin Etkileri	26
5. SÜSPANSİYON SİSTEMİ.....	29
5.1. Süspansiyon Sistemi ve Salıncak Kolu	29
5.2. Süspansiyon Sistemi Çeşitleri	31

5.2.1. Sabit Askı (Süspansiyon) Sistemi.....	31
5.2.2 Serbest Askı (Süspansiyon) Sistemi.....	32
5.2.3. McPherson Tipi Serbest Süspansiyon Sistemi Yapısı.....	33
5.2.4. Serbest Süspansiyon Sisteminin Çalışması.....	34
5.3. Taşıtlara Etki Eden Kuvvetler.....	35
5.3.1. Yorulma Çevrimlerinin Rainflow.....	36
Metodu ile Çıkartılması	
6. SALINCAK KOLUNUN YORULMA ANALİZİ.....	38
6.1. Salıncak Kolu Modeli.....	38
6.2. Salıncak Kolu Malzemesi.....	38
6.3. Sonlu Elemanlar Modeli.....	41
6.4. Sınır Şartları.....	43
6.5. Yorulma Analizi Parametreleri.....	44
6.6. Analizler.....	44
6.6.1. Alt Sac Kalınlığı 2.3 mm için	45
(Orijinal) Modelin Analizi	
6.6.2. Alt Sac Kalınlığı 2.2 mm için Modelin Analizi.....	47
6.6.3. Alt Sac Kalınlığı 2.1 mm için Modelin Analizi.....	51
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	56
KAYNAKLAR.....	58
TEŞEKKÜR.....	61
ÖZGEÇMİŞ.....	62

SİMGELER DİZİNİ

ϵ	-	Gerinme
ϵ_a	-	Gerinme genliği
ϵ_e	-	Elastik gerinme
ϵ_p	-	Plastik gerinme
σ	-	Gerilme
σ_a	-	Gerilme genliği
σ_m	-	Ortalama(Anma) gerilmesi
σ_{max}	-	En yüksek gerilme
σ_{min}	-	En küçük gerilme
σ_r	-	Gerilme aralığı
c_{boyut}	-	Boyut etki katsayısı
$c_{çentik}$	-	Çentik etki katsayısı
$c_{yükleme}$	-	Yükleme tipinin etki katsayısı,
$c_{yüzey}$	-	Yüzey kalitesi etki katsayısı;
d	-	Numune çapı
d_{eq}	-	Eş değer numune çapı
E	-	Elastisite modülü
K	-	Malzeme dayanım sabiti
K_f	-	Düzeltilme faktörü
N	-	Pekleşme üsteli
N	-	Yük tekrar sayısı
N_f	-	Toplam yük tekrar sayısı
N_i	-	Çatlak oluşturulması esnasındaki yük tekrar sayısı
N_p	-	Çatlağın yayılması sırasındaki yük tekrar sayısı
S	-	Dayanım
S_e	-	Yüklemeye maruz kalan parçanın yorulma dayanımı
S_e'	-	Deney numunesinin yorulma dayanımı
S_a	-	Gerilme dayanımı
S_m	-	Ortalama dayanım
S_{yt}	-	Akma dayanımı

S_{ut}	-	Kopma dayanımı
t	-	Kalınlık
w	-	Genişlik

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1 : Statik ve dinamik yükler	8
Şekil 3.2 : Raylardaki yorulma kırılması	10
Şekil 3.3 : Uçak gövdesindeki yorulma kırılması	11
Şekil 3.4. Çelik elemanlar için yüzey düzeltme faktörü	15
Şekil 3.5.Çentik olan ve olmayan test dadasının yorulma ömründeki değişim	16
Şekil 4.1 : Wöhler eğrisi	18
Şekil 4.2. Farklı malzemeler için S-N eğrileri	19
Şekil 4.3. S-N eğrileri ve yorulma diyagramı	20
Şekil 4.4. Gerber – Goodman – Soderberg eğrileri	21
Şekil 5.5. Çatlak oluşumun şematik gösterimi	23
Şekil 5.6. σ - ϵ eğrisi	23
Şekil 4.7. Tekrarlı yükleme için σ - ϵ eğrisi	24
Şekil 4.8. ϵ -N eğrisi	26
Şekil 4.9. Ortalama gerilmenin ϵ -N eğrisine etkisi	27
Şekil 4.10. Morrow modeli	28
Şekil 5.1. Otomobillerde kullanılan ön süspansiyon sistem	29
Şekil 5.2. Salıncak kolu	30
Şekil 5.3. Sabit süspansiyon sistemi	31
Şekil 5.4. McPherson sisteminin yapısı	33
Şekil5.5. Serbest süspansiyon sistemi	34
Şekil 5.6. Dinamik Tekerlek Yüğü	36
Şekil 5.7. Rainflow Çevrimi	37
Şekil 6.1. Analizlerde kullanılan salıncak kolu modeli	38
Şekil 6.2. S420MC malzemesi için S-N eğrisi	39
Şekil 6.3. Model üzerinde verilen malzemeler	40
Şekil 6.4. Solid186 elemanı	41
Şekil 6.5. Sonlu elemanlar modeli	42
Şekil 6.6. Sınır şartlarının model üzerindeki gösterimi	43
Şekil 6.7. Tam değişken yükleme	44
Şekil 6.8. Alt sac kalınlığı 2.3mm için eş değer gerilme	45

Şekil 6.9. Alt sac kalınlığı 2.3 mm için emniyet katsayısı	46
Şekil 6.10. Alt sac kalınlığı 2.3 mm için yorulma ömrü	46
Şekil 6.11. Alt sac kalınlığı 2.3 mm için eş değer ortalama gerilme	47
Şekil 6.12. Alt sac kalınlığı 2.2 mm için eş değer gerilme	48
Şekil 6.13. Alt sac kalınlığı 2.2 mm için emniyet katsayısı	49
Şekil 6.14. Alt sac kalınlığı 2.2 mm için yorulma ömrü	50
Şekil 6.15. Alt sac kalınlığı 2.2 mm için eş değer ortalama gerilme	51
Şekil 6.16. Alt sac kalınlığı 2.1 mm için eş değer gerilme	52
Şekil 6.17. Alt sac kalınlığı 2.1 mm için emniyet katsayısı	53
Şekil 6.18. Alt sac kalınlığı 2.1 mm için yorulma ömrü	54
Şekil 6.19. Alt sac kalınlığı 2.1 mm için eş değer ortalama gerilme	55

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. 10^6 çevrimdeki çeşitli yüklemeler için düzeltme katsayıları	14
Çizelge 6.1. S420MC malzemesinin mekanik özellikleri	39
Çizelge 6.2. S420MC malzemesine ait gerilme-yorulma ömrü değerleri	39
Çizelge 6.3. Structurel Steel malzemesinin özellikleri	40
Çizelge 6.4. Modeldeki elemanların eleman ve düğüm noktası sayıları	42
Çizelge 6.5. Salıncak koluna etkiyen kuvvetler	43
Çizelge 7.1. Analiz sonuçları	56
Çizelge 7.2. S420MC malzemesinin özellikleri	56

1. GİRİŞ

Günümüzde insanoğluna özgürlük ve konfor hissini veren en önemli araçlardan biri de hiç şüphesiz taşıtlardır. İnsanoğlu farklı amaçlarla taşıtlara büyük miktarda mali kaynak ayırmaktadır. Pazarın büyük olması firmalar arasında rekabeti beslemektedir ve rekabetin sonucunda da kalite artmaktadır. Pazar beklentileri sonucu, teknik elemanlar her geçen gün daha konforlu, daha estetik, daha az yakıt tüketen, daha dayanıklı ve çevreyle daha barışık taşıtlar tasarlamak göreviyle karşı karşıya kalmaktadırlar. Taşıt parçalarının tasarımında kullanılan klasik yöntemde, parça üzerine etki edebilecek en büyük yük değerlerine göre hesaplama yapılmaktadır. Eğer parça dinamik yüklemeye maruz kalıyorsa bir emniyet katsayısı ilavesi ile parça boyutları belirlenmektedir.

Yorulma, değişken ve dinamik yükler altında yapıda ortaya çıkan bir kusur şeklinde tanımlanabilir. Yükün periyodik olarak değişimine paralel olarak bir malzemeyi statik akma sınırının çok altında bir yükleme değeri ile hasara uğratmak mümkündür. Yüklemin defalarca tekrarı ile eleman içindeki malzemeye gelen ısı ve mekanik gerilmelerin artmasıyla birlikte yapıda çözümlenme, yıpranma ve mekanizma içi bozukluklar ortaya çıkar.

Yorulma; beklenmeyen bir anda ve bariz bir belirti göstermeden birdenbire ortaya çıkmakta, çok önemli kayıplara neden olabilmektedir. Yorulma ile ilgili olarak çok sayıda yorulma deneyi ve değişik hesaplama yöntemleri yayınlamıştır. Bu kuramsal yöntemler, sorunun matematiksel çözümü yanında tasarım kuralları ile kullanılan malzemenin özelliklerinin iyi bilinmesi halinde güvenle uygulanabilmektedir. Ancak yorulmaya etki eden faktörlerin fazlalığından dolayı günümüzde de önemli miktarda yorulma hasarına rastlanmaktadır. Makine elemanları, köprüler taşıt vb. konstrüksiyonlarda görülen hasarın da %85-90'ı metal yorulmasından kaynaklanmaktadır. Yorulma kırılma malzemelerde daha fazla görülmesine rağmen, büyük plastik deformasyonlara maruz kalan sünek malzemelerde de görülür. Deneyimlere göre yorulma kırılmalarının büyük çoğunluğu (%80-85) malzeme hatalarından dolayı değil, çentik etkisi yapan şekil ve yüzey etkileri, aşırı yükleme, montaj hataları, yetersiz bakım vb. nedenlerle ortaya çıkmaktadır. Sonsuz sayıda yük tekrarı kırılmadan yada aşırı şekil değişimine uğramadan taşıyabilen bir yapı elemanı, yorulmaya karşı dayanıklıdır denir. Taşınabilir en büyük anma gerilmesi genliği de yapı elemanının

yorulma dayanımı olarak adlandırılır. Yorulma dayanımı normal olarak Wöhler yöntemi ile bulunur. Bu yöntemde; malzeme, biçim ve yüzey kalitesi bakımından tümüyle aynı olan deney parçalarının her biri aralıksız şekillerde ve farklı seviyelerde zorlanarak kırılmanın olduğu çevrim sayıları saptanır. Bir deney serisinde çoğunlukla 6...10 adet parça kullanılır.

Günümüzde bilgisayar teknolojisinin gelişimiyle tasarlanan modelin, sonlu elemanlara ayrıldıktan sonra sınır şartları tanımlanarak bilgisayar ortamında yorulma ömürleri hesaplanabilir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Metal yorulmasıyla ilgili çalışmalar 150 yılı aşkın süredir devam etmektedir. August Wöhler yorulma çalışmalarının ilk dönemlerdeki önemli araştırmacılarından. Yorulmayla ilgili gerilme-yük tekrarı bağıntıları çalışmalarında yer almıştır(1850-1875). Jenkin 1923'te ilk kez metallerin gerilme-yerdeğişimi davranışını yay-kayma(spring-slider) modeli ile simule etmiştir. 1927'de Moore ve Kommers çalışmalarını "Metal Yorulması" adıyla yayınlamışlardır. Moore'un çalışmaları yorulma üzerine yapılan tasarım, test vb. çalışmaları büyük ölçüde etkilemiştir. 1970'lerde birçok endüstriyel uygulamalarda yorulma analizi mühendislik çözümü olarak uygulanmaya başlanmıştır.(Fundamentals Of Metal Fatigue analysis,1990)

Taşıtların süspansiyon sistemlerinde bulunan salıncak kolu soğuk şekillendirmeye uygun yüksek akma dayanımlı sıcak haddelenmiş çeliklerden yapılmakta ve herhangi bir ısıl işlem uygulanmamaktadır. Üretim esnasında elemanda kusurlar oluşabilmektedir(küçük keskin kenarlar, yüzey kusurları). Ayrıca üretim sürecindeki şekillendirme esnasında malzemedeki yapısal değişimler nedeniyle eleman üzerindeki mekanik davranış homojen olmamaktadır ve şekillendirilmiş eleman bası atık gerilmeleri içermektedir.(Fatigue of Structures and Materials, 2001)

Nadot ve Denier(2003), çalışmalarında döküm metoduyla üretilen salıncak kolunun yüzey pürüzlülüklerinin yorulma dayanımına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında çok eksenli yorulma kriterini göz önüne almışlardır.

Chan Lee ve Ick Lee(2002), çalışmalarında alüminyum salıncak kolu tasarımındaki optimizasyon tasarım metodolojisini ve tasarım aşamalarını incelemişlerdir. Öncelikle topoloji optimizasyonu ile en uygun dış profil ve destek yapıları elde edilip, daha sonra yapısal rijitlik ve dayanım için şekil optimizasyonu ile tasarımı oluşturmuşlardır.

Kim ve arkadaşları(2002), çalışmalarında hidroforming ile şekillendirme şartlarının salıncak koluna etkilerini incelemişler ve bu süreci simule edecek bir program geliştirmişlerdir.

Haiba ve arkadaşları(2002), çalışmalarında otomotiv mühendisliğindeki gerçek çalışmaları göz önüne alarak yorulma ömrü ile ilgili yaklaşımları karşılaştırmışlardır. Ayrıca yarı-statik(quasi-statik) ve frekans temelli yaklaşımların geçici dinamik analizlerden daha verimli olduklarını tespit etmişlerdir.

Taylor ve arkadaşları(2000), kritik mesafe metodunu kullanarak elemanda oluşabilecek yorulma kırılmalarının yerlerinin tespiti üzerine çalışmışlardır. Ticari yazılımların yorulma ömrünü tespit ederken her zaman doğru kırılma bölgesinin tespiti ve gerilme konsantrasyonlarının etkilerini göz önüne alamayabileceğini belirtmiştir. Çalışmasında bu durumu otomotiv süspansiyon elemanın analizinde göstermiştir. Kritik mesafe yaklaşımı ile başarılı bir öngörü ve daha doğru bir yorulma ömrü tahmini elde etmiştir.

Şenoğlu ve arkadaşları(2004), yaptıkları çalışmada bir otomobilin ön süspansiyon sisteminin en temel parçalarından biri olan salıncak kolunu dinamik yükleme şartlarını göz önüne alarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz ederek tasarlamışlardır. Katı modelden sonra aracın ön süspansiyon sisteminin fiziksel modeli oluşturularak bu model için gerekli hareket denklemleri oluşturulmuştur.

Ellwood ve arkadaşları(2003), yüksek dayanımlı çelikten üretilen salıncak kolunun yorulma özelliklerini değerlendirmişlerdir. Ayrıca, kaynak vb. yöntemlerle birleştirilen parçaların yorulma ömürlerindeki değişim ve gerilme yığılmasının olduğu bölgelerdeki değişimleri çalışmalarında incelemişlerdir. En uygun malzeme kullanımı, tasarım ve üretim metodunun elde edilmesi için, elemanın kullanım şartları altında test edilmesi ihtiyacına değinilmiştir.

Plaskitt ve Musiol(2002), yaptıkları çalışmada müşteri kullanım bilgilerinin elde edilme metotları ve bunların dayanım sürecine entegre edilebilirliğini incelemişlerdir.

Bu sayede fiziksel ve sanal metotlar yoluyla iyileştirilmiş ve hızlandırılmış araç geliştirilebilirliğinin elde edilmesi istenmiştir.

3. YORULMA ZORLAMASI VE KIRILMASI

3.1.Genel

Uygulamada statik yüklemelere çok fazla rastlanmamaktadır. Araca ve dolayısıyla araç parçalarına genellikle büyüklüğü ve yönü düzenli yada düzensiz olarak değişen kuvvetler ile eğme ve burma momentleri etkimektedir. Değişen zorlamalardan dolayı kırılma, söz konusu malzemenin akma sınırının çok altındaki gerilmelerde oluşabilir. Bu tür kırılmalara *yorulma kırılması* adı verilir. Tasarım sırasında mukavemet bilgisinin temel denklemleri yardımıyla sadece anma gerilmelerinin hesaplanması yeterli olmayıp, gerilmelerin kesitteki dağılımının ve zamanla değişmelerinin de dikkate alınması gerektiği, ancak belirli aşamalardan sonra anlaşılmıştır.

Tasarımcılar tasarımlarda malzemelerin ekonomik olarak kullanımını göz önünde bulundurmaya zorundadırlar. Mukavemet ve elastisite bilgisinin gelişmesi, giderek daha düşük güvenlik katsayılarının seçimi ve yüklerin daha hassas şekilde tahmin edilebilmesi ile malzeme değişikliğine gitmeden de tasarlanan elemanların küçük kesitli olarak boyutlandırılabilmesini mümkün kılmaktadır. Ancak bu durumda gerilmelerin akma sınırını aşmamasına yeterince özen gösterildiği halde, çalışma esnasında elemanlarda kırılmalar gözlenmeye başlanmıştır. Herhangi bir şekil değiştirme yaratmadan ortaya çıkan bu kırılmaların, yüksek yüklerin bir kez ve tek yönde uygulanması ile oluşan kırılma yüzeylerinden, görünüşleri açısından tamamen farklı oldukları saptanmıştır. Bu gözlemlere dayanarak kısa bir süre sonra yüklerin veya momentlerin büyüklüğü ve yönünde zamanla değişmelerin söz konusu olduğu durumlarda, statik deneylerle saptanan mukavemet değerlerinin malzemenin davranışını belirlemede yetersiz kaldığı anlaşılmıştır.

Bu deneyimler *yorulma dayanımı* kavramının ortaya çıkmasına neden olmuştur.

Yorulma Dayanımı: Sonsuz sayıda tekrarlanmasına rağmen kırılmaya neden olmayan en yüksek gerilme. Deneysel olarak yorulma dayanımının, statik dayanım

değerinden daha küçük olduğu saptanmıştır. (Joseph E. Shingley, Charles E. Mischke, Mechanical Engineering Design, 1989)

3.2.Kuvvetin Zamanla Değişimi, Statik Yük, Dinamik Yük

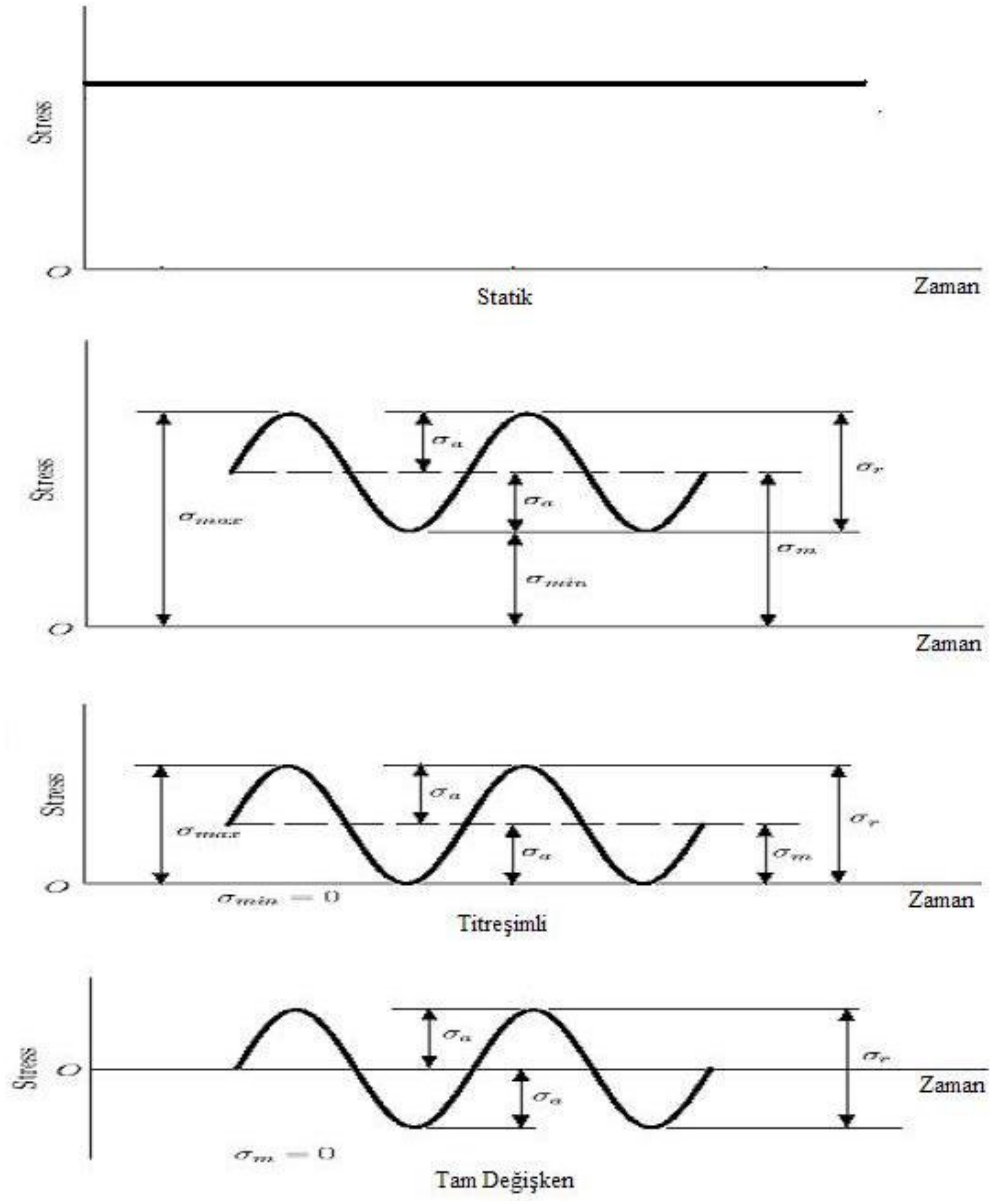
Elemanlara etkiyen kuvvetleri zamanın fonksiyonu olarak üçe ayırmak mümkündür.

a) Sürekli artan kuvvet: Sadece malzeme muayene deneylerinde rastlanabilecek bir kuvvettir. Deney esnasında numuneye sıfırdan başlayarak kalıcı deformasyon meydana gelinceye kadar sürekli artan bir kuvvet tatbik edilir.

b) Statik kuvvet: Değeri zamanla değişmeyip sabit kalan kuvvetlerdir. Malzemeye etkiyen kuvvet statik karakterli ise oluşturduğu gerilmenin, malzemenin emniyet gerilmesinden küçük olup olmadığı kontrol edilir.

c) Dinamik kuvvet: Değeri zamanla değişen kuvvetlerdir. Makine elemanlarına etkiyen dinamik kuvvetlerde değişme çoğunlukla periyodiktir. Örneğin bir taşıt mili taşıtın ağırlığı nedeniyle eğilmeye zorlanacaktır. Eğilme momentinin değeri ve yönü sabittir, ancak mil döndüğü için milin her bir noktasındaki eğilme gerilmesi maksimum bir bası gerilmesi ile maksimum bir çeki gerilmesi arasında, milin dönme frekansı ile değişen zorlamaya uğrayacaktır. Bach yüklemeye şekillerini üç grupta toplamıştır. (Şekil 3.1)

1. Grup yüklemeye şekli : Statik yüklemeye
2. Grup yüklemeye şekli : Titreşimli yüklemeye
3. Grup yüklemeye şekli : Tam değişken yüklemeye



Şekil 3.1 : Statik ve dinamik yükler

$$\text{Ortalama Gerilme : } \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Gerilme Genliği : } \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\text{Gerilme Aralığı : } \sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

Çalışma şartlarında değişen zorlamaları ve malzeme davranışını hesapsal olarak kapsamayı amaçlayan çalışmalar henüz tatmin edici olmamakla birlikte, parçaların daha iyi bir yaklaşımla tasarlanmasını sağlamaktadır. Günümüze kadar çok sayıda yorulma deneyi sonucu ve değişik hesaplama yöntemleri yayınlanmıştır. Bu yöntemler, sorunun matematiksel çözümü yanında tasarım kuralları ile kullanılan malzeme özelliklerinin bilinmesi halinde uygulanabilmektedir. Ancak yorulmaya etki eden faktörlerin fazlalığından ötürü halen yorulma hasarına rastlanılabilmektedir. (Forrest 1962)

3.3. Yorulma Zorlaması ve Özellikleri

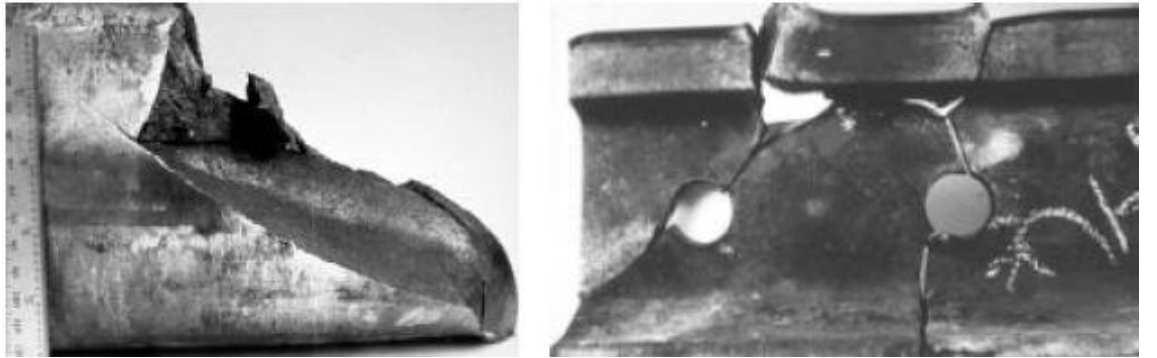
Büyüklüğü ve yönü düzenli yada düzensiz bir şekilde sürekli değişen kuvvet veya momentlerin etkimesi *yorulma zorlaması* olarak adlandırılır. Zorlama sırasında yük istendiği kadar tekrarlanabilir veya zorlamanın olmadığı zaman aralıkları olabilir. Yorulma zorlamasında yükün zamana bağlı olarak nasıl değiştiğinden çok, alt ve üst sınır değerlerinin büyüklüğü önemli olduğundan, yük değişimi genellikle sinüs fonksiyonu olarak kabul edilebilir. Birim zamandaki çevrim sayısı(periyot) çok düşük(saatte bir çevrim) yada malzemenin ısınmasına neden olacak kadar çok yüksek olmamak kaydıyla yorulma ömrünü(kırılmaya kadar geçen çevrim sayısı) önemli ölçüde etkilemez. Parçaya gelen kuvvetin en küçük ve en büyük değerleri sıfır konumuna göre aynı işaretli yada ters işaretli olabilir. Yorulma zorlamasının iki hali için özel isimler verilmiştir. Parçaya gelen değişken kuvvetin en büyük ve en küçük değerleri aynı büyüklükte fakat işaretleri farklı ise, kuvvet bu iki değer arasında değişiyor ise değişken zorlama söz konudur. Bu zorlamanın malzeme dayanımına etkisi değişken yorulma dayanımını oluşturur. Kuvvet sıfır değeri ile belirli bir sınır değer arasında değişiyor ise dalgalı zorlama ve malzeme dayanımı bakımından dalgalı yorulma dayanımı söz konusu olmaktadır. Yorulma zorlaması sadece dış kuvvetlerin değil, örneğin sıcaklık farkları nedeni ile oluşan iç kuvvetlerin etkisi ile de görülebilir. (The University of Tennessee at Martin, Engineering 473 Machine Design)

3.4. Yorulma Kırılmasının Nedeni

İşletme koşullarındaki zorlamalar sonucu ortaya çıkan gerilmeler mukavemet bilgisinin temel denklemlerine her zaman uymayabilmektedir. Dolayısı ile çekme veya basma gerilmeleri parça kesitinde eşit olarak dağılım, eğme ve burma gerilmeleri de yüzeyden ortaya doğru doğrusal bir azalma göstermeyebilirler. Uygulamada bu kuramsal gerilme dağılımlarında az yada çok sapmalar görülür.

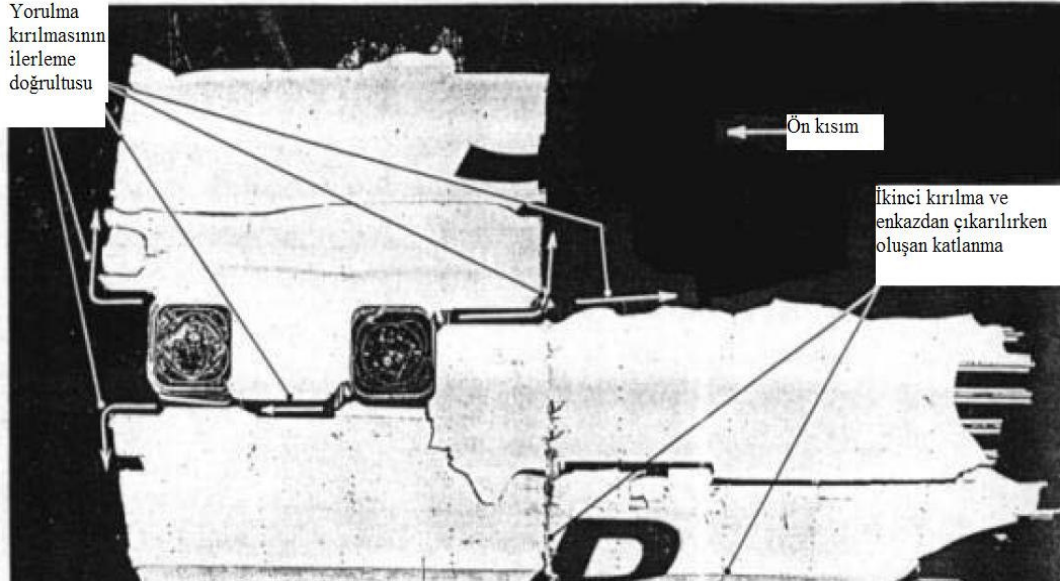
Parçanın şekli, yüzey kalitesi, ortamın korozif etkisi, kuvvet iletiminin türü, ön gerilme, malzeme hatası, mikro yapının heterojen olması gibi nedenlerden dolayı yerel gerilme yığılmaları oluşmaktadır. Yorulma çatlağı gerilme yığılmalarının bulunduğu bölgelerde başlar. Ayrıca elemanın doğal frekansına yakın bölgelerde zorlanması sonucu oluşan rezonans titreşimlerine yada her zaman önlenmesi mümkün olmayan aşırı yüklere dayanacak şekilde tasarlanmış olmaması da yorulma çatlaklarına yol açabilir.

Şekil 3.2’de trenyolu raylarında yorulma nedeniyle oluşan kırılmalar görünmektedir.



Şekil 3.2 : Raylardaki yorulma kırılması

Şekil 3.3’te Roma-Kaire seferini yaparken düşen uçağın enkazından alınan parça görülmektedir. Yapılan incelemede gövdede tespit edilen yorulma kırılmasının kazaya neden olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 3.3 : Uçak gövdesindeki yorulma kırılması

Ayrıca zorlanan bölgelerde dolgu kaynağı işlemlerinin uygun olarak yapılmaması durumunda da yorulma çatlakları görülebilir. Aşırı zorlanan bir bölgede çatlakın başlaması durumunda yorulma kırılmasının önlenmesine çoğunlukla olanak yoktur. Çatlakın ilerleyerek kırılmanın oluşması ise çevrim sayısına bağlı olarak bir zaman sorunudur. Bir yorulma çatlakının görülmesi kullanılan malzeme veya malzeme durumu için yerel bir gerilme yükselmesinin bulunduğu işaretidir. Yorulma sonucu oluşan çatlak ek bir çentik etkisi ortaya çıkaracağından, gerilmeler bakımından durumu daha kötüleşecek ve yaratılan yüksek gerilme yığılmaları çatlakın hızla ilerlemesi ve büyümesine neden olacaktır. Ayrıca yük taşıyan kesit sürekli küçüldüğünden kesitteki gerilmenin sınır değeri giderek daha da yükselecektir. Gözlemler yorulma çatlakları ilerleme hızının, çatlak derinliğinin karesi ile arttığını göstermektedir. Parçanın ikiye ayrılması çoğunlukla uzun bir süreyi gerektirdiği ve zorlama sürekli değiştiği için olay yorulma kırılması olarak adlandırılır. Bazı durumlarda ise yorulma çatlakları kesitin tam olarak ayrılması ile sonuçlanmaz. Çatlak oluşması ile parça daha az zorlanır ve dolayısıyla gerilmenin üst sınırı malzemenin yorulma dayanımı değerinin altında kalırsa veya çatlakın çevresinde gerilme durumunun değişmesi ile yerel bir malzeme pekleşmesi olursa çatlak ilerlemesi durabilir. (Bishop and Sharnet, 2000)

3.5. Yorulma Zorlamalarında Kırılma Olayı

Sürekli artan zorlamalarda şekil değiştirmenin tek yönlü olmasına karşın, yorulma zorlamasında kuvvet ve dolayısıyla şekil değiştirme sürekli yön değiştirerek artma-azalma gösterir. Söz konusu şekil değiştirmeler malzemenin kristal kafesi tarafından tam elastik olarak karşılanabildikleri sürece tehlikeli değildir. Küçük kalıcı şekil değiştirmeler de kırılma olmadan kristal kafesi tarafından taşınabilirler. Kalıcı şekil değiştirmeler kristal kafesin çarpılması ile değil, kafesin değişik bölümlerinin yeni bir denge durum sağlanıncaya kadar ötelenmesi ile oluşur. Kafes kısımlarının birbirlerine göre ötelenmelerine kayma adı verilir ve olay kayma düzlemleri olarak adlandırılan tercihli bazı düzlemlerde olur. Kayma düzlemlerinin kristal kafesindeki konumu kristal yapısı ile ilgilidir.

Yorulma zorlamaları sonucu meydana gelen kayma, tek yönlü zorlamalardaki gibi dislokasyonların oluşumu ve ilerlemesi ile açıklanır. Bu şekil değiştirme mekanizması, parlatılmış deney parçalarının yüzeyinde yorulma sınırına yakın zorlamalar altında kayma çizgileri oluşması ile görünür duruma gelebilir. Tek yönlü zorlamalarda olduğu gibi yorulma zorlamaları sırasında da pekleşme olayı görülür. Pekleşme sadece şekil değiştirmenin miktarına değil, ayrıca az da olsa frekansa bağlıdır. Yorulma zorlaması uygulanan malzemelerde yapılan metalografik incelemeler, pekleşme sonucu yapı değişikliklerinin oluştuğunu kanıtlamıştır. Bazı gözlemlerde ancak kayma ve yerel sıcaklık artışlarının varlığı ile açıklanabilecek çökelmeler görülmüştür. Tekrarlanan şekil değiştirmeler kristal kafes tarafından sürekli olarak taşınmadığı için, yorulma zorlamasının pekleşme dışından hasar etkisi de vardır.

Şimdiye kadar elde edilen bilgilere dayanarak, yorulma zorlaması sırasında tekrarlanan kalıcı şekil değiştirmelerin yeteri kadar birikimi sonucu, malzemenin ayrılma dayanımının aşıldığı noktalarda mikroskobik boyuttan da küçük çatlaklar oluştuğu söylenebilir. Zorlama sırasından dışardan verilen enerjinin büyüklüğüne bağlı olarak oluşan çatlaklar birleşir ve bu çatlaklardan herhangi biri yorulma kırılmasına neden olur.

Hasar çok küçük ve sınırlı bir bölgede başlayıp çatlak olarak ilerlediğinden dışardan herhangi bir kalıcı şekil değiştirme görülmez ve bu nedenle yorulma kırılmaları şekil değiştirmesiz olarak nitelenir.(University of Virginia, Dept. of Materials Science and Engineering, Introduction to Material Science, 1999)

3.6. Yorulma Kırılmasına Neden Olan ve Yorulmayı Kolaylaştıran Etkenler

Bir yorulma hasarının oluşmasında genellikle birçok etkenin aynı anda varlığı söz konusudur. Deneyimlere göre yorulma kırılmalarının büyük çoğunluğu (%80-85) malzeme hatalarından dolayı değil, çentik etkisi yapan şekil ve yüzey etkileri, aşırı yüklenme, montaj hataları, yetersiz bakım vb. nedenlerle ortaya çıkmaktadır.

Yorulma deneyleri sorunsuz parçalarla yapılır. Dolayısıyla uygulamada gerek parça gerekse parçaya gelen etmenler deneylerdeki kadar düzgün değildir. Deney numunesinin yorulma gerilmesi S_e' , yüklemeye maruz kalan elemanın yorulma gerilmesi S_e ile ifade edilmesi durumunda;

$$S_e = S_e' \cdot C_{\text{çentik}} \cdot C_{\text{boyut}} \cdot C_{\text{yüklenme}} \cdot C_{\text{yüzey}} \dots$$

fadesi ile belirlenebilir. Burada;

$C_{\text{çentik}}$: Çentik etkisini,

C_{boyut} : Boyut etkisini,

$C_{\text{yüklenme}}$: Yüklenme tipinin etkisini,

$C_{\text{yüzey}}$: Yüzey kalitesi etkisini;

ifade eden parametrelerdir ve bunlar yorulma dayanımı düzeltme faktörü(K_f) olarak kullanılmaktadır.

$$K_f = 1 / (C_{\text{çentik}} \cdot C_{\text{boyut}} \cdot C_{\text{yüklenme}} \cdot C_{\text{yüzey}} \dots)$$

eşitliği ile hesaplanabilir.

3.6.1. Yükleme Tipinin Etkisi

Yorulma dataları bir rejime göre ölçülmektedir. Örneğin eksenel çeki metoduna göre ölçülen değerler diğer metotlar(eğme, bükme) ile analiz yapılırken $c_{yük}$ düzeltme katsayısı ile kullanılabilir. Çizelge 3.1'de 10^6 çevrimdeki çeşitli yüklemeler için düzeltme katsayıları görülmektedir.

Çizelge 3.1. 10^6 çevrimdeki çeşitli yüklemeler için düzeltme katsayıları

Ölçülen Yükleme	Hedeflenen Yükleme	$c_{yük}$
Eksenel	Eğme	1.25
Eksenel	Bükme	0.725
Eğme	Bükme	0.58
Eğme	Eksenel	0.8
Bükme	Eksenel	1.38
Bükme	Eğme	1.72

3.6.2. Boyut Etkisi

Eğer mil çapı 8 mm'den küçükse boyut etkisi;

$$C_{boyut} = 1$$

kabul edilebilir.

Eğer çap 8 mm ile 250 mm arasında ise;

$$C_{boyut} = 1.189d^{-0.097}$$

eşitliği ile hesaplanabilir.

Örneğin araçların güç aktarma organlarında bulunan dönen elemanların analizinde boyut etkisi önem kazanabilir. Düzgün olmayan kesit geçişlerindeki eşdeğer çapı belirlemek için;

$$d_{eq}^2 = 0.65wt$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada; d_{eq} : eş değer numune çapı

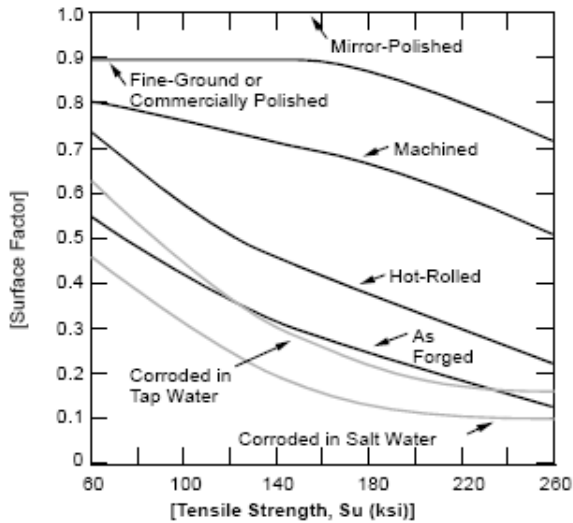
w : genişlik

t : kalınlık

olarak ifade edilmektedir.

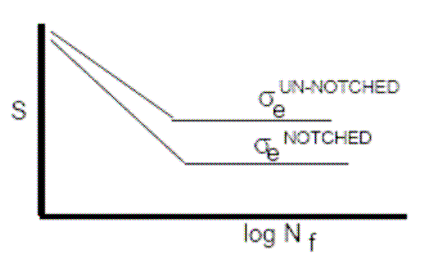
3.6.3. Yüzey Kalitesinin Etkisi

Tüm yorulma kırılmalarının büyük bir kısmı elemanın yüzeyinde başlar. Dolayısıyla yüzey şartları yorulma dayanımını etkileyen çok önemli parametredir. Düzeltme katsayısı ($c_{yüzey}$), parlatılmış deney numunesini ile parçanın karşılaştırılması ile elde edilir ve çoğunlukla diyagramlarda işlenmiş, parlatılmış, döküm... gibi ifadelerle gösterilmektedir. Şekil 3.4' te çelik elemanlar için yüzey düzeltme faktörü görülmektedir.



Şekil 3.4. Çelik elemanlar için yüzey düzeltme faktörü

Ayrıca yüzey üzerindeki çentikler ve parça geometrisine bağlı olarak çentik etkisi oluşturan yapılarda yorulma ömrünü önemli ölçüde etkilemektedir. Şekil 3.5'te çentik olan ve olmayan test datasının yorulma ömründeki değişim görülmektedir.



Şekil 3.5.Çentik olan ve olmayan test datasının yorulma ömründeki değişim (Peterson 1974)

4. YORULMA DAYANIMININ BELİRLENMESİ VE GÖSTERİMİ

4.1. Genel

Belirli bir ortalama gerilme için parçanın kırılmadan sonsuz çevrim sayısında taşıyabileceği yük miktarına *yorulma dayanımı* denir. Sonsuz sayıda yük tekrarını kırılmadan taşıyabilen eleman yorulmaya karşı dayanıklıdır. Taşınabilir en büyük anma gerilmesi(ortalama gerilme-mean stress) genliği de yapı elemanının yorulma dayanımı olarak adlandırılır. Elemanın yorulma dayanımı sadece bir malzeme özelliği olmayıp; parça büyüklüğü, biçimi, üretim şekline bağlıdır.

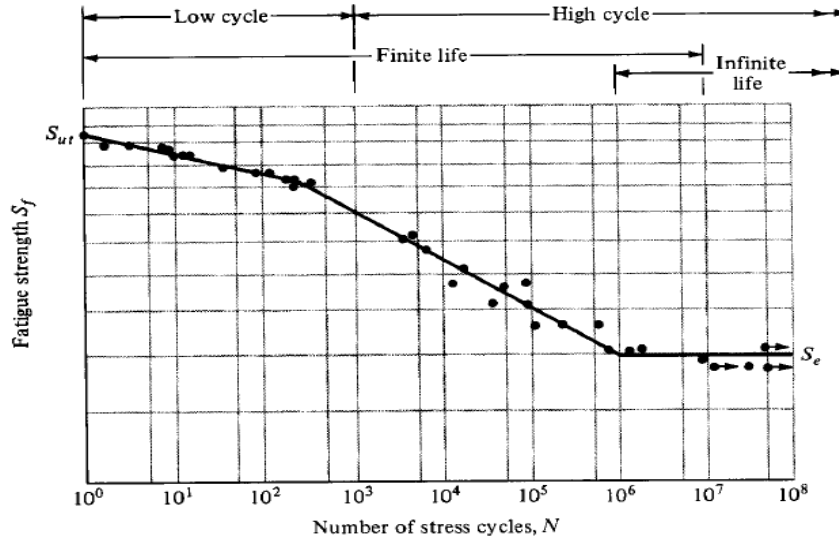
4.2. Yorulma Dayanımının Saptanması

4.2.1. Gerilme – Ömür(S-N) Yöntemi

Malzemelerin yorulma dayanımının saptanması için eksene paralel doğrultuda, parlatılmış düzgün deney parçaları kullanılır. Çentik duyarlılığının araştırılması için, çentik katsayıları belirli çentikli deney parçalarından yararlanılır. Kullanılan yorulma deney makineleri çekme, çekme-basma, çevresel eğme, ileri geri eğme ve burma yanında bileşik zorlamaları da mümkün kılmaktadır. Bu makinelerin deney frekansları 500...1500 dak⁻¹ (8...250 Hz.) arasındadır. Hafif metallerde ve çentikli çelik parçalarda yorulma davranışı frekansla değişir. Süreli yorulma zorlamasında frekansın çok düşük veya çok yüksek olması yorulma ömürlerinin azalmasına neden olur.

Yorulma dayanımı Wöhler yöntemi ile bulunur. Malzeme, biçim ve yüzey kalitesi bakımından aynı olan deney numunelerinin her biri aralıksız ve farklı yüklemelerde zorlanarak kırılmaların olduğu çevrim sayıları saptanır. Bir deney serisinde 6...10 adet parça gereklidir. Yorulma deneyi zaman zaman durdurulursa düzgün deney parçalarında toparlanma olayı görülür ve aralıksız yük uygulanan deneyden daha yüksek yorulma dayanımı elde edilir. Çentikli deney parçalarının yapısından ise toparlanma olayı etkisi görülmez.

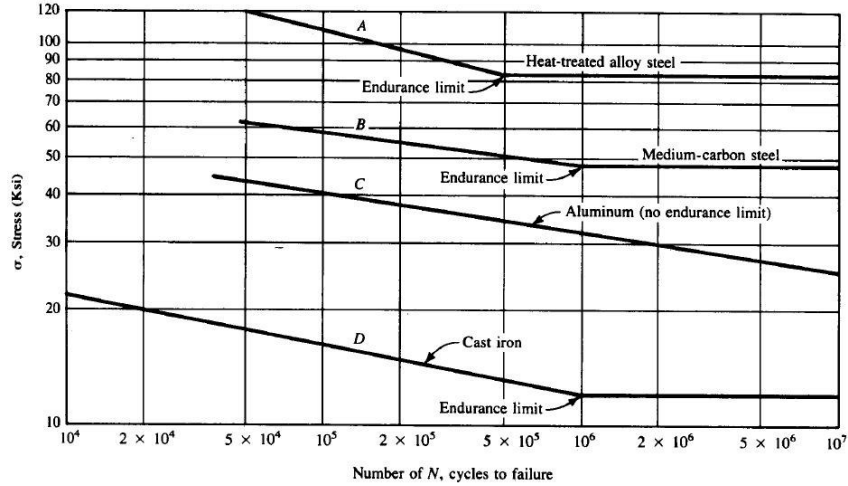
Wöhler yönteminde bir deney serisinde tüm parçalar için ortalama gerilme σ_m yada alt gerilme σ_{min} sabit tutularak her deney için farklı gerilme genliği σ_a seçilir. İlk deney parçası üst gerilme genlikle akma sınırına yakın olacak şekilde zorlanır. Daha sonraki deney parçalarına gittikçe azalan zorlamalar uygulanır. Bir deney serisi sonunda uygulanan gerilme genlikleri ve kırılmanın görüldüğü çevrim sayılarının bir eğri olarak çizimi ile Şekil 4.1'de görülen Wöhler eğrisi elde edilir. Ortalama gerilmenin yada alt gerilmenin her bir değeri için ayrı bir eğri bulunmalıdır.



Şekil 4.1 : Wöhler eğrisi

Sonsuz çevrim sayısında kırılmanın görülmediği en büyük değer yorulma dayanımıdır. Tecrübe ile elde edilen verilere göre yorulma dayanımı kopma gerilmesinin 0.35 – 0.5 katları arasında olabilmektedir. Belirli bir çevrim sayısından(sınır çevrim sayısı) sonra eğri sonsuz çevrim sayısına yaklaşıyor kabul edilir. Sınır çevrim sayısı oda sıcaklığında ve düşük sıcaklıklarda çelikler için 10^6 , ağır ve hafif metaller ile yüksek sıcaklıklarda çelikler için 10^8 yada daha fazlası alınabilir. Şekil 4.2'de farklı malzemeler için S-N eğrileri görülmektedir. Wöhler eğrisinin sınır çevrim sayısına kadar olan bölümüne **sürelî yorulma bölgesi** denir. Yorulma dayanımından daha büyük gerilme genliklerinin bir süre uygulanmasının kesin olarak hasara neden olacağı söylenemez. Önemli olan yüklemenin büyüklüğü ve yüklemeye ait çevrim sayısıdır.

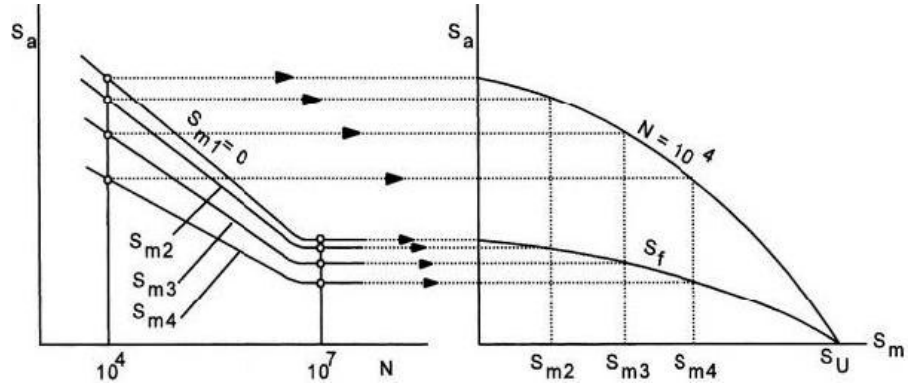
- **Düşük yük tekrarı bölgesi** : Yüksek gerilme değerlerinde, plastik ve elastik deformasyonun görüldüğü bölgedir. Yük tekrar sayısı (N) $< 10^3$ civarındadır.
- **Yüksek yük tekrarı bölgesi** : Düşük gerilme değerlerinde ve elastik deformasyonun meydana geldiği bölgedir ($N > 10^5$).



Şekil 4.2. Farklı malzemeler için S-N eğrileri

Bazı malzemeler için (Fe ve Ti alaşımları) yorulma limiti söz konusudur. Yüksek sayılardaki yük tekrarı durumunda S – N eğrisi yatay bir durum alır. Bu durumda yorulma limiti olan maksimum gerilme genliğinin altındaki zorlamalarda yük tekrarı ne kadar çok olursa olsun malzemede herhangi bir yorulma sorunu oluşmaz. Çoğu alaşımda ise gerilme değerinin azaltılmasıyla yük tekrarı devam ettirilebilir. Bu durumda yorulma özellikleri yorulma dayanımı veya yorulma ömrü üzerinden tanımlanır.

Farklı ortalama gerilmelere bağlı olarak elde edilen S-N eğrilerinden yorulma belirli çevrim sayıları için ortalama gerilmeyi göz önüne alan yorulma diyagramı Şekil 4.3'te görülmektedir.



a) Farklı ortalama gerilmeler için S-N eğrileri b) S-N eğrilerinden elde edilen yorulma diyagramı

Şekil 4.3. S-N eğrileri ve yorulma diyagramı

Yorulma dayanımını malzemeye bağlı, teknoloji ve deney tekniği ile ilgili çok sayıda faktör etkilediğinden, bu değer normal Wöhler yöntemi ile (6..10 deney parçası) emniyetli olarak tespit edilmesi güçtür. Süreli yorulma ve yorulma dayanımlarını hesaplayabilmek amacıyla bazı analitik ifadeler önerilmiştir. Bunlar;

$$\text{Soderberg} \quad \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad ; \quad K_f \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{N}$$

$$\text{Goodman} \quad \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad ; \quad K_f \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N}$$

$$\text{Gerber} \quad \frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad ; \quad K_f \frac{N\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

denklemleridir. Burada;

S_a : Gerilme genliği

S_m : Ortalama gerilme

S_e : Yorulma dayanımı

S_{yt} : Akma gerilmesi

S_{ut} : Kopma gerilmesi

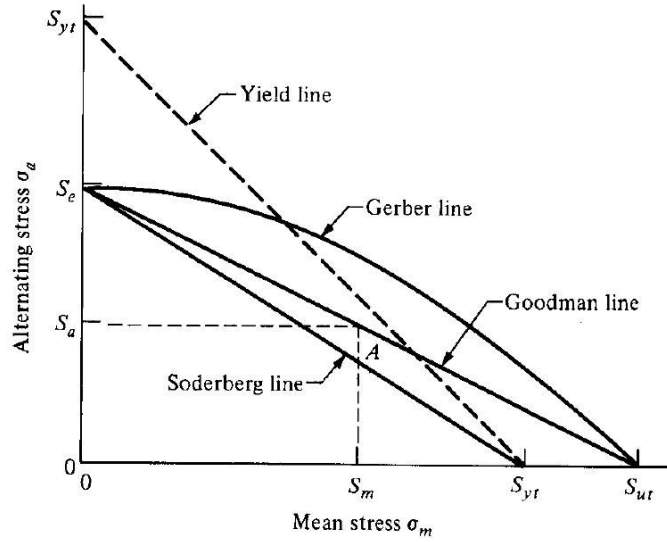
N : Yük tekrar sayısı

N : Yük tekrar sayısı

K_f : Düzeltme katsayısı

$$K_f = 1/(C_{\text{çentik}} \cdot C_{\text{boyut}} \cdot C_{\text{yükleme}} \cdot C_{\text{yüzey}} \dots)$$

olarak ifade edilebilir.



Şekil 4.4. Gerber – Goodman – Soderberg eğrileri

Genellikle, tecrübeye dayalı sonuçların çoğu Gerber ve Goodman teorileri ile uyuşmaktadır. Gerber teorisi sünek malzemelerde iyi sonuçlar verirken, yüksek dayanımlı düşük süneklikteki malzemeler Goodman teorisine uygun sonuçlar vermektedir. (Bannantine, J., Corner, J., Handrock, J., 1990)

4.2.2. Gerinme – Ömür(ϵ -N) Yöntemi

Gerinme-Ömür yöntemi, tekrarlı yük sonucu kritik yerlerde(çentik) kalıcı deformasyona bağlı olarak malzemenin gösterdiği değişimleri göz önüne almaktadır. Yükleme büyüklüğünün küçük olduğu durumlarda gerilme ve gerinme lineer olarak ilişkilidir. Ancak büyük yüklemelerde malzeme davranışı ve tekrarlı S- ϵ değişimi en iyi

olarak gerinim kontrolü ile modellenmektedir. Gerilme-Ömür yöntemi malzemedeki plastik değişimleri göz önüne almayan bir yaklaşımdır.

Çoğunlukla gerilme yığılmaları çentik etrafında oluşmaktadır ve kalıcı deformasyona sebep olmaktadır. Plastik bölgenin çevresinde zorlamalara bağlı olarak elastik gerilme görülmektedir ve çentikteki deformasyonlar da gerinim kontrollü olarak düşünülebilir. Gerinme-Ömür yöntemi literatürde çatlak oluşturma ve yayma olarak da geçmektedir. Bu yöntemde 3 aşama vardır:

- Gerilme yığılmalarının olduğu bölgelerde çatlak başlatılır
- Artan çatlak yayılması
- Son olarak çatlağın hızla yayılması ve kritik boyuta ulaşması

Toplam yük tekrar sayısı çatlağın başlatılması ve yayılması sırasındaki yük tekrarlarının toplamına eşittir. Şekil 4.5'te çentik oluşumu şematik olarak gösterilmektedir.

$$N_f = N_i + N_p$$

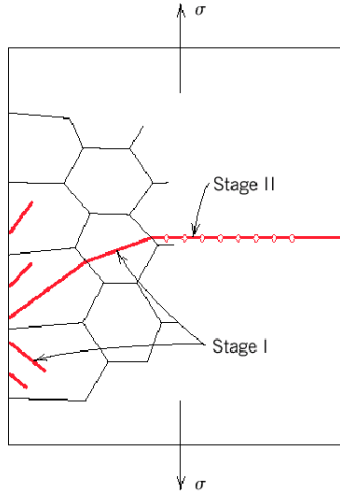
N_f : Toplam yük tekrar sayısı

N_i : Çatlak oluşturulması esnasındaki yük tekrar sayısı

N_p : Çatlağın yayılması sırasındaki yük tekrar sayısı

Yüksek yük tekrarı bölgesi (düşük gerilme değerleri) : N_i göreceli olarak yüksektir. Gerilme değerlerinin artmasıyla birlikte N_i azalır ve N_p baskın olur.

Malzeme Ömrü = Çatlak oluşumu + Çatlağın yayılması



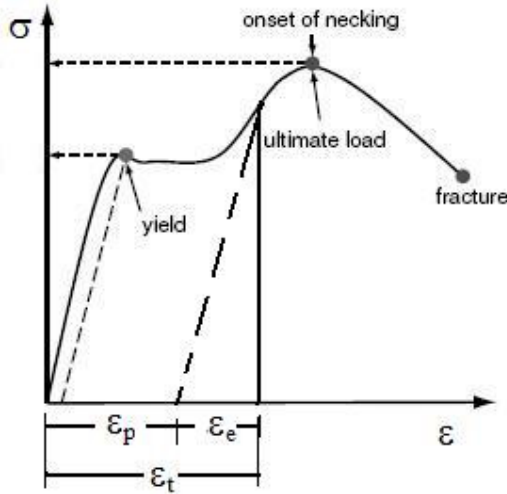
Şekil 4.5. Çatlak oluşumunun şematik gösterimi

1. Aşama : Gerilme yığılmalarının olduğu bölgede oluşan çatlak, kesme gerilmesiyle kristal düzlemlerinde yavaşça yayılmaya başlar. Bu durum birkaç “tane” ve bunların kırılma yüzeylerini içerir.

2. Aşama : Çatlak uygulanan gerilmeye dik doğrultuda hızlanarak yayılır.

4.2.3. Statik ve Tekrarlı Yüklemlerde S-ε İlişkisi

Statik yükleme için;



Şekil 4.6. σ-ε eğrisi

Elastik bölgede : $\sigma = E\varepsilon_e$ ise;

$$\varepsilon_e = \sigma / E$$

Plastik bölgede : $\sigma = K(\varepsilon_p)^n$ ise;

$$\varepsilon_p = (\sigma/K)^{1/n}$$

Bu durumda toplam gerilim ;

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p = (\sigma / E) + (\sigma/K)^{1/n}$$

şeklindedir.

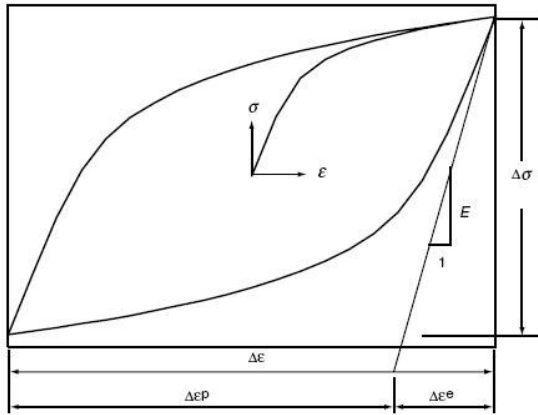
Burada ;

K:malzeme dayanım sabiti,

n:pekleşme üsteli,
 ϵ :yer değiştirme(gerinim) (ϵ_e :elastik bölgedeki, ϵ_p :plastik bölgedeki)
 σ :gerilme
 E:elastisite modülü

olarak ifade edilmektedir.

Tekrarlı yükleme için;



Şekil 4.7. Tekrarlı yükleme için σ - ϵ eğrisi

$$\epsilon_a = (\Delta\epsilon)/2, \quad \sigma_a = (\Delta\sigma)/2$$

olmak üzere;

$$\Delta\epsilon = \Delta\epsilon_e + \Delta\epsilon_p$$

ifadesi genlik terimleri ile;

$$\Delta\epsilon/2 = \Delta\epsilon_e/2 + \Delta\epsilon_p/2$$

elde edilir.

Hooke kanunu uygulanırsa;

$$\Delta\epsilon_e = \Delta\sigma/E$$

olmak üzere;

$$\Delta\epsilon/2 = [(\Delta\sigma)/(2E)] + \Delta\epsilon_p/2 \text{ elde edilir.}$$

Burada;

ϵ_a :gerinme genliği,

σ_a :gerilme genliği,

olarak ifade edilmektedir.

4.2.4. Gerinme - Ömür eğrisi

Coffin ve Manson, 1950'lerde yaptıkları çalışmalarla kalıcı gerinme-ömür bağıntısını bulmuşlardır.

$$(\Delta\epsilon_p)/2 = \epsilon_f' (2N_f)^c$$

Burada;

$(\Delta\epsilon_p)/2$: kalıcı deformasyon genliği

$2N_f$: kırılmaya neden olan tekrarlı yük sayısı

ϵ_f' : yorulma süneklik katsayısı

c : yorulma süneklik katsayısı

ϵ_f' ve c ayrıca malzemenin yorulma özellikleridir. ϵ_f' yaklaşık olarak malzeme süneklik katsayısına (ϵ_f) eşittir. c değeri ise -0.5...-0.7 değerleri arasındadır. Gerinme genliği;

$$\Delta\epsilon/2 = \Delta\epsilon_e/2 + \Delta\epsilon_p/2 ,$$

denklemdaki elastik yer değişimi için;

$$\Delta\epsilon_e/2 = \Delta\sigma/2E \text{ yazılırsa;}$$

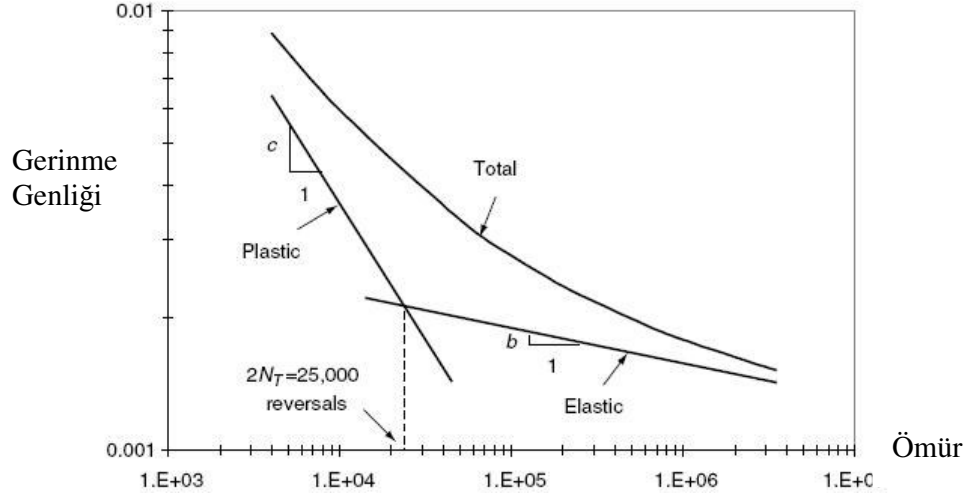
$$\Delta\epsilon_e/2 = \sigma_f' (2N_f)^b / E$$

elde edilir. (Coffin 1954, Manson 1953)

Basquin ifadesi(S-N eğrisini karakterize etmektedir) kullanıldığında;

$$\Delta\epsilon/2 = [\sigma_f' (2N_f)^b / E] + [\epsilon_f' (2N_f)^c]$$

elde edilir. Bu eşitlik gerinme-ömür yöntemini temel alır.(Basquin 1910)

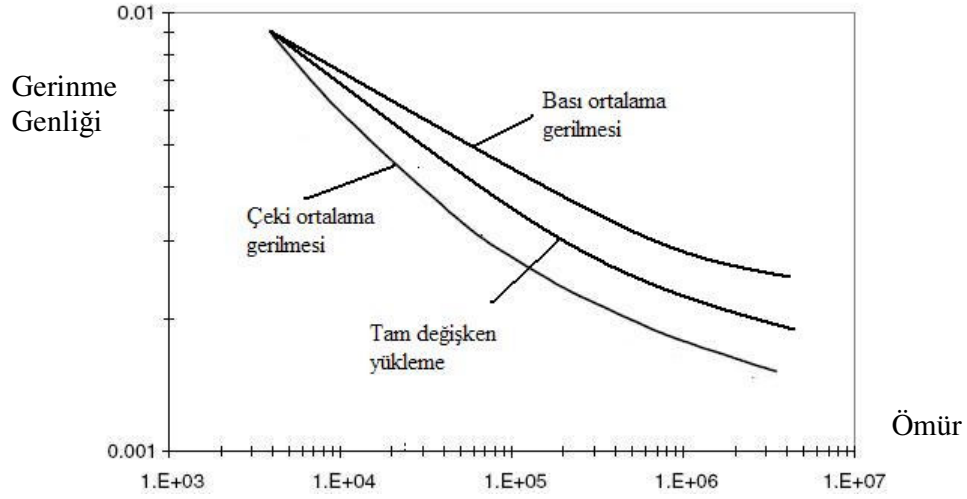


Şekil 4.8. ϵ -N eğrisi

Büyük gerinme genliklerinde ϵ -N eğrisi plastik gerinmenin etkin olduğu bölgeye yaklaşmaktadır, düşük gerinme genliklerinde ise elastik bölgeye yakınsamaktadır.(Şekil 4.8)

4.2.5. Ortalama Gerilmenin Etkileri

Malzemelerin yorulma özellikleri tam değişken ve sabit genlikli yük altında elde edilir. Uygulamada ise elemanlar nadiren bu tip zorlamalara maruz kalmaktadır, çoğu zaman ortalama gerilme yada gerinme mevcuttur. Ortalama gerinmenin, elemanların yorulma ömrüne etkisi önemsiz ölçüdedir. Ortalama gerilmeler ise yorulma ömrünü önemli ölçüde etkiler.



Şekil 4.9. Ortalama gerilmenin ϵ -N eğrisine etkisi

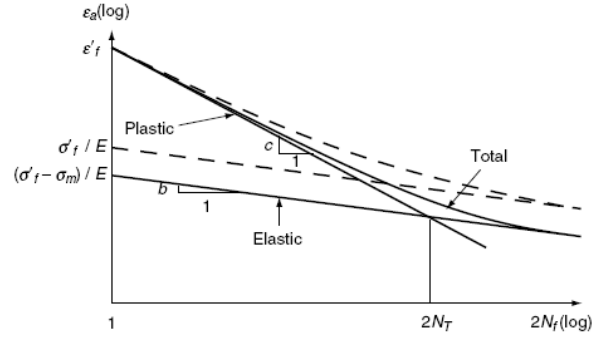
Ortalama gerilme etkileri izafi olarak uzun ömürlerde görülür. Bası gerilmesi şeklinde olması durumunda yorulma ömrünü artırırken, çeki gerilmesi olması durumunda yorulma ömrünü azaltır.(Şekil 4.9)

Yüksek gerinme genliklerinde(%0.5 - %1 yada üzeri), kalıcı deformasyonlar önemlidir, ortalama gerilmede sıfıra doğru azalma görülmektedir.

Gerinme-Ömür eşitliğinin modifikasyonu ile ortalama gerilme etkisi hesaba katılır. Morrow ϵ -N eşitliğindeki elastik terimin modifikasyonu ile;

$$\Delta\epsilon_e/2=[(\sigma_f' - \sigma_0)/E](2N_f)^b + [\epsilon_f' (2N_f)^c]$$

eşitliği elde edilir.(Morrow 1968) Elde edilen eşitlikle yapılan öngörüler; kalıcı deformasyonun düşük, elastik gerinimin baskın olduğu kısımlarda ortalama gerilmenin etkilerinin gözlemlenmesinde tutarlılık sergilemektedir. Ayrıca, ortalama gerilmenin etkisinin yorulma ömrünün düşük olduğu kısımlarda az olduğunu yansıtmaktadır.



Şekil 4.10. Morrow modeli

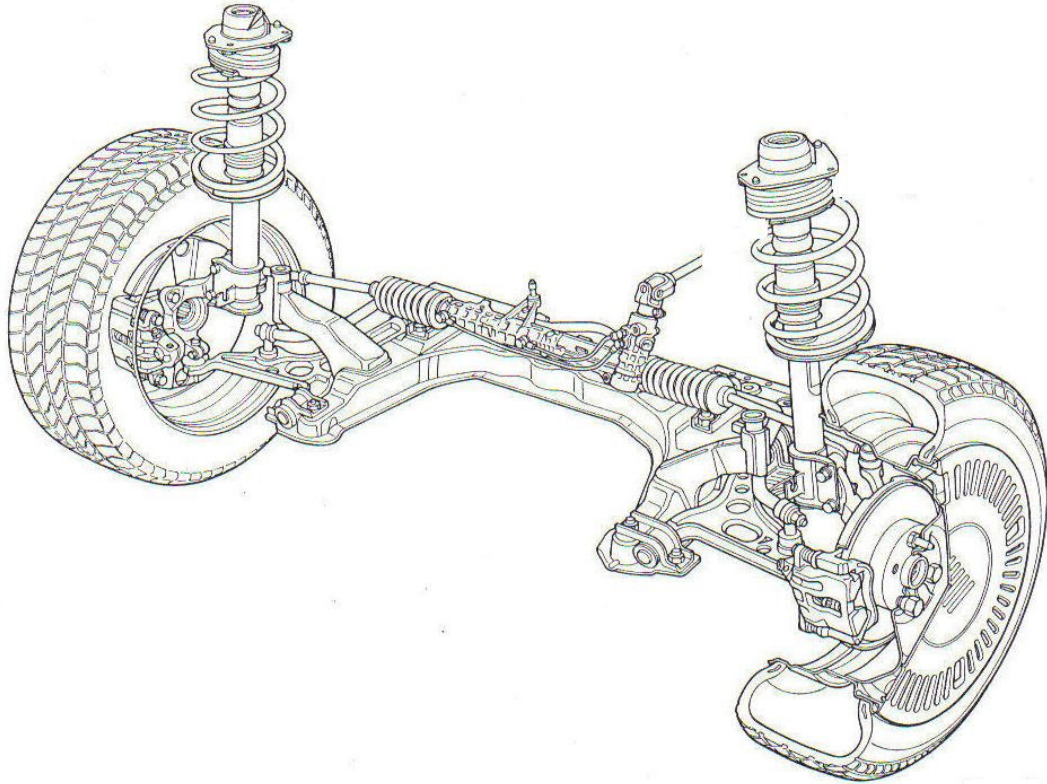
Ayrıca bu konu ile ilgili Manson ve Halford hem elastik hem de plastik gerilmelerin modifikasyonu ile çalışmaları bulunmaktadır. Smith, Watson ve Topper da ortalama gerilmelerin etkileri üzerine çalışmaları bulunmaktadır. (Manson, Halford, 1981)(Smith, Watson, Topper,1970)

5. SÜSPANSİYON SİSTEMİ

5.1. Süspansiyon Sistemi ve Salıncak Kolu

Tekerlek aksları doğrudan şaseye bağlansaydı, yol üzerinde bulunan her tümsek yada kasis(yol pürüzlülükleri) sarsıcı bir gücü taşıt gövdesine ve sürücüye aktarırdı. Dolayısıyla taşıtın emniyetli seyri, sürüş konforu ve yüksek hızlara ulaşılması mümkün olmayacaktır. Bu sebepten dolayı taşıtlarda tekerleklerle gövde arasında konumlandırılan ve süspansiyon sistemi denilen değişik özellikte sistemler kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemlerinin amacı, taşıt gövdesinin yol üzerinde az sarsıntı ile öne doğru hareket etmesine imkan vermek ve yol ile lastik arasındaki teması kaybetmeden taşıtın virajlarda daha az yalpalanmasını sağlamaktır.

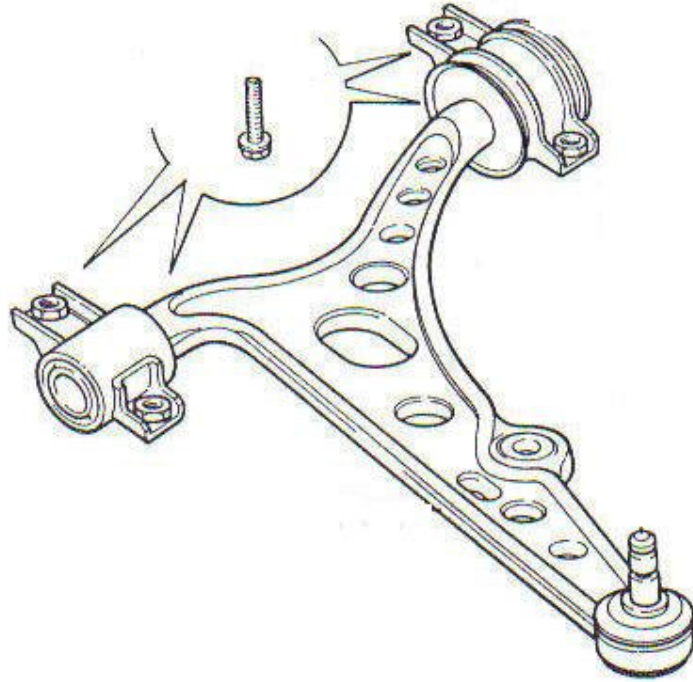
Şekil 5.1’de günümüz otomobillerinde kullanılan bir süspansiyon sistemi görülmektedir.



Şekil 5.1. Otomobillerde kullanılan ön süspansiyon sistem

Salıncak kolları süspansiyon sisteminin bir parçası olup ön süspansiyon sistemlerinde aks taşıyıcısı, direksiyon sistemi elemanları, denge çubuğu, yay ve amortisörlerle bir bütün oluşturur. Salıncaklar, tekerlekleri düzgün konumda tutar, çeşitli yönlerden gelen kuvvetlere karşı hareketlerini sınırlar ancak yukarı ve aşağı yöndeki hareketlere izin verir. Tekerlekler; araçların hızlanması, frenlemesi ya da dönmesi esnasında istenmeyen yönlerde harekete eğilimlidir.

Şekil 5.2'de çoğu otomobillerin ön süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak kolu gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Salıncak kolu

Salıncak kollarının şaseye bağlantı yerleri kauçuk burçlar ile yataklanmıştır. Tekerlekler hareket ederken salıncak kolunun öne ve arkaya doğru olan hareket eğilimi, burçların kauçuk yapıları sayesinde absorbe edilir. (YILDIZ A.R.,2001).

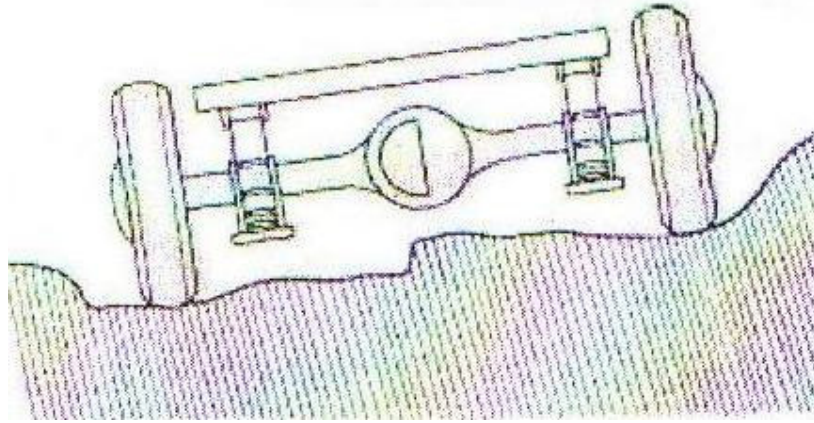
5.2. Süspansiyon Sistemi Çeşitleri

Süspansiyon sistemleri genellikle yapılarına göre 2' ye ayrılır.

- Sabit (Askı) Süspansiyon Donanımı
- Serbest (Askı) Süspansiyon Donanımı

5.2.1. Sabit Askı (Süspansiyon) Sistemi

Sağ ve sol tekerlekler, aks ya da aks muhafazası ile bir bütün olarak birbirine bağlıdır. Bu sisteme rijit akslı süspansiyon sistemi de denilir. Sağ ve sol tekerlekler yaprak ya da helezon yay üzerinden gövde veya şasiye tutturulmuş tek bir aks ile birbirine bağlanırlar. Sabit süspansiyon sistemi otobüs, kamyon, ve kamyonet gibi ağır hizmet tipi araçlarda ön ve arka dingilleri fark etmeksizin çok geniş kullanım alanı bulmuştur. Binek otomobillerinde ise konfor yönünden yetersiz olduğu için tercih edilmemektedir. Şekil 5.3'te sabit süspansiyon sistemli bir aracın düzgün olmayan yol şartlarındaki durum görülmektedir.



Şekil 5.3. Sabit süspansiyon sistemi

*Genel Yapısı ve Parçaları

Günümüz sabit süspansiyon sistemlerinde yaprak yay, helezon yay ve burulma çubuklu yay kullanılabilir. Ağır yük altında çalışan ticari araçların ön ve arka

süspansiyonlarında yaprak yaylar tercih edilirken binek otomobil, minibüs ve küçük çaplı kamyonetlerin ön askı donanımında helezon yaylar tercih edilmektedir.

5.2.2 Serbest Askı (Süspansiyon) Sistemi

Serbest süspansiyon sistemi tekerleklerin yukarı aşağı, sağ sola birbirinden bağımsız olarak hareket etmesini sağlar. Gövdenin hareketlerini sınırlayarak yüksek yönlendirme kabiliyeti sağlar.

Ön süspansiyon sisteminde uygun geometri ile salıncaklı sistem bağlı olduğu tekerleğe uygun hareket imkânı vermektedir. Parçaların fazlalığı nedeniyle karmaşık ve maliyeti yüksektir.

Süspansiyon hareketiyle tekerlek izinin genişliği devamlı olarak değişmektedir. Tekerleklerde zamanından önce aşınmalara neden olan ovma hareketi meydana gelmektedir. Bu nedenle lastiklerin ömrünü uzatmak amacıyla üst ve alt salıncakların boyları ile geliş açıları farklı olarak yapılmaktadır. Genelde iki salıncak direksiyon kolunu destekleyecek şekilde üçgen bir yapı meydana getirmektedir. Bu tasarımla çok az miktarda pozitif direksiyon hâkimiyeti sağlanabilmektedir. Üst salıncığın görevi aracın ön kısmının dalması veya kalkmasını önlemektir. Çift salıncaklı sistemler arka aks tasarımlarında da kullanılmakta ve sabit süspansiyon sistemlerine göre oldukça konforludur.

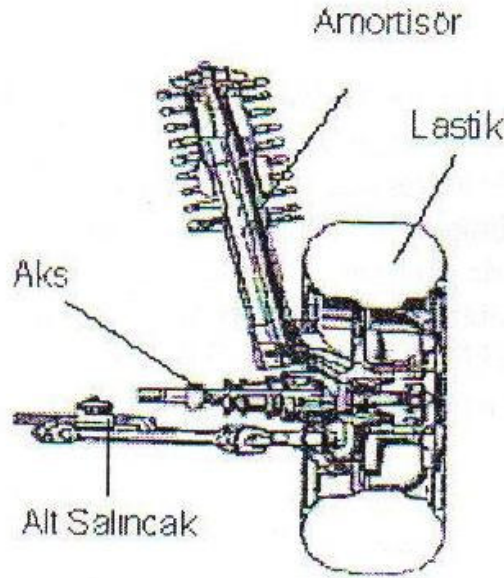
*Serbest Süspansiyon Sisteminin Özellikleri

- Yaysız kütleli aşağıda tuttuğundan tekerleklerin yol tutuşları iyidir. Böylece sürüş hâkimiyeti de iyidir.
- Bağımsız süspansiyonlarda yaylar yalnız gövdeyi taşır. Bu nedenle daha yumuşak yaylar kullanılabilir.
- Tekerlekleri aks bağlantısı basit olduğundan, döşeme ve motor bağlantı pozisyonu daha aşağıda olabilir.

- Tekerleklerin aşağı yukarı hareketiyle temas yüzeyi ve lastik ayarları değişebilir.

5.2.3. McPherson Tipi Serbest Süspansiyon Sistemi Yapısı

Küçük ve orta büyüklükteki araçlarda en çok kullanılan serbest süspansiyon sistemidir. Helezon yay McPherson tipi dingilde amortisör ile iç içe konumlandırılmıştır. Direksiyon mafsalı amortisör aracılığı ile şasiye bağlanmıştır. Direksiyon kolunun alt ucu ise üçgen bir yapıya bağlı olup bu şekilde uzun bir yay kolu meydana getirilmektedir. Alt salıncak burçlar vasıtasıyla şasiye (gövdeye) uygun bir yerden bağlanmıştır. Aks alt salıncak ile amortisör arasından tekerleklere kolay bir şekilde hareket verebilmektedir. Amortisörler lastiklerden gelen dikey yüklerle maruz kalır. Şekil 5.4'te McPherson sisteminin yapısı görülmektedir.



Şekil 5.4. McPherson sisteminin yapısı

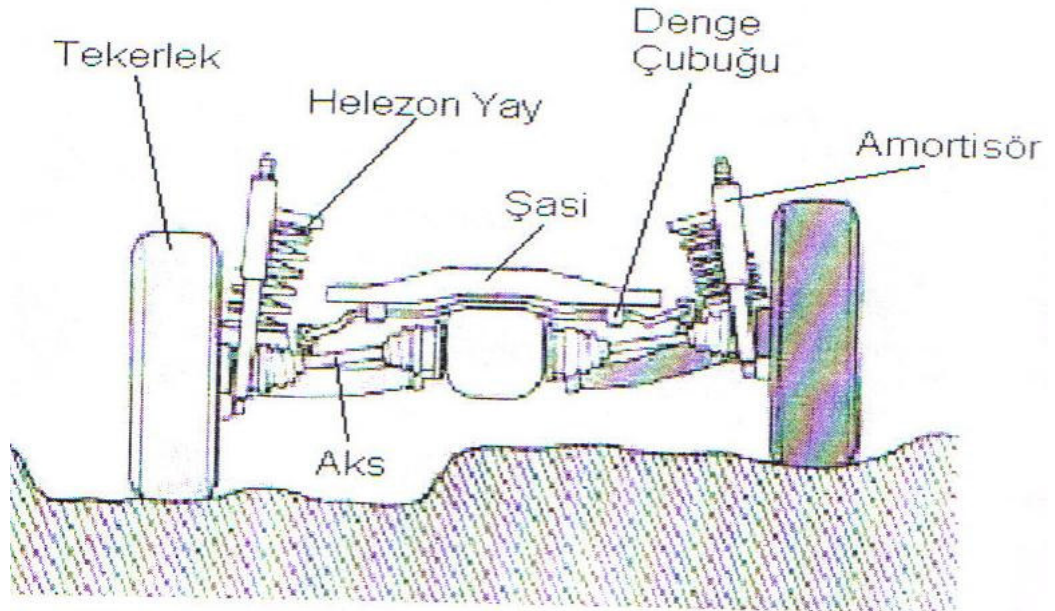
Bağlantı noktalarının geniş bir alanda tutulabilmesiyle, yapı ve dayanma noktalarındaki yükü azaltmakta ve yumuşak yatak ekipmanlarının kullanımına izin vererek konfor sağlanmaktadır. Bu tasarımlarda pozitif ve negatif kaster açısı vermek mümkündür.

*McPherson Serbest Süspansiyon Sisteminin Özellikleri

- Süspansiyonun yapısı basittir.
- Parçaların sayısı az olduğundan yaysız kütle azdır.
- Sistem az yer kaplar böylece motorun yerleştirilebileceği alan genişir.
- Süspansiyon bağlantı noktaları arasındaki mesafe az olduğundan ön düzen ayarı bozulmasına neden olabilecek imalat ve montaj hataları çok az etkilidir. Bu nedenle toe-in ayarı hariç başka bir ayara gerek yoktur.

5.2.4. Serbest Süspansiyon Sisteminin Çalışması

Hareket halindeki bir araçta, tekerleklerin birinin tümseğe çıkması halinde, aşağıdaki gibi bir durum ortaya çıkacaktır. Bu durum şekil 5.5'te gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Serbest süspansiyon sistemi

Lastik tümseğe binmesiyle yukarı doğru hareket eder. Bu hareket sonucunda salıncak yayı sıkıştırarak aksla beraber şasiye yaklaşır. Bu sıkışma amortisörün

yardımıyla kontrollü olur. Tekerlek normal yola girdiğinde araç ağırlığının etkisiyle ve daha önce aldığı enerjiyi geri vererek kontrollü bir şekilde normal seyrine devam eder.

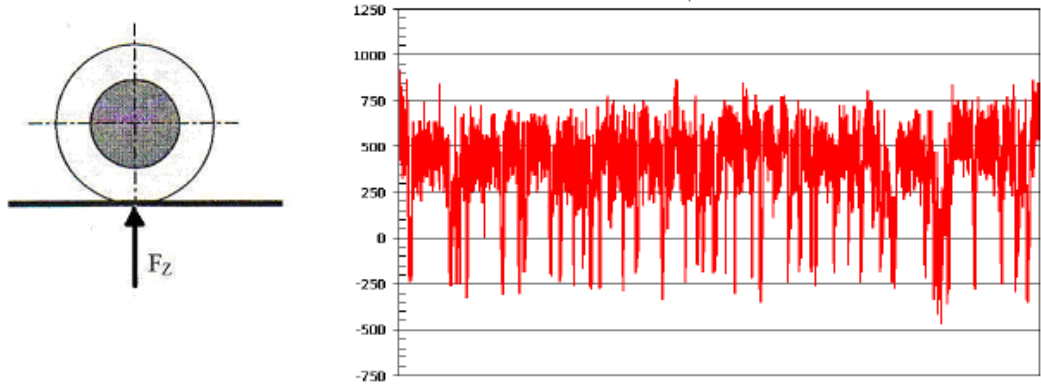
Aracın çukura girmesi durumunda yayın etkisiyle salıncak kolları aşağıya doğru hareket eder. Oluşan boşluğu yaylar açılarak karşılarken gövde bu sallanmadan yay ve amortisörün etkisiyle çok az etkilenir. Yol yüzeyi normale döndüğünde yay kapanarak önceki konumuna gelir, böylece yoldan gelen darbeler gövdede fazla hissedilmez. Sürüş konforlu ve güvenli olur.(Reimpell J., Stoll H., Betzler J.W., The Automotive Chassis, Elsevier 2001)

5.3. Taşıtlara Etki Eden Kuvvetler

Bir taşıta etki eden kuvvetler statik kuvvetler ve tekrarlı dinamik kuvvetler olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Taşıta etki eden kuvvetlerin büyüklüğünün önemi kadar, kuvvetlerin tekrar sayısı da önemlidir. Statik kuvvetler, değişken olmayan kuvvetler ile aracın ömrü boyunca en fazla 5000 defa tekrarlanan kuvvetlerdir. Statik kuvvetler; taşıtın kendi ağırlığı ve yükü, fren ve kalkış kuvvetleri, viraj kuvvetleri, burulma kuvvetleri olarak sayılabilir. Tekrarlı dinamik kuvvetler ise 10^6 tekrar sayısından başlayan yol pürüzlülüğü, lastik çevresinin düzgünlüğü gibi sebeplerle ortaya çıkan kuvvetlerdir.(Ereke M.,1194.)

Dinamik yükler tekrar sayısının fazla olmasından dolayı yorulma dayanımı açısından statik yüklere göre ön plana çıkarlar. Bu kuvvetlerin sebebi yol pürüzlülüğü ve lastik çevresinin düzgünsüzlüğüdür.

Dinamik tekerlek yükü taşıt ağırlığından gelen statik bir bileşen ile yol pürüzlülüğünün sebep olduğu titreşimlerden meydana gelen dinamik bir bileşenden meydana gelebilir. Şekil 5.3'te statik yük ile dinamik yük arasındaki ilişki görülmektedir. (Taşkın 2001)



Şekil 5.6. Dinamik Tekerlek Yüğü

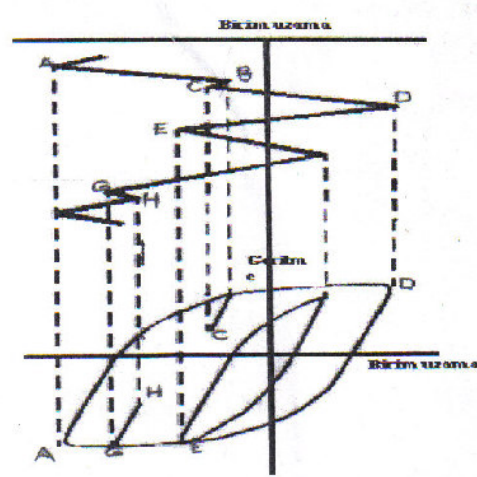
5.3.1. Yorulma Çevrimlerinin Rainflow Metodu ile Çıkartılması

Bir malzemenin yada bir parçanın yorulma davranışını tanımlamak için yorulma makinelerinde belirli bir sayıdaki şekil değıştirme yada gerilmede sabit genlikli yorulma testleri yapılır. Gerçekte nadiren bu parçalar sabit genlikli yüklemeye maruz kalırlar. Bu nedenle değışken genlikli yüklere eşdeğer olan sabit genlikli yorulma çevrimini çıkartmak için yaygın olarak şu metotlar kullanılmaktadır. Level Crossing Counting, Peak Counting Simple Range Counting, Rainflow Counting, Range-Pair Counting, Range-Mean Counting, Range-Pair-Range-Counting, Race-Track Counting, Hysteresis Loop Counting.(ŞENER 2003)

Rainflow yorulma çevrimi metodunu birim şekil değıştirme – zaman serisini kullanarak açıklamak mümkündür.(MSC Online Help Documentation, 1999)

Şekil 5.7’de de görüldüğü gibi zaman değışkenli bir birim şekil değıştirme sinyaline karşı bölgesel gerilme-birim şekil değıştirme olarak tepkisi, dört adet yükleme çevrimleri B-C-B, E-F-E, G-H-G ve bunları kapsayan A-D-A eşdeğer sabit genlikli çevrimler görülmektedir. Kapalı histerisi döngü, birim şekil değıştirme aralığı ve ortalama birim şekil değıştirme gibi terimler cinsinden tanımlanan bir çevrimdir. Eğer bu diyagramın gerilme eksenini kaldırırsanız ve yalnızca ardı ardına birim şekil değıştirme aralıkları dikkate alınarak bir algoritma düzenlenirse bu şekil 5.4’e bakılmaksızın bir sinyalden çevrimleri çıkarabilmesini sağlayacaktır. Rainflow algoritması çıkarttığı

çevrimleri onların aralığına ve ortalama değerlerine göre sınıflar ve 3 boyutlu aralık-ortalama-çevrim matrisine kaydeder.

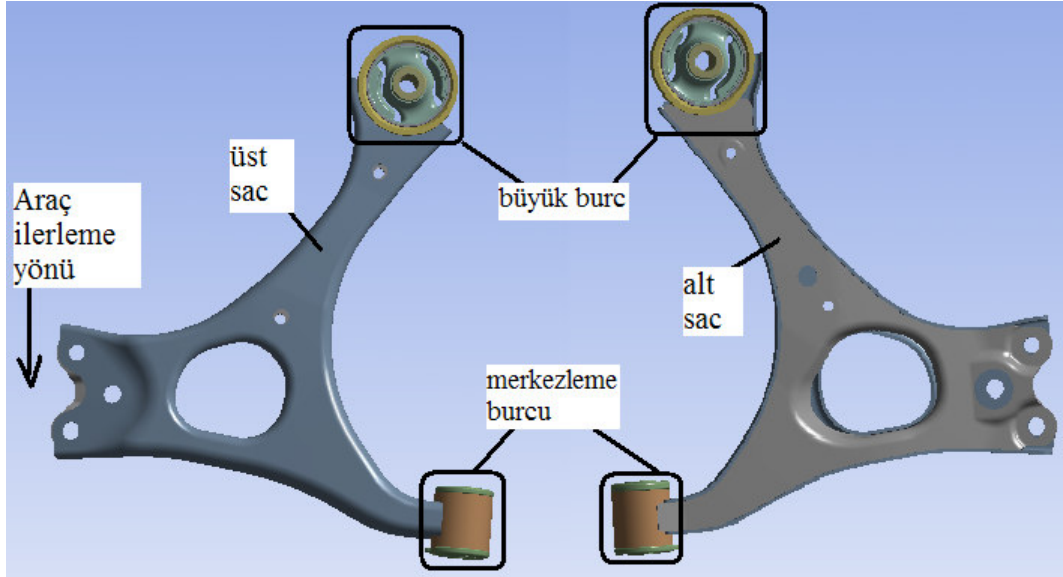


Şekil 5.7. Rainflow Çevrimi

6. SALINCAK KOLUNUN YORULMA ANALİZİ

6.1. Salıncak Kolu Modeli

Üzerinde çalışılan model günümüzde halen kullanılmakta olup hususi araçlara ait bir modeldir. Salıncak kolu şekillendirilmiş 2 adet sac parçanın birbirine kaynak ile birleştirilmesi ve daha sonra bunlara burçların eklenmesi ile oluşturulmuştur. Şekil 6.1’de analizlerde kullanılan salıncak kolu görülmektedir. Kullanılan model, aracın ön sağ McPherson tipi süspansiyon sistemine ait salıncak kolu modelidir.



Şekil 6.1.a) Salıncak kolunun üstten görünüşü

Şekil 6.1.b) Salıncak kolunun alttan görünüşü

Şekil 6.1. Analizlerde kullanılan salıncak kolu modeli

Model CatiaV4 ortamında oluşturulmuş olup üzerindeki modifikasyonlar CatiaV5 ile yapılmıştır. Analizler esnasında elemanlar arasındaki kaynak bağları mükemmel kabul edilmiş olup elemanlar tümleştirilerek analizler yapılmıştır.

6.2. Salıncak Kolu Malzemesi

Salıncak kolunu oluşturan alt ve üst sacın malzemesi S420MC'dir. Bu malzeme soğuk şekillendirmeye uygun yüksek akma dayanımlı sıcak haddelenmiş malzemeler

gurubuna girmektedir. Üst sac kalınlığı 2.6 mm., alt sac kalınlığı 2.3 mm.dir. S420MC malzemesinin mekanik özellikleri çizelge 6.1’de, malzemeye ait gerilme-yorulma ömrü değerleri çizelge 6.2’de görülmektedir.

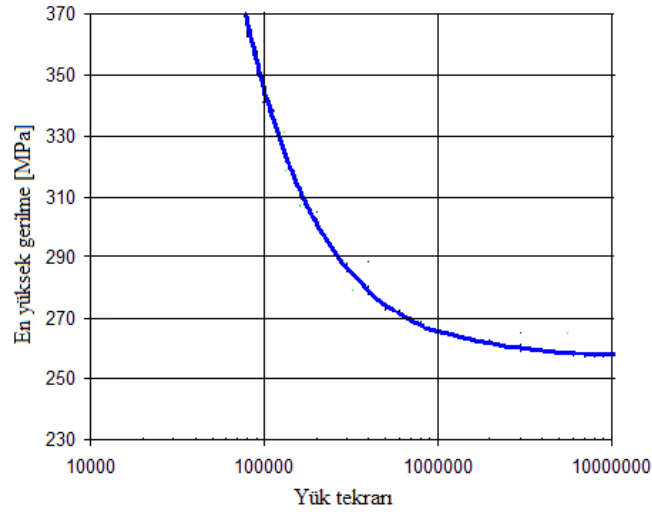
Çizelge 6.1. S420MC malzemesinin mekanik özellikleri

Malzeme	Young Modülü [N/mm ²]	Poison Oranı	Akma Gerilmesi [MPa]	Kopma Gerilmesi [Mpa]
S420MC	210000	0.3	505	531

Çizelge 6.2. S420MC malzemesine ait gerilme-yorulma ömrü değerleri

	Yükleme Sayısı	En yüksek gerilme [Mpa]
1	72902	360
2	101331	340
3	329570	300
4	561676	280
5	903405	260
6	1322720	250
7	2000000	240

Şekil 6.2’de malzemeye ait S-N diyagramı görülmektedir.



Şekil 6.2. S420MC malzemesi için S-N eğrisi (Arcelor çelik üreticisi, 2003)

Burç elemanlarının metal kısımları için Ansys WB programının malzeme kütüphanesindeki “Structural Steel” malzemesi kullanılmıştır. Malzeme özellikleri çizelge 6.3’te görülmektedir.

Çizelge6.3. Structurel Steel malzemesinin özellikleri

Malzeme	Young Modülü [N/mm ²]	Poison Oranı	Akma Gerilmesi [MPa)	Kopma Gerilmesi [Mpa]
Structural Steel	210000	0.3	250	460

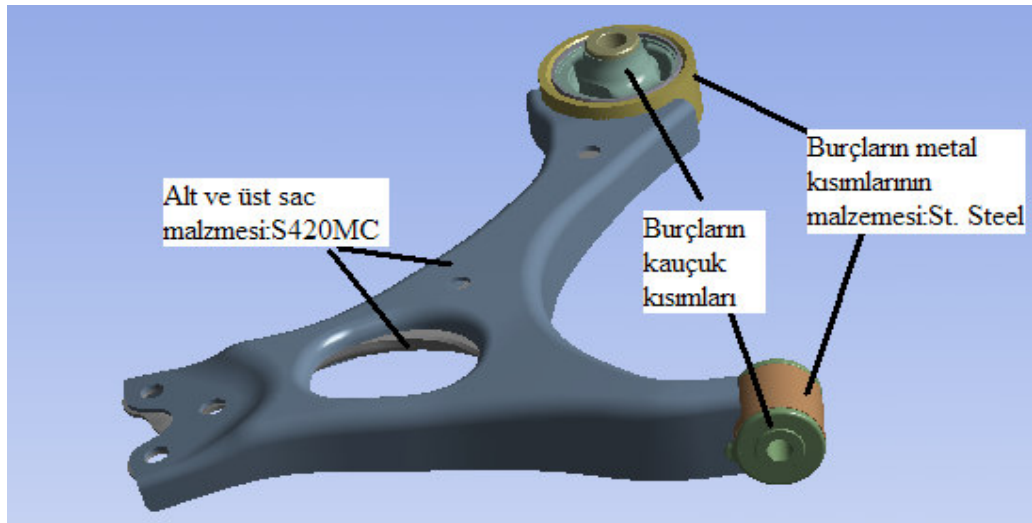
Burç elemanlarının kauçuk kısımlarının malzemesi için Ansys WB programında yeni bir malzeme tanımlanmıştır. Bu malzemenin;

Poison Oranı : 0.43

Young Modülü : 2500 N/mm²

kabul edilerek hiperelastik malzemelere yakın bir davranış göstermesi sağlanmıştır. (Ansys Release 11.0 Documentation for Ansys)

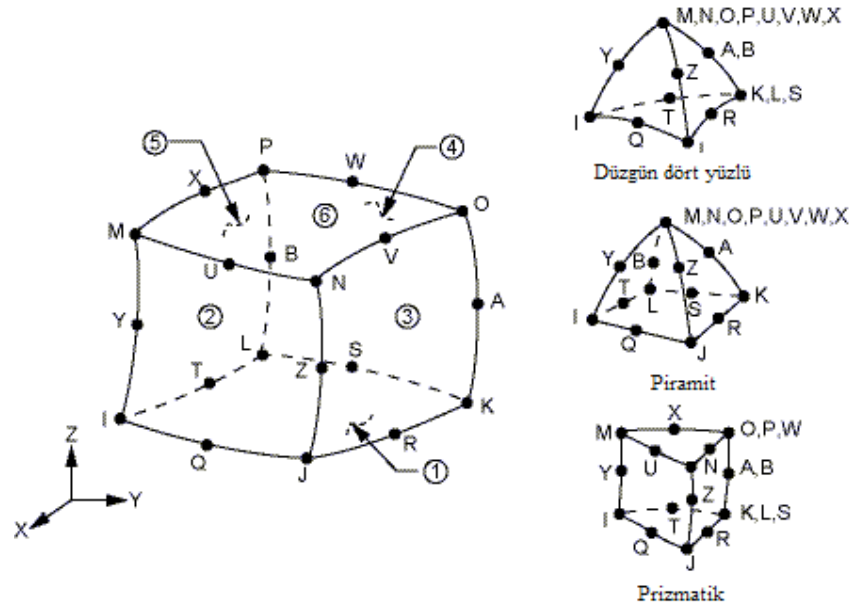
Şekil 6.3’te model üzerinde verilen malzemeler gösterilmektedir.



Şekil 6.3. Model üzerinde verilen malzemeler

6.3. Sonlu Elemanlar Modeli

Salıncak kolunun Ansys WB. ortamındaki sonlu elemanlar modeli hazırlanırken Solid186 elemanı kullanılmıştır. Bu eleman 3 boyutlu-20 düğüm noktalı ve quadratik yerdeğiştirme davranışı sergilemektedir. Eleman 20 düğüm noktası ile tanımlanmıştır ve her bir düğüm noktası 3 serbestlik derecesine sahiptir(x, y, z doğrultularındaki hareket serbestisi). Eleman plastik, hiperelastik, gerilme pekleşmelerini, büyük sapmaları, büyük yer değiştirmeleri destekleme kapasitesine sahiptir. Şekil 6.4'te farklı tiplerdeki Solid186 elemanı görülmektedir. (Ansys Release 11.0 Documentation for Ansys)



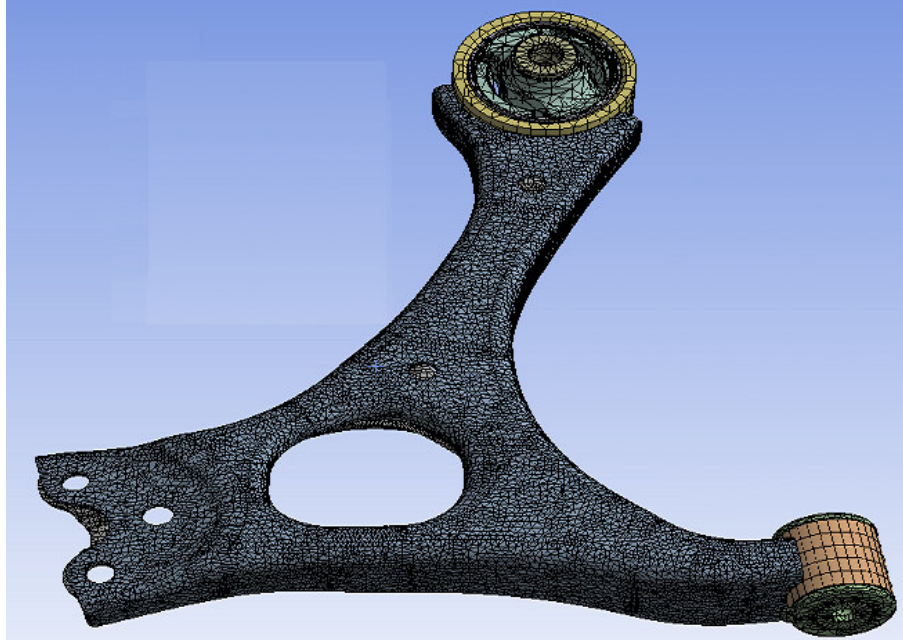
Şekil 6.4. Solid186 elemanı

Şekil 6.5'te modelin sonlu elemanlar yapısı görülmektedir. Sonlu elemanlar modelinde;

Toplam eleman sayısı : 148001

Toplam düğüm noktası sayısı : 274050

olarak oluşturulmuştur.



Şekil 6.5. Sonlu elemanlar modeli

Modelin sonlu elemanlar yapısı oluşturulurken alt sac, üst sac ve problemli bölgeler için küçük eleman boyutları, diğer bileşenler için programın önerdiği eleman boyutları kullanılmıştır. Çizelge 6.4'te her bir bileşen için eleman ve düğüm noktası sayıları görülebilir.

Çizelge 6.4. Modeldeki elemanların eleman ve düğüm noktası sayıları

Parça İsmi	Malzeme	Düğüm Noktası Sayısı	Eleman Sayısı
İç sac	S420MC	64968	34016
Dış sac	S420MC	137982	74649
Merkez burç_iç	Burç	16163	10325
Merkez burç_dış	Structural steel	1126	145
Büyük burç_dış	Structural steel	6625	1088
Büyük burç_orta	Burç	43752	25901
Büyük burç_iç	Structural steel	3434	1877

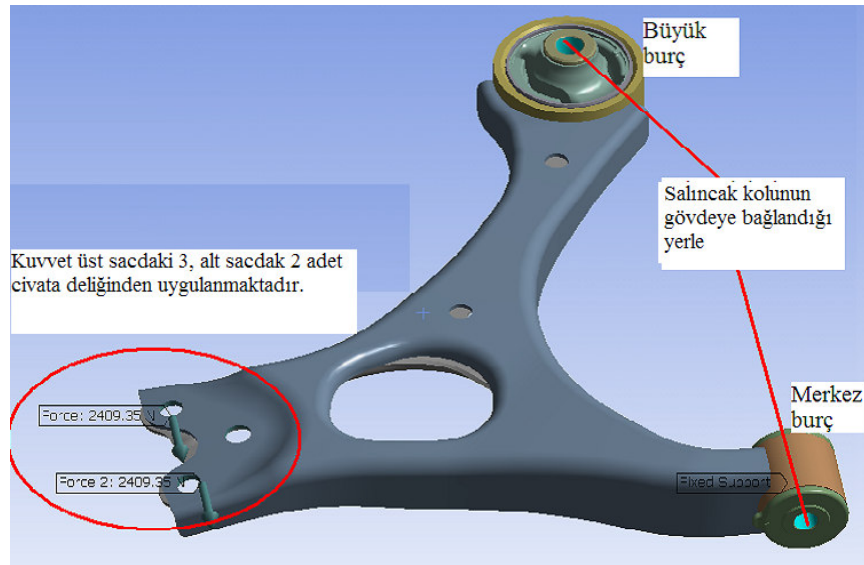
6.4. Sınır Şartları

Salıncak kolu modeli çalışma şartlarında çizelge 6.5'te verilen kuvvetlere maruz kalmakta ve burçlardan x, y, z, eksenlerinden dönme ve ötelemeye izin vermeyecek şekilde gövdeye bağlanmaktadır.

Çizelge 6.5. Salıncak koluna etkiyen kuvvetler(YILDIZ A.R., 2001)

Salıncak Kolu	Rotil Bağlantısı		
	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Viraj	-224.6	1486.2	-3982.9
Fren	4818.7	70.6	1173.3

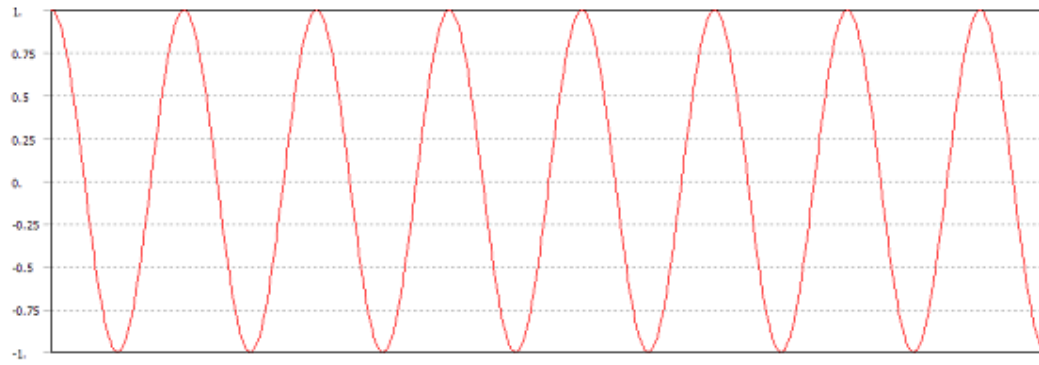
Analizler yapılırken yol pürüzlerinden ve viraj esnasında elemana gelen kuvvetler göz ardı edilerek, frenleme esnasında parçaya etkiyen en yüksek kuvvet göz önüne alınmıştır. Bu durumda salıncak kolunun rotill ile bağlandığı civata(perçin) delikleri salıncak koluna kuvvetin etki ettiği yerler olarak belirlenmiştir. Şekil 6.6'da model üzerinde sınır şartları görülmektedir. Uygulanan kuvvetlerin doğrultusu araç eksenine ile aynı doğrultu olup, frenleme durumunu göstermektedir.



Şekil 6.6. Sınır şartlarının model üzerindeki gösterimi

6.5. Yorulma Analizi Parametreleri

Öncelikle frenleme durumundaki en yüksek kuvvet değeri için parçanın statik analizi yapılmıştır. Yorulma analizi için frenleme esnasındaki en yüksek kuvvetin tam değişken olarak parçaya etkidiği kabul edilmiştir(Ratio=-1). Ayrıca yorulma dayanım katsayısı 0.8 seçilerek yorulma dayanımına etkiyen faktörler göz önüne alınmıştır. Yorulma analizi Gerilme-Ömür yöntemine göre yapılmış olup, Şekil 6.7'de tam değişken yükleme diyagramı görülmektedir.



Şekil 6.7. Tam değişken yükleme

6.6. Analizler

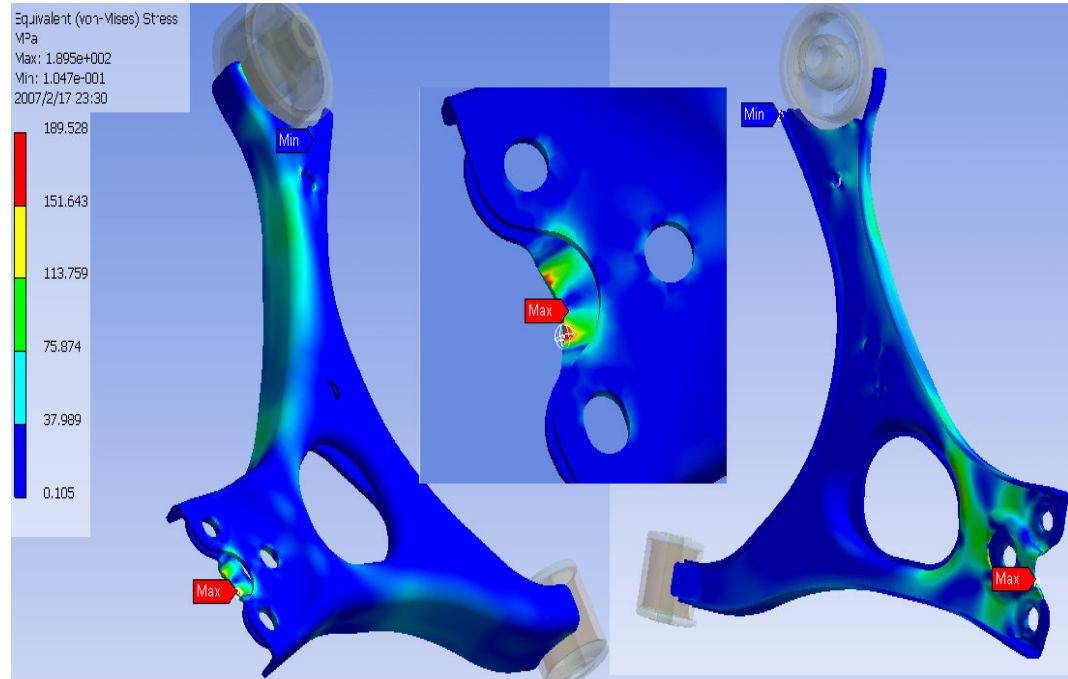
Yapılan analizler ile salıncak kolunun yorulmaya karşı dayanımı incelenmiştir. Dolayısıyla önce statik analiz yapıp sonuçlar elde edilmiş, daha sonra bu sonuçlardan hareketle yorulma dayanımı incelenmiştir. Öncelikle orijinal parçanın(alt sac kalınlığı:2.3 mm) analizleri yapılmıştır. Çıkan sonuçlara göre alt sac kalınlığı 2.2 mm ve 2.1 mm alınarak analizler tekrarlanmıştır.

Analizlerde; Eşdeğer gerilme
Eşdeğer gerilme için emniyet katsayısı
Yorulma ömrü
Eşdeğer ortalama gerilmeler
değerlendirilmiştir.

6.6.1. Alt Sac Kalınlığı 2.3 mm için (Orijinal) Modelin Analizi

Orijinal modelde alt sac kalınlığı 2.3 mm.dir. Sınır şartları uygulanarak çözüm elde edilmiştir.

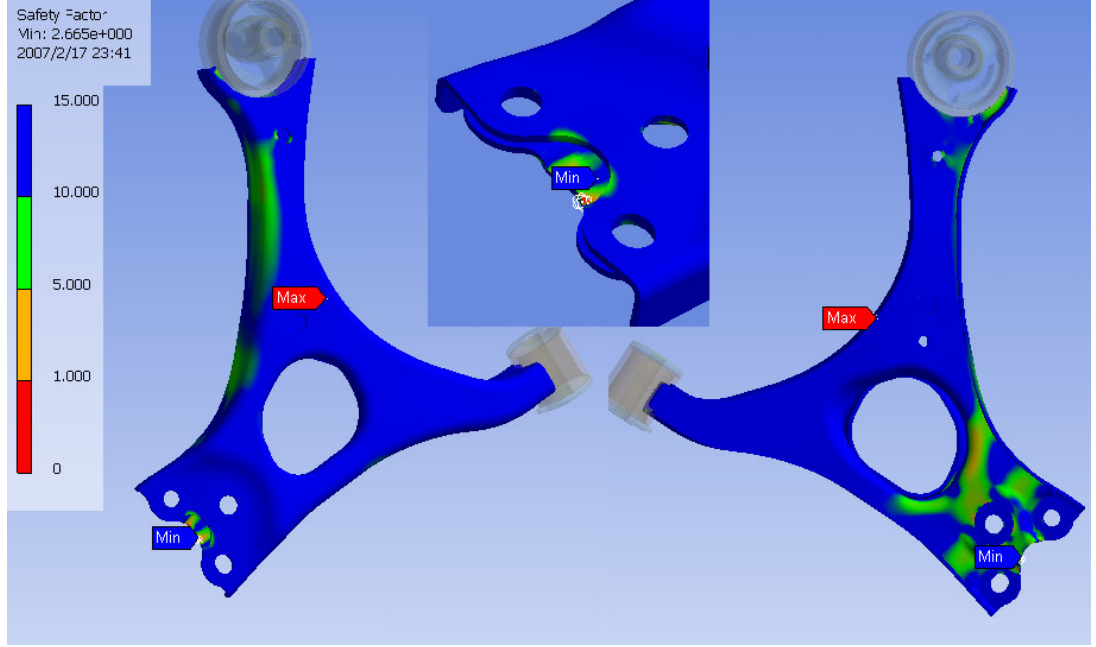
Şekil 6.8’de frenleme durumundaki en yüksek kuvvet için yapılan statik analiz sonuçları görülmektedir.



Şekil 6.8. Alt sac kalınlığı 2.3mm için eş değer gerilme

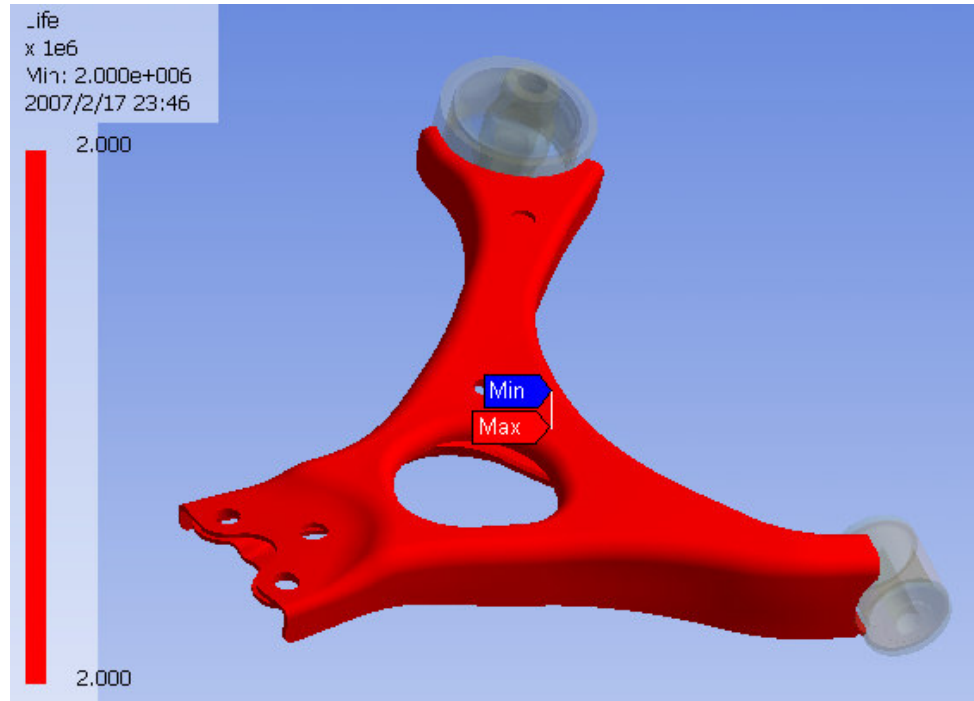
Analiz sonucunda, en yüksek eş değer gerilme alt sac üzerinde oluşmuştur ve değeri 189.529 MPa’dır. Alt sac malzemesi olan S420MC malzemesinin akma sınırından küçük olduğu için parçada herhangi bir kalıcı hasar oluşturmayacaktır.

Şekil 6.9’da eş değer gerilme için emniyet katsayısı hesaplatılması sonucu oluşan değerler görülebilir. Parça üzerindeki en düşük emniyet katsayısı 2.6645 olarak tespit edilmiştir.



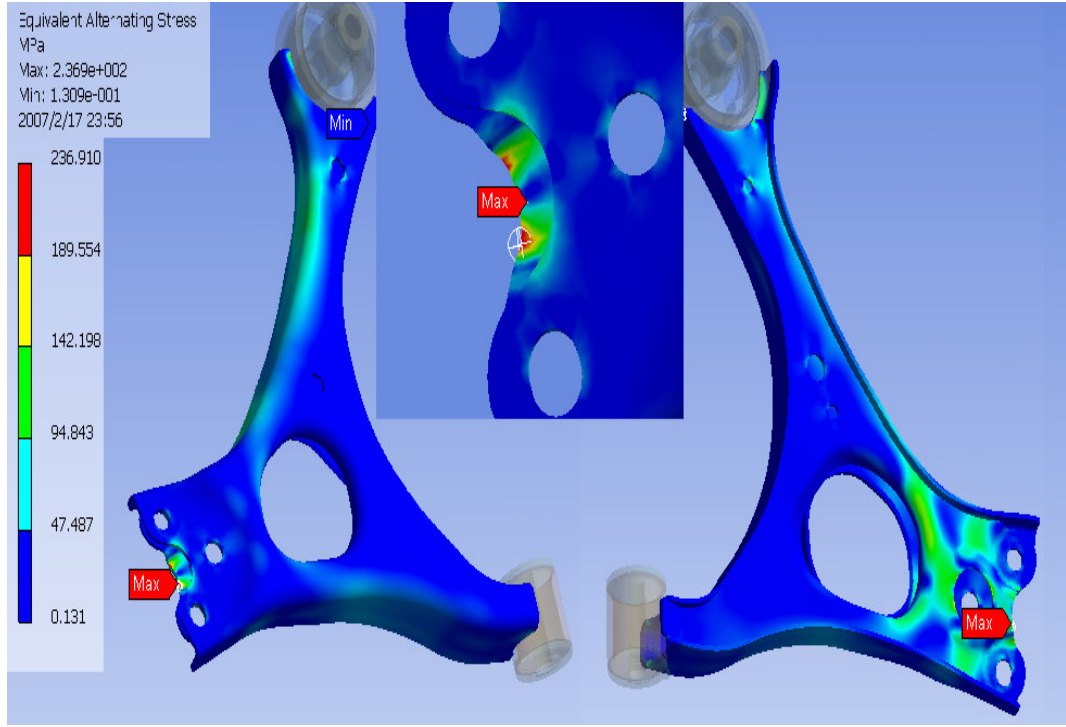
Şekil 6.9. Alt sac kalınlığı 2.3 mm için emniyet katsayısı

Elde edilen eş değer gerilme değerine göre yorulma ömrü analizinin sonuçları şekil 6.10'da görülmektedir.



Şekil 6.10. Alt sac kalınlığı 2.3 mm için yorulma ömrü

Şekil 6.11'de analiz sonucunda elde edilen eş değer ortalama gerilme değeri görülmektedir.



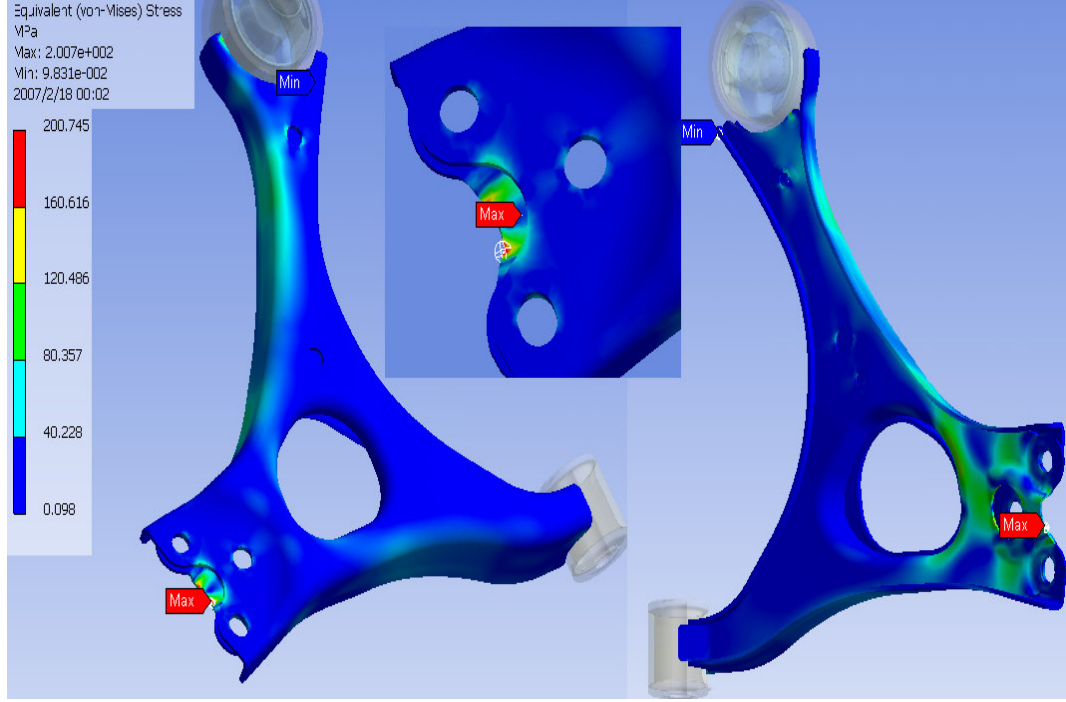
Şekil 6.11. Alt sac kalınlığı 2.3 mm için eş değer ortalama gerilme

Analiz sonucunda, en yüksek eş değer ortalama gerilme alt sac üzerinde oluşmuştur ve değeri 239.910 MPa'dır.

6.6.2. Alt Sac Kalınlığı 2.2 mm için Modelin Analizi

Orijinal modelin analiz sonuçları incelendiği zaman parçada herhangi bir hasar oluşmadığı gözlenmektedir. Dolayısıyla gerek maliyeti gerekse de ağırlığı azaltmak için alt sac kalınlığının 2.2 mm. olması durumu için analizler tekrar edilmiştir.

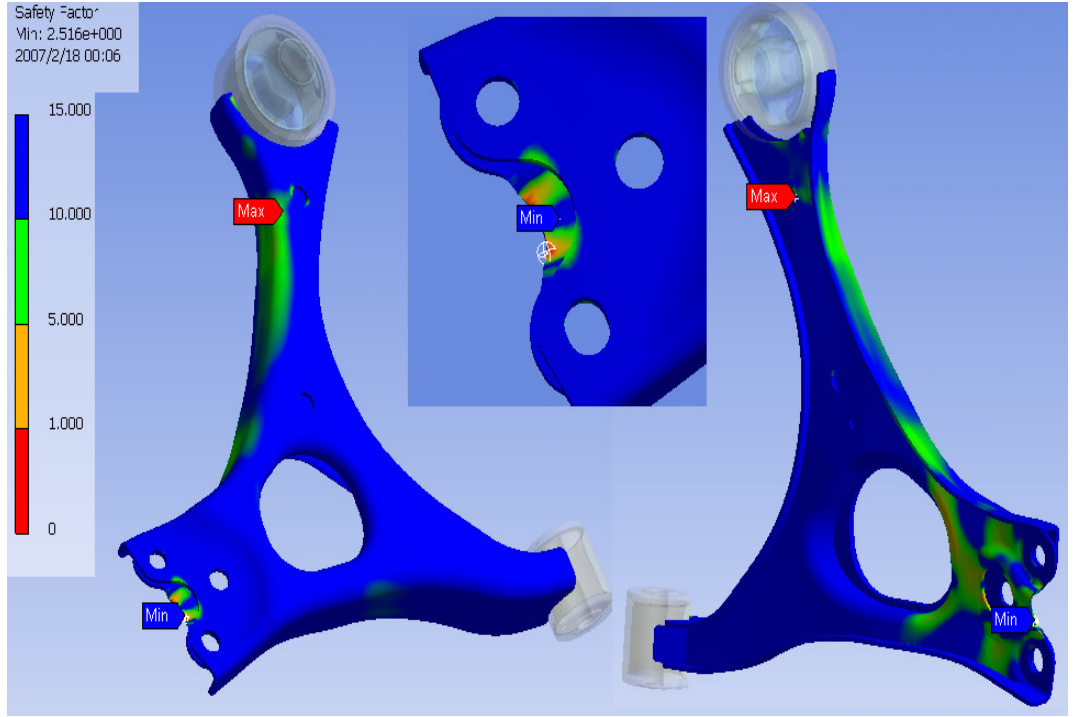
Şekil 6.12’de frenleme durumundaki en yüksek kuvvet için yapılan statik analiz sonuçları görülmektedir.



Şekil 6.12. Alt sac kalınlığı 2.2 mm için eş değer gerilme

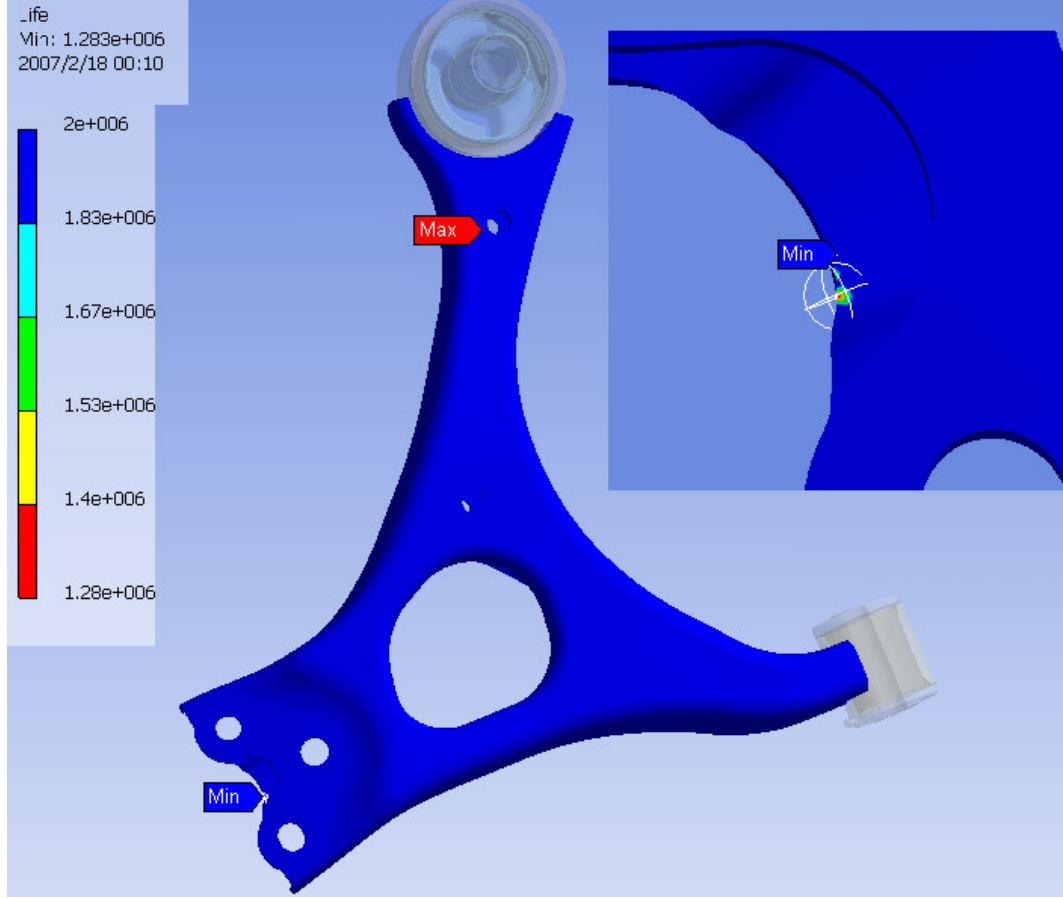
Analiz sonucunda, en yüksek eş değer gerilme alt sac üzerinde oluşmuştur ve değeri 200.745 MPa’dır. Alt sac malzemesi olan S420MC malzemesinin akma sınırından küçük olduğu için parçada herhangi bir kalıcı hasar oluşturmayacaktır.

Şekil 6.13'te eş değer gerilme için emniyet katsayısı hesaplatılması sonucu oluşan değerler görülebilir. Parça üzerindeki en düşük emniyet katsayısı 2.5156 olarak tespit edilmiştir. Dolayısıyla sınır şartları ve analiz sonuçları göz önüne alındığında statik yüklemeye sonucunda parçada herhangi bir hasar oluşması söz konusu değildir.



Şekil 6.13. Alt sac kalınlığı 2.2 mm için emniyet katsayısı

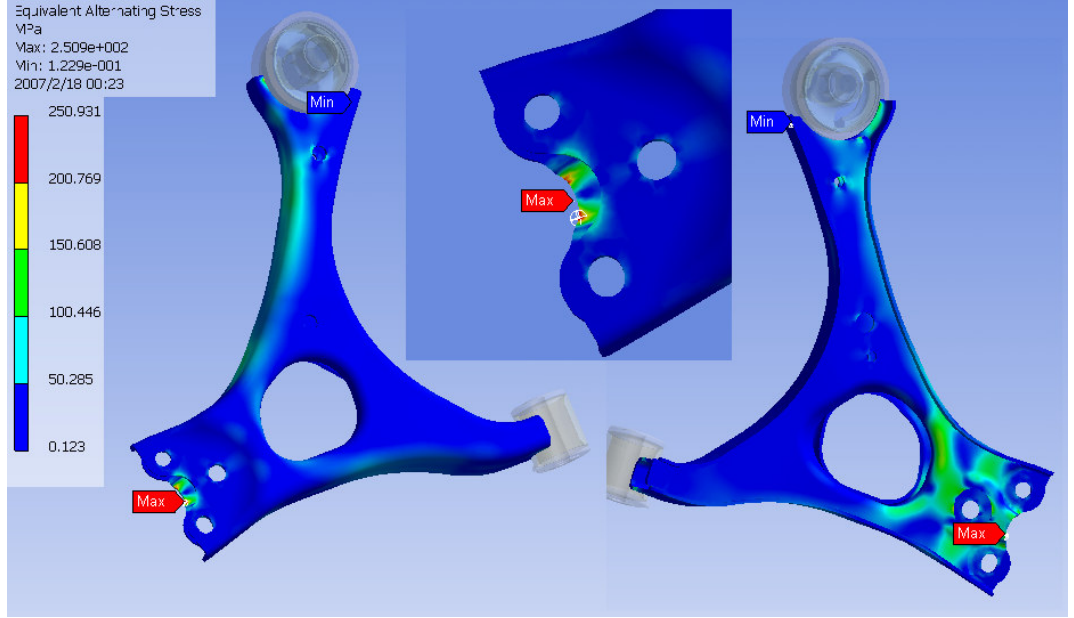
Elde edilen eş değer gerilme değerine göre yorulma ömrü analizinin sonuçları şekil 6.14'te görülmektedir.



Şekil 6.14. Alt sac kalınlığı 2.2 mm için yorulma ömrü

Burada parçada en yüksek gerilmenin olduğu bölgede en düşük yorulma ömrü değeri tespit edilmiştir. Bu değer 1283300 olarak belirlenmiştir. Ancak çelikler için kabul edilen sürekli mukavemet değeri olan 1000000 değerinden büyük olduğu için parçada yorulma zorlamasına dair herhangi bir hasar oluşmayacağı görülmektedir.

Şekil 6.15'te analiz sonucunda elde edilen eş değer ortalama gerilme değeri görülmektedir.



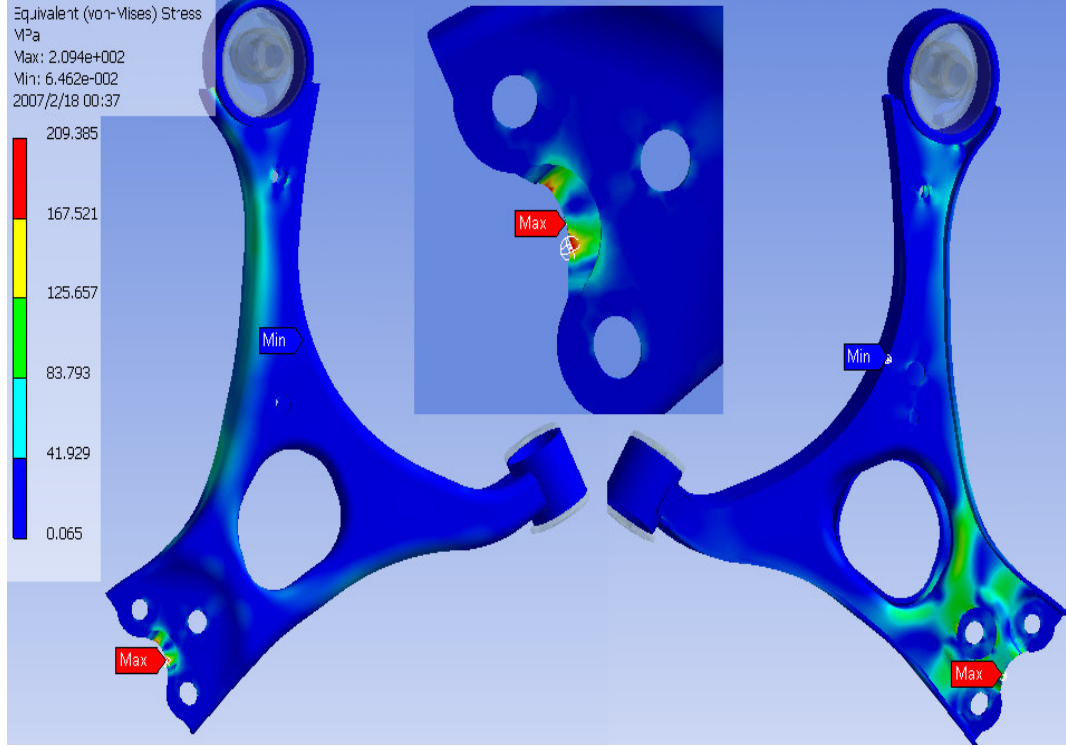
Şekil 6.15. Alt sac kalınlığı 2.2 mm için eş değer ortalama gerilme

Analiz sonucunda, en yüksek eş değer ortalama gerilme alt sac üzerinde oluşmuştur ve değeri 250,931 MPa'dır.

6.6.3. Alt Sac Kalınlığı 2.1 mm için Modelin Analizi

Alt sac kalınlığı 2.2 mm olan modelin analiz sonuçları incelendiği zaman parçada herhangi bir hasar oluşmadığı gözlenmektedir. Dolayısıyla gerek maliyeti gerekse de ağırlığı azaltmak için alt sac kalınlığının 2.1 mm. olması durumu için analizler tekrar edilmiştir.

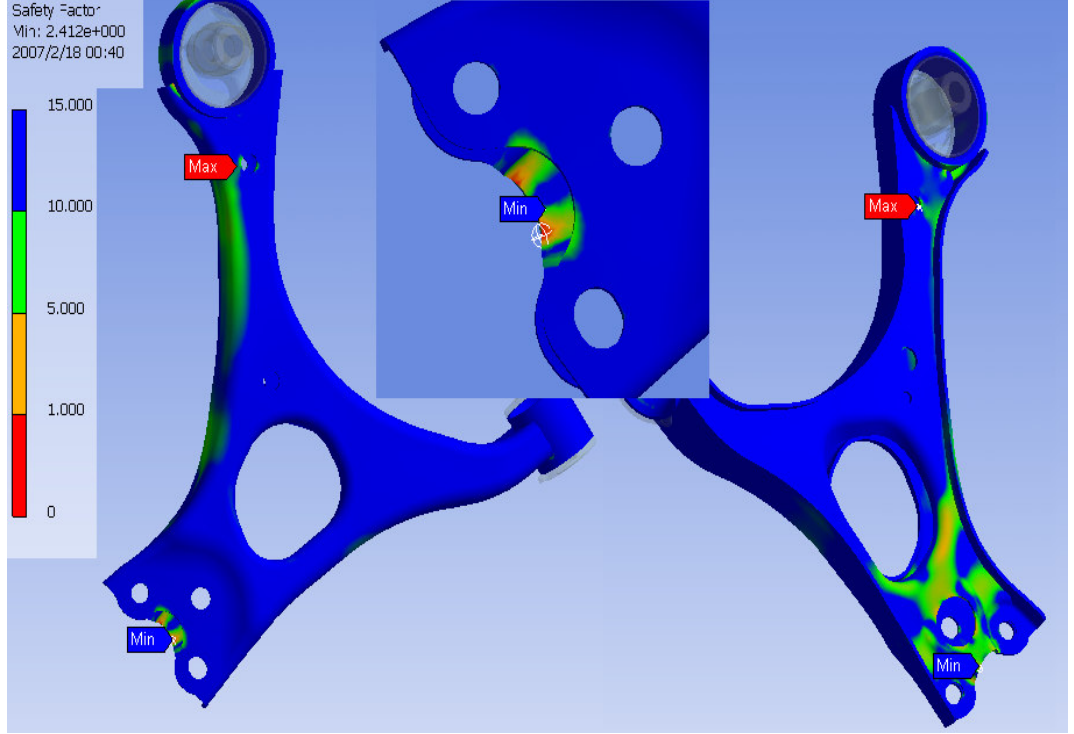
Şekil 6.16'da frenleme durumundaki en yüksek kuvvet için yapılan statik analiz sonuçları görülmektedir



Şekil 6.16. Alt sac kalınlığı 2.1 mm için eş değer gerilme

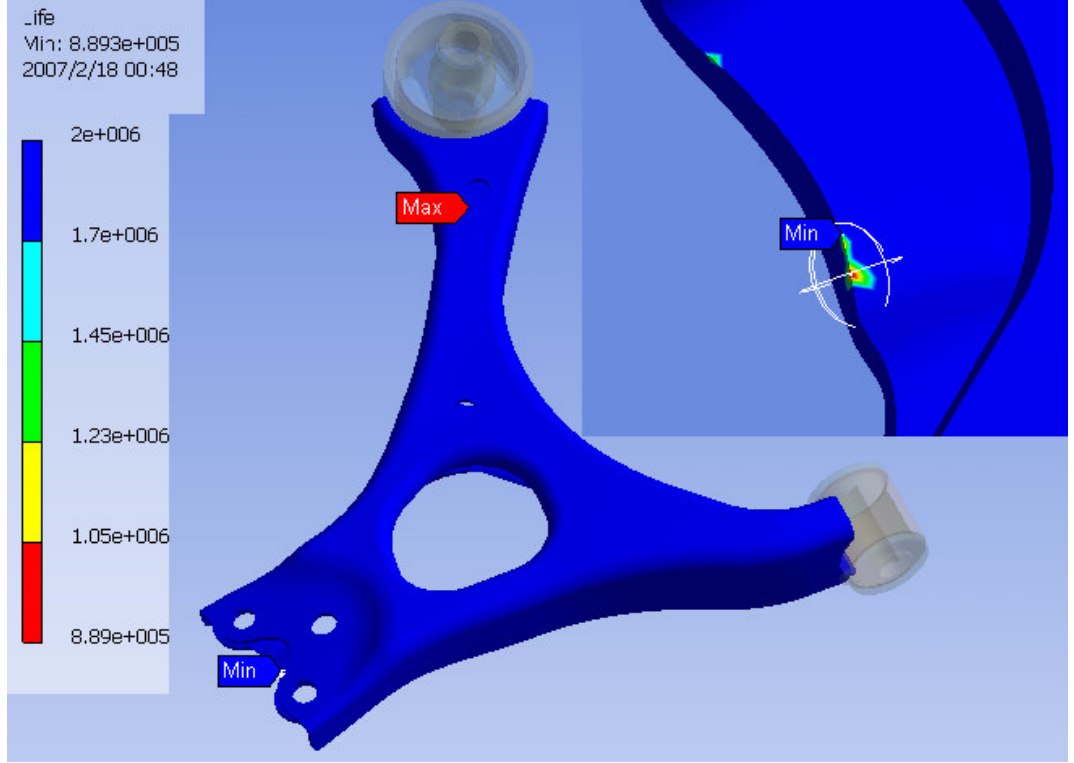
Analiz sonucunda, en yüksek eş değer gerilme alt sac üzerinde oluşmuştur ve değeri 209.385 MPa'dır. Alt sac malzemesi olan S420MC malzemesinin akma sınırından küçük olduğu için parçada herhangi bir kalıcı hasar oluşturmayacaktır.

Şekil 6.17’de eş değer gerilme için emniyet katsayısı hesaplatılması sonucu oluşan değerler görülebilir. Parça üzerindeki en düşük emniyet katsayısı 2.4118 olarak tespit edilmiştir. Dolayısıyla sınır şartları ve analiz sonuçları göz önüne alındığında statik yükleme sonucunda parçada herhangi bir hasar oluşması söz konusu değildir.



Şekil 6.17. Alt sac kalınlığı 2.1 mm için emniyet katsayısı

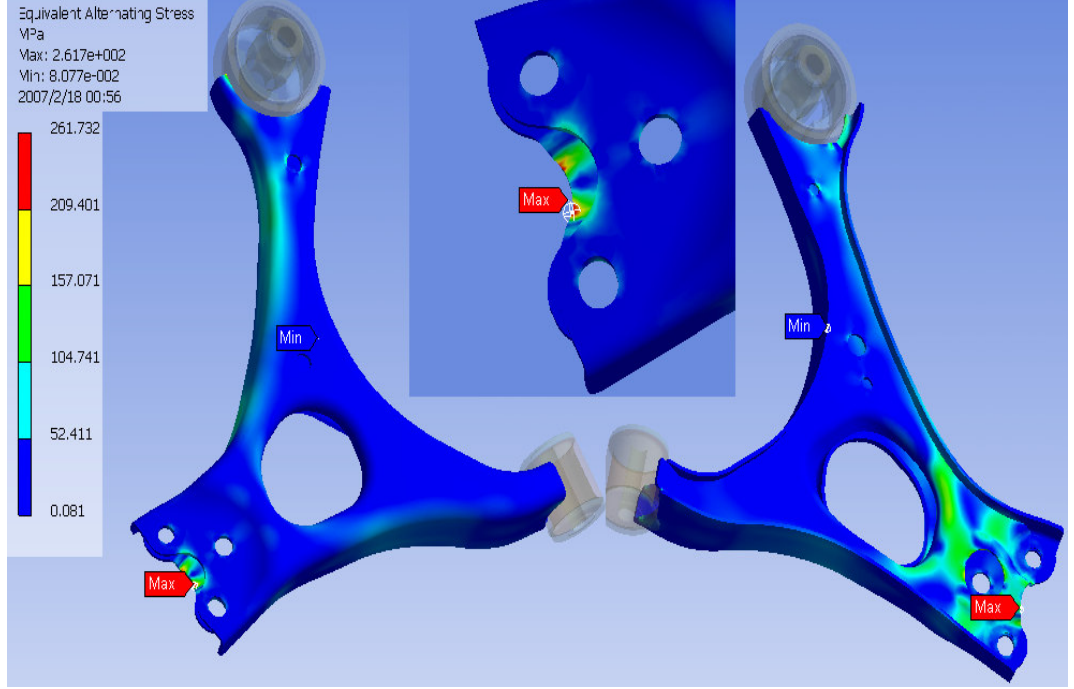
Elde edilen eş değer gerilme değerine göre yorulma ömrü analizinin sonuçları şekil 6.18’de görülmektedir.



Şekil 6.18. Alt sac kalınlığı 2.1 mm için yorulma ömrü

Burada parçada en yüksek gerilmenin olduğu bölgede en düşük yorulma ömrü değeri tespit edilmiştir. Bu değer 889280 olarak belirlenmiştir. Dolayısıyla çelikler için kabul edilen sürekli mukavemet değeri olan 1000000 değerinden çevrim sayısından küçük olduğu için parçada yorulma kırılması hasarı oluşabilir.

Şekil 6.19’da analiz sonucunda elde edilen eş değer ortalama gerilme değeri görülmektedir.



Şekil 6.19. Alt sac kalınlığı 2.1 mm için eş değer ortalama gerilme

Analiz sonucunda, en yüksek eş değer ortalama gerilme alt sac üzerinde oluşmuştur ve değeri 261.732 MPa’dır.

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar çizelge 7.1’de görülmektedir. S420Mc malzemesinin özellikleri de çizelge 7.2’de görülmektedir.

Alt sac kalınlığı orijinal parçada 2.3mm’dir. Alt sac kalınlığının 2.3 mm. olduğu durumda yapılan statik analiz sonucu elde edilen eşdeğer gerilme malzemenin akma gerilmesinden küçük olduğu için parçada herhangi bir hasara yol açmayacaktır. Statik analizden elde edilen yorulma ömrü de parçanın sürekli mukavemet bölgesinde kaldığını göstermektedir.

Çizelge 7.1. Analiz sonuçları

Alt Sac Kalınlığı [mm]	Eşdeğer Gerilme [Mpa]	Eşdeğer Ort. Gerilme [Mpa]	Yorulma Ömrü
2.3	189.528	236.910	2.10^6
2.2	200.745	250.931	$1,28.10^6$
2.1	209.385	261.732	$8,89.10^5$

Çizelge 7.2. S420MC malzemesinin özellikleri

Malzeme	Young Modülü [N/mm ²]	Poison Oranı	Akma Gerilmesi [MPa]	Kopma Gerilmesi [Mpa]
S420MC	210000	0.3	505	531

Alt sac kalınlığının 2.2 mm. olduğu durumda yapılan statik analiz sonucu elde edilen eşdeğer gerilme malzemenin akma gerilmesinden küçük olduğu için parçada herhangi bir hasara yol açmayacaktır. Statik analizden elde edilen yorulma ömrü de çelik malzemeler için sürekli mukavemet sınırı kabul edilen 1000000 çevrim sayısından büyük olduğu için parçada yorulma hasarı oluşturamayacaktır.

Alt sac kalınlığının 2.1 mm. olduğu durumda yapılan statik analiz sonucu elde edilen eşdeğer gerilme malzemenin akma gerilmesinden küçük olduğu için parçada herhangi bir hasara yol açmayacaktır. Statik analizden elde edilen yorulma ömrü, çelik

malzemeler için sürekli mukavemet sınırı kabul edilen 1000000 çevrim sayısından küçük olduğu için parça kullanım esnasında yorulma hasarına uğrayabilir.

Yapılan analizlerde görülmüştür ki, alt sac kalınlığının 2.3 mm'den 2.2mm'ye indirilmesi durumunda parçanın mukavemetinde ve yorulma dayanımında çok büyük farklılıklar görülmemektedir. Dolayısıyla alt sac kalınlığı 2.2mm olarak, parçanın üretilmesi durumunda emniyetle çalışabileceği tespit edilmiştir. Alt parçanın 2.3mm kalınlığındaki sactan üretilmesi yerine, 2.2mm kalınlığındaki sacdan üretilmesi durumunda alt sac ağırlığı 0.48019kg'dan 0.43907kg'a düşmektedir ve parça başına %8.6'lık malzeme tasarrufu sağlanmaktadır.

KAYNAKLAR

ANONİM. 2003. Arcelor, Ürün Katalođu.

ANONİM. 2006. Ansys Release 11.0 Documentatiob for Ansys.

ANONİM. 1999. MSC Online Help Documentation.

ANONİM. 2003. The University of Jennessee at Martin, Engineering 473 Machine Design.

ANONİM. 1999. University of Virginia, Dept. of Materials Science and Engineering, Introduction to Material Science.

BANNANTINE, J. A., J. J. COMER ve J. L. HANDROCK. 1990. Fundamentals Of Metal Fatigue Analysis.

BASQUIN, O. H. 1910. The Exponential Law of Endurance Tests, Am. Soc. Test. Mater. Proc., vol. 52.

BISHOP, N. ve F. SHARNET. 2000. Finite Elemants Based Fatigue Calculations.

COFFIN, L. F. 1954. A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stress on a Ductile Metal, Trans. ASME, Vol. 76, 1954.

ELLWOOD, R., T. B. JONES ve G. FOURLARIS. 2002. Evaluating fatigue performance of down gauge high strength steel suspension arm.

EREKE, M. 1993. Şasi ve Karoseri Tasarımı Ders Notu, İstanbul.

FORREST, P.G. 1962. Fatigue of Metals, Pergamon Press, Oxford.

HAIBA, M., D. C. BARTON, P. C. BROOKS, M. C. LEVESLEY. 2002. Review of life assessment techniques applied to dynamically loaded automotive components.

KIM, Jeong., S. J. KANG, Beom-Soo KANG. 2002. Computational approach to analysis and design of hydroforming process for an automobile lower arm.

LEE, D.C., J. I. LEE. 2002. Structural optimization concept for the design of an aluminium control arm.

MANSON, S. S. 1953. Behavior of Materials under Conditions of Thermal Stress, Heat Transfer Symposium, University of Michigan Engineering Research Institute.

MANSON, S. S. ve G. R. Halford. 1981. Practical Implementation of the Double Linear Damage rule and Damage Curve Approach for Treating Cumulative Fatigue damage, Int. J. Fract., Vol. 17, No. 2.

MORROW, J. 1968. Fatigue Design Handbook, Advances in Engineering, Vol. 4, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.

NADOT, Y. ve V. DENIER. 2003. Fatigue failure of suspension arm: experimental analysis and multiaxial criterion.

PETERSON, R. E. 1974. Peterson, Stress Concentration Factors.

PLASKITT, R. J. ve C. J. MUSIOL. 2002. Developing a durable product.

REIMPELL J., H. STOLL ve H., J. W. BETZLER. 2001. The Automotive Chassis, Elsevier

SCHIJVE, J. 2001. Fatigue of Structures and Materials.

SHINGLEY, J. E. ve C. E. MISCHKE. 1989. Mechanical Engineering Design, 5d ed, McGrawHill

SMITH, K. N., P. Watson ve T. H. Topper. 1970. A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals.” J. Mater.,Vol. 5, No. 4.

ŞENER A.Ş. 2003. Hafif Bir Ticari Otonun Arka Süspansiyon Yaprak Yayının Türkiye Koşullarına Göre Yorulma Analizi, Doktora Tezi, YTÜ.,İstanbul .

ŞENOCAK, E., KUŞOĞLU A., BAŞARAN M. ve ORHAN F. B. 2004. Bir otomobil salıncak kolunun sonlu elemanlar yöntemi ile tasarımı.

TAŞKIN, Y. 2001. Bir Ticari Taşıt Süspansiyon Elemanının İki Eksenli Dinamik Zorlamaya Bağlı Deneysel ve Hesaplamalı Ömür Analizi, İstanbul.

TAYLOR, D., P BOLOGNA ve K. B. KNANI. 2000. Prediction of fatigue failure location on a component using a critical distance method.

YILDIZ A.R. 2001. Şekil Parametrelerinin Bilgisayar Destekli Optimizasyonu, YL. Tezi, UÜ.,Bursa

TEŞEKKÜR

Yaptığım bu çalışma esnasında her zaman bana destek olan ve rahat bir çalışma ortamı sağlayan aileme teŐekkürlerimi sunarım. Ayrıca tez danışmanım Yrd.Doç.Dr.Necmettin KAYA, çalışmalarım esnasında bana hoşgörölü davranan CADEM AŐ. yönetici ve çalışanları, analizlerin yapılmasında yardımcı olan arkadaşlarım Başar YALÇINER ve Atıl ERDİK, salıncak koluyla ilgili her konuda fikirleriyle yardımcı olan OSKİM AŐ. Gn. Müdürü Orhan SEKİRDEN'e teŐekkürlerimi sunarım.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Bursa'da doğdu. Lise öğrenimini Bursa Erkek Lisesi'nde tamamladıktan sonra 1999 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı. 2003 yılında Otomotiv bölümünden mezun oldu. 2003 yılında Konstrüksiyon ve İmalat ana bilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı. Halen yorulma analizi konusunda yüksek lisans çalışmalarını sürdürmektedir. 2005 yılı Kasım ayından bu yana CADEM A.Ş. de CATIA V5 Uzmanı ve Ürün Teknik Sorumlusu olarak görev yapmaktadır.