

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**NOKTA KAYNAKLI KONSTRÜKSİYONLARIN BİLGİSAYAR
DESTEKLİ YORULMA ÖMÜR HESAPLAMALARI VE DENEYSEL
YÖNTEMLERLE DOĞRULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Erkan TALAY

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : MAKİNA DİNAMİĞİ, TİTREŞİM VE AKUSTİĞİ

MART 2006

ÖNSÖZ

Kaynak, otomotiv sanayinde en çok kullanılan birleştirme yöntemidir. Otomobilin en kritik parçalarının birleştirilmesinde kullanılan nokta kaynağının yorulma ömrü, otomotiv sektöründe tasarım, üretim ve kontrol bölümlerinin uygulamalarında çok önemli yer tutmaktadır. Bu çalışmada, nokta kaynaklı konstrüksiyonların yorulma ömür tayini hesaplarında kullanılan bilgisayar destekli uygulamaların güvenilirliği tartışılmıştır. Sonlu elemanlar paket programlarından elde edilen kritik bölgelerdeki gerilme değerleri ve yorulma hesabı yapan paket programların sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Öğrenim hayatım boyunca benden desteklerini hiçbir zaman esirmeyen sevgili aileme, tez çalışmam boyunca değerli görüşleriyle beni aydınlatan çok kıymetli tez danışmanım Prof. Dr. Tuncer TOPRAK'a, ve değerli hocam Doç. Dr. Ata MUGAN'a, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Mukavemet Laboratuvarı değerli öğretim üyelerine, paket programlar konusunda desteklerini esirgemeyen FİGES A.Ş. adına Dr. Tarık ÖĞÜT 'e ve önemli katkılarından dolayı yüksek makina mühendisi arkadaşım Cem Celal Tutum'a teşekkür ederim.

Aralık 2005

Erkan TALAY

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE KAYNAĞIN YERİ	4
2.1. Direnç Nokta Kaynağı	6
2.1.1. Direnç nokta kaynağının esasları	7
2.1.2. Direnç nokta kaynağının safhaları	8
2.1.3. Bir direnç nokta kaynağının özellikleri	9
2.1.4. Direnç nokta kaynağında kalite kontrolü	11
2.1.4.1. Soyma deneyi	12
2.1.4.2. Keski deneyi	13
2.1.4.3. Çekme deneyi	13
3. METALLERDE YORULMA HASARI	15
3.1. Yorulmanın Genel Tanımı ve Anlamı	16
3.2. Yorulma Hasar Mekanizması	19
3.3. Yorulmaya Etki Eden Faktörler	22
3.3.1. Ortalama gerilme	22
3.3.2. Parça büyüklüğü	23
3.3.3. Yüzey durumu	24
3.3.4. Yüzey işlemleri	25
3.3.5. İç yapı	25
3.3.6. Yenim	26
3.3.7. Metalürjik faktörler	26
3.3.8. Sıcaklık	28
3.3.9. Gerilme yığılması	29
3.3.10. Gerilme gradyanı	30
3.3.11. Artık gerilmeler	30
3.3.12. Metal veya alaşımın soğukta işlenmesi	31
3.3.13. Frekans	31
3.3.14. Korozyonun etkisi	31
3.4. Yorulma Ömrü Tahmin Modelleri	32
3.4.1. Tasarım felsefeleri	32
3.4.1.1. Emniyetli ömür tasarımı	32
3.4.1.2. Emniyetli hasar tasarımı	33
3.4.1.3. Hasar toleransı tasarımı	34
3.4.2. Teorik yaklaşımlar	34

4. GERİLME-ÖMÜR YAKLAŞIMI İLE YORULMA HESAPLARI	35
4.1. Gerilme-Yorulma Hasar Ömrü İlişkisi	35
4.2. Yorulma Hasarına Yol Açan Gerilme Çevrim Türleri	36
4.3. S-N Eğrisinin Oluşturulması	37
4.4. Gerilme-Ömür Yaklaşımında Gerilme Yığılmasının Analizi	39
4.5. Yorulma Hesapları	42
4.6. Toplam Hasar Kavramı ve Palmgren-Miner Kuralı	44
4.7. Gerilme-Ömür Yaklaşımının Avantajları	46
4.8. Gerilme-Ömür Yaklaşımının Dezavantajları	46
5. BİRİM UZAMA-ÖMÜR YAKLAŞIMI İLE YORULMA HESAPLARI	47
5.1. Birim Uzama-Ömür Eğrisinin Oluşturulması	48
5.2. Ortalama Gerilmenin Etkisi	50
5.2.1. Morrow ortalama gerilme düzeltmesi	50
5.3. Birim Uzama-Ömür Yaklaşımının Avantajları	51
5.4. Birim Uzama-Ömür Yaklaşımının Dezavantajları	51
6. ÇATLAK İLERLEMESİ YAKLAŞIMI İLE YORULMA HESAPLARI	52
6.1. Gerilme Şiddeti Faktörü Yaklaşımı	53
6.2. Kritik Çatlak Boyunun Hesaplanması	55
6.3. Dinamik, Çevrimsel Yükler Altında Çatlak İlerlemesi	56
6.4. Kırılma Mekanikliği Yardımıyla Tasarım	57
6.5. Çatlak İlerlemesi Yaklaşımının Avantajları	60
6.6. Çatlak İlerlemesi Yaklaşımının Dezavantajları	60
6.7. Tipik Uygulama Alanları	60
7. BİLGİSAYAR DESTEKLİ YORULMA HESAPLARI	61
7.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi	62
7.1.1. Sonlu elemanlar metodunun tarihsel gelişimi	63
7.1.2. Sonlu elemanlarla modelleme	63
7.1.3. Eleman seçimi	65
7.1.3.1. Üç boyutlu giriş elemanı	65
7.1.3.2. Sabit gerilmeli üçgen eleman	66
7.1.3.3. Lineer gerilmeli üçgen eleman	67
7.1.3.4. Lineer dörtgen eleman	67
7.1.3.5. Kabuk elemanlar	68
7.1.4. Yükler	69
7.1.5. Sınır koşulları	70
7.1.6. Ayrıklaştırma ve dikkat edilmesi gerekli hususlar	71
7.1.7. Sonlu eleman program kullanıcısının sorumlulukları	72
7.1.8. Statik analiz	73
7.1.8.1. Katılık matrisinin oluşumu	73
7.1.8.2. Yükler	74
7.1.9. Dinamik analiz	75
7.1.9.1. Temel titreşim denklemleri	75
7.1.9.2. Matris indirgeme	76
7.1.9.3. Modelleme	76
7.1.9.4. Titreşim hesabı	77
7.2. Sonlu Elemanlar Destekli Yorulma Analizi	78

8. DENEYSEL ÇALIŞMA	79
8.1. DeneySEL Gerilme Analizi	80
8.2. Yorulma Testleri	83
9. BİLGİSAYAR DESTEKLİ HESAPLAMALAR	87
9.1. Sonlu Elemanlar Modeli	89
9.2. Sonlu Elemanlar Analizi ve Sonuçlar	91
9.3. Sanal Yorulma Testi ve Sonuçlar	96
10. SONUÇLAR ve TARTIŞMA	100
KAYNAKLAR	103
ÖZGEÇMİŞ	105

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Minimum çekirdek çapları ve çekme-makaslama dayanımları	14
Tablo 4.1. Makina parçası üzerinden alınan strain-gage verileri	46
Tablo 4.2. Palmgren-Miner kuralına göre hasar hesaplaması.....	47
Tablo 6.1. Tahribatsız muayene yöntemleriyle saptanabilen en küçük hata boyutları.....	59
Tablo 8.1. Yorulma test sonuçları.....	86
Tablo 9.1. Sanal test sonuçları.....	97
Tablo 9.2. Artık gerilmeler eklendikten sonra elde edilen sanal test sonuçları.....	99
Tablo 10.1. 1 mm kalınlığa sahip numuneler için sanal ve gerçek test sonuçları.....	102
Tablo 10.2. 1.5 mm kalınlığa sahip numuneler için sanal ve gerçek test sonuçları.....	102
Tablo 10.3. 2 mm kalınlığa sahip numuneler için sanal ve gerçek test sonuçları.....	102

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1	: Bir otomobilde kullanılan çeşitli kaynak yöntemleri.....	5
Şekil 2.2	: Direnç nokta kaynağının şematik diyagramı.....	6
Şekil 2.3	: Direnç nokta kaynağı makinasının temel elemanları.....	7
Şekil 2.4	: Direnç nokta kaynağının esasları.....	7
Şekil 2.5	: Tipik nokta kaynağının çevrimi.....	8
Şekil 2.6	: Bir nokta kaynağının özellikleri.....	9
Şekil 2.7	: Ayakla çalıştırılan direnç nokta kaynak makinasının en basit şekli.....	10
Şekil 2.8	: Kaynakların kalitesinin muayenesinde kullanılan atölye deneyi.....	12
Şekil 3.1	: Tipik bir yorulma kırılması sonrası hasarlı yüzey.....	15
Şekil 3.2	: Wöhler yorulma test düzeneği.....	18
Şekil 3.3	: Tipik bir S-N eğrisi.....	18
Şekil 3.4	: Kayma bantlarının oluşumu.....	20
Şekil 3.5	: Yorulma hasar mekanizması modelinin şematik görünüşü.....	21
Şekil 3.6	: Ortalama gerilmenin etkisi, sabit ömür eğrileri.....	23
Şekil 3.7	: Farklı boyutlu parçalar üzerinde yüzey gerilmelerinin kıyaslanması.....	23
Şekil 3.8	: Yüzey pürüzlülük değerinin yorulma dayanımı üzerindeki etkisi.....	24
Şekil 3.9	: Sıcaklığın farklı çeliklerin yorulma dayanımı üzerindeki etkisi.....	29
Şekil 3.10	: Gerilme yığılması olan kritik bölgede kuvvet akışı.....	29
Şekil 3.11	: Gerilme gradyanının etkisi.....	30
Şekil 4.1	: Bazı malzemeler için tipik S-N eğrileri.....	36
Şekil 4.2	: A) Tam tersinir, b) ötelenmiş, c) rasgele gerilme çevrimleri.....	36
Şekil 4.3	: R.R. Moore yorulma test düzeneği.....	37
Şekil 4.4	: Logaritmik skalada çizilmiş S-N eğrisi.....	38
Şekil 4.5	: Tek eksenli olarak yüklenmiş ortasında dairesel delik bulunan düzlemsel plakada teorik gerilme yığılması faktörü.....	40
Şekil 4.6	: Çentik duyarlılık faktörüne çentik taban yarıçapının etkisi.....	41
Şekil 4.7	: Goodman diyagramı.....	43
Şekil 4.8	: Goodman diyagramından elde edilen S-N eğrisi.....	44
Şekil 4.9	: Değişken genliğe sahip blok yükleme.....	44
Şekil 5.1	: Birim uzama-ömür yaklaşımı.....	47
Şekil 5.2	: Birim uzama-ömür eğrisi.....	50
Şekil 6.1	: Sonsuz büyüklükteki bir plakada kalınlık boyunca mevcut bir çatlak için geometri faktörü = 1'dir.....	53
Şekil 6.2	: Kırılma mekanizminde zorlanma türleri.....	54

Şekil 6.3	: Çatlak ilerleme eğrisi.....	57
Şekil 7.1	: Bilgisayar destekli yorulma analizinde girdiler, yöntemler ve sonuçlar.....	61
Şekil 7.2	: Bir sonlu eleman modelinde düğüm noktaları ve elemanlar.....	62
Şekil 7.3	: Eleman geometrisinde müsaade edilebilecek biçim bozuklukları....	64
Şekil 7.4	: Bir silindirik yüzey ve bir delikli geometri etrafındaki tipik eleman dağılımı.....	65
Şekil 7.5	: Üç boyutlu kiriş eleman.....	66
Şekil 7.6	: Sabit gerilmeli üçgen eleman.....	66
Şekil 7.7	: Dört düğüm noktalı lineer dörtgen eleman.....	68
Şekil 7.8	: Dört düğüm noktalı ve dört kenarlı elastik kabuk eleman.....	69
Şekil 7.9	: İki ucu basit mesnetli kiriş.....	70
Şekil 7.10	: Yay-kütle sistemi.....	75
Şekil 8.1	: İçi boş kare kesitli profile ait CAD ortamında yaratılan model.....	79
Şekil 8.2	: Akış diyagramı.....	81
Şekil 8.3	: Strain gage konum ve yönleri.....	82
Şekil 8.4	: İki numaralı strain-gage'in konumlandırılması.....	82
Şekil 8.5	: B02 numaralı gageden okunan gerilme genliği.....	83
Şekil 8.6	: Yorulma test düzeneği.....	84
Şekil 8.7	: Hasar bölgesine ait fotoğraflar.....	85
Şekil 9.1	: İçi boş kare kesitli profile ait model.....	89
Şekil 9.2	: İlk oluşturulan sonlu elemanlar ağ yapısı.....	90
Şekil 9.3	: Özel ağ yapısına sahip sonlu elemanlar modeli.....	90
Şekil 9.4	: Kaynak bölgesindeki ağ yapısının ayrıntıları.....	91
Şekil 9.5	: Model üzerine uygulanan sınır şartları.....	91
Şekil 9.6	: 1 mm kalınlığa sahip model için maksimum asal gerilme sonuçları.....	92
Şekil 9.7	: 1 mm kalınlığa sahip model için maksimum asal gerilme sonuçlarının kaynak bölgesindeki ayrıntısı.....	92
Şekil 9.8	: 1 mm kalınlığa sahip model için maksimum asal gerilmenin flanş boyunca değişimi.....	93
Şekil 9.9	: Birim moment altında yorulmaya zorlanan 1 mm kalınlığa sahip model için maksimum asal gerilme sonuçlarının kaynak bölgesindeki ayrıntısı.....	94
Şekil 9.10	: Birim moment altında yorulmaya zorlanan 1.5 mm kalınlığa sahip model için maksimum asal gerilme sonuçlarının kaynak bölgesindeki ayrıntısı.....	94
Şekil 9.11	: Birim moment altında yorulmaya zorlanan 2 mm kalınlığa sahip model için maksimum asal gerilme sonuçlarının kaynak bölgesindeki ayrıntısı.....	95
Şekil 9.12	: Birim moment altında yorulmaya zorlanan modellerde ortaya çıkan maksimum gerilmelerin kalınlığa bağlı olarak değişimi.....	95
Şekil 9.13	: Sanal test sonucu oluşan hasar resimleri.....	97
Şekil 9.14	: Kaynak sırasında oluşan çökme.....	98
Şekil 9.15	: RIGAKU MSF-3M difraktometre cihazı.....	99
Şekil 10.1	: 1 mm kalınlığa sahip 20 numune için gerçek test ve sanal test sonuçları.....	101

SEMBOL LİSTESİ

a	: Çatlak boyu
a_b	: Başlangıç çatlak boyu
a_{kr}	: Kritik çatlak boyu
A	: Malzeme sabiti
b	: Basquin üsteli
c	: Yüzeyin tarafsız eksenenden olan mesafesi
C	: Sönüm katsayısı
C_{load}	: Yükleme türü düzeltme katsayısı
C_{notch}	: Çentik düzeltme katsayısı
C_{size}	: Parça büyüklüğü düzeltme katsayısı
$C_{surface}$	: Yüzey pürüzlülüğü düzeltme katsayısı
d	: Çap
E	: Elastisite modülü
H	: Üretilen ısı enerjisi
I	: Atalet momenti
k	: Yay sabiti
K	: Gerilme şiddet faktörü
K_t	: Gerilme yığılma faktörü
K_f	: Çentik etki katsayısı
K_{max}	: Maksimum gerilme şiddet faktörü
K_{min}	: Minimum gerilme şiddet faktörü
K_{IC}	: Kırılma tokluğu
N	: Çevrim sayısı
m	: Kütle
M	: Malzeme sabiti
p	: Tane büyüklüğüne bağlı malzeme parametresi
q	: Çentik duyarlılık faktörü
Q	: Hata şekli parametresi
r	: Çentik yarıçapı
R	: Gerilme oranı
S	: Kesitte oluşan nominal gerilme
S_a	: Gerilme genliği
S_e	: Yorulma dayanımı
S'_e	: İndirgenmiş yorulma dayanımı
S'_f	: Yorulma dayanım sabiti
S_m	: Ortalama gerilme
S_{max}	: Maksimum gerilme
S_{min}	: Minimum gerilme
S_r	: Gerilme aralığı
S_u	: Çekme gerilmesi
S_y	: Akma gerilmesi

t	: Kalınlık
T	: Kaynak süresi
u	: x yönündeki yer değiştirme
w	: Genişlik
v	: y yönündeki yer değiştirme
V	: Kaynak Gerilimi
α	: Parça ve çatlak geometrisine bağlı bir parametre
ε_e	: Elastik birim uzama genliği
ε_p	: Kalıcı birim uzama genliği
ε'_f	: Yorulma süneklik sabiti
ε_t	: Toplam birim uzama genliği
γ	: Kayma birim şekil değiştirme genliği
ΔK	: Gerilme şiddeti aralığı
θ	: açı
τ	: Kayma gerilmesi

NOKTA KAYNAKLI KONSTRÜKSİYONLARIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ YORULMA ÖMÜR HESAPLAMALARI VE DENEYSEL YÖNTEMLERLE DOĞRULANMASI

ÖZET

Kaynak, özellikle otomotiv sektöründe çok kullanılan bir birleştirme yöntemidir. Nokta kaynağı, seri üretime elverişliliği nedeniyle en çok tercih edilen kaynak yöntemidir. Nokta kaynaklarının yorulma ömrünün doğru hesaplanması, otomotiv sektöründe tasarım ve üretim bölümlerinin karşılaştığı en güç problemlerden biridir. Genel olarak meydana gelen hasarların tamamına yakınının (%90) yorulma nedeniyle kaynaklandığı göz önüne alınırsa, çevrimsel yüke maruz kalan tasarımlar için gerçekleştirilecek yorulma hesaplarının değeri ortaya çıkar. Yorulma ömrü hesaplamaları için teorik yaklaşımlar kullanılabilir, deneysel çalışmalar yapılabilir ya da bilgisayar destekli analizler gerçekleştirilebilir. Teorik yaklaşımların uygulama zorluğu, deneysel çalışmaların da hem uzun sürmesi hem de yüksek maliyetli olmalarından dolayı bilgisayar destekli yorulma hesaplamaları, gelişen bilgisayar teknolojisi ile beraber son zamanlarda tercih edilen bir çözüm şekli olmuştur.

Günümüz piyasa şartları dikkate alındığında firmaların rekabet edebilmek için en kısa sürede daha iyi, daha sağlam, daha hafif, daha güvenli ve daha ucuz tasarımlara ulaşmaları gerekir. Doğru sonuçlara ulaşabilmek için fiziksel sisteme ait mümkün olan bütün ayrıntıların bilgisayar ortamına aktarılması gerekir. Ancak sistemin ayrıntılı modellenmesi çözümü imkânsız kılabilir. Örneğin, bir otomobil üzerinde farklı kalınlık ve alaşımlara sahip sac parçalarının birleştirilmesinde 5,000 nokta kaynak kullanılmaktadır. Otomobil üzerindeki bütün kaynakların ayrıntılı bir şekilde modellenip günümüz bilgisayarlarında çözülmesi mümkün değildir. Bu nedenle yapının dinamik davranışının modellenmesi için kaynak bölgesinde daha basit modelleme teknikleri kullanılmaktadır. Nokta kaynaklı konstrüksiyonların yorulma ömürlerinin tahmin edilmesi için kullanılan çok sayıda yazılım bulunmaktadır. Bu çalışmada, nokta kaynaklı konstrüksiyonların yorulma ömür tayini hesaplarında kullanılan bilgisayar destekli uygulamaların güvenilirliği tartışılmıştır.

Çalışma kapsamında otomotiv sektöründe çok kullanılan U profil kullanılmıştır. Sac kalınlığının yorulma ömrü üzerindeki etkisini ortaya çıkarmak için 1 mm, 1.5 mm ve 2 mm olmak üzere üç kalınlık alternatifi seçilmiştir. Profillerin katı modelleri ve sonlu elemanlar ağ modeli ANSYS yazılımında oluşturulup, sonlu elemanlar analizi ANSYS çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde nokta kaynak civarında elde edilen gerilme değerleri ile test sırasında Strain-Gage'ler aracılığıyla ölçülen gerilme değerleri karşılaştırılmıştır.

1 mm kalınlık için 20 numune, 1.5 mm ve 2 mm kalınlığa sahip saclardan ise 10'ar adet imal ettirilmiştir ve İstanbul Teknik Üniversitesi Mukavemet Laboratuvarı'nda yorulma testleri gerçekleştirilmiştir. Aynı sınır şartları ANSYS ortamından gelen gerilme yığılması değerleri ile birleştirilerek FEMFAT yazılımında sanal testler yapıp gerçek test sonuçlarıyla kıyaslanmıştır.

COMPUTER AIDED FATIGUE LIFE CALCULATIONS OF SPOT WELDED CONSTRUCTIONS WITH EXPERIMENTAL VERIFICATION

SUMMARY

Welding is one of the mostly used joining techniques especially in automotive and aerospace industry. Spot welding is being widely used because it is very suitable for mass production. The accurate fatigue life calculation of spot welds is one of the most difficult problems faced by the design and production departments in automotive and aerospace industry. It is widely recognized that approximately 90 percent or more of mechanical failures arise from fracture and fatigue problems, so the value of fatigue life calculations of designs which work under cyclic loading is understood. To estimate the fatigue life of components theoretical assumptions can be done and experimental works or computer aided computations can be carried out. The difficulty of the theoretical work and high cost and time of the experimental works make the computer aided fatigue calculations more attractive now with the improving computer technology.

Companies must get better, stronger, lighter, safer and less costly products in less time to keep competing in the today's competitive market. All the details of the physical system must be modeled in virtual environment to reach the accurate solutions. But the detailed modeling can make the solution impossible. For example, the typical car body contains about 5,000 spot welds joining a mixture of sheet metal material types and thicknesses. It is not possible to solve a detailed modeled automobile body with today's computers. So, simpler modeling techniques are being used in the spot welded region to determine the dynamic behavior of components. There are many software which make fatigue life computations of spot welded components. In this work, the reliability of computer aided fatigue life calculations of spot welded constructions was discussed.

U profile was selected which is used mostly for fatigue tests in automotive industry for this work. Three different sheet metal thicknesses as 1 mm, 1.5 mm and 2 mm were chosen to find out the effect of sheet thickness on fatigue life of spot welded components. Finite element solutions were carried out in ANSYS solution environment after solid models and finite element models were created in ANSYS preprocessing environment. The stress results of spot welded regions derived from ANSYS were compared with the measurements taken by strain-gages during the fatigue tests.

20 specimens for 1 mm thickness, 10 specimens for both 1.5 mm and 2 mm thickness were produced and fatigue tests of specimens were carried out at Mechanics of Materials Laboratory of Istanbul Technical University. Virtual fatigue tests were made in FEMFAT environment using the same boundary conditions and the stress results coming from ANSYS solution, and compared with the fatigue test results.

1. GİRİŞ

Kaynak, sanayide en çok kullanılan birleştirme yöntemlerinden biridir. Bütün kaynak çeşitleri arasında da nokta kaynağı seri üretime yatkınlığı ve güvenilirliği nedeniyle özellikle otomotiv sanayisinde çok önemli bir yer tutar. Bir otomobilde, 5,000 adet nokta kaynağı, 30 metre ark kaynağı, 1 metre elektron ışınlı kaynağı, 15 metre sürtünme kaynağı bulunmaktadır. Otomobilin en kritik parçalarının birleştirilmesinde kullanılan nokta kaynağının yorulma ömrü, otomotiv sektöründe, tasarım, üretim ve kontrol bölümlerinin uygulamalarında çok önemli yer tutmaktadır. Bunun sebebi bu parçalarda oluşan hasarların ya da problemlerin tamamına yakınının yorulmadan kaynaklanmasıdır.

Literatürde yorulma hesabı için değişik hesaplama metotları bulunmaktadır. Deneysel sonuçlarla, sayısal hesaplamalar arasında farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Ortaya çıkan bu belirsizlik nedeniyle, birçok otomobil firması, kritik yerlerde kullanılan kaynaklı parçaların tasarımında yüksek emniyet katsayıları seçmekte, bu da malzeme kaybına ve parçanın ağırlaşmasına sebep olmaktadır. Bilgisayar ortamında güvenilir bir kaynak yorulma hesabı yapılabilirse, çok kısa sürelerde tasarım alternatifleri yorulma ömrü açısından sanal ortamda denenerek maliyet ve mukavemet açısından optimum tasarımlara ulaşılabilir. Böylece parçanın gerekenden büyük ve ağır yapılmasının önüne geçilebilir. Nokta kaynağı otomotiv endüstrisinde özellikle hayati önem taşıyan şasi parçalarının birleştirilmesinde en yaygın olarak kullanılan kaynakla birleştirme yöntemidir. Otomobil şasileri ince metal levhaların nokta kaynağı ile birleştirilmesiyle oluşur ve bu kaynağın tasarımı parçanın yorulma ömrü ile doğrudan bağlantılıdır. Araçlarda binlerce nokta kaynağı mevcuttur ve bu kaynaklar çok eksenli gerilmelere maruz kaldığından ötürü birçok yorulma problemiyle karşılaşılır. Bu problemlerden en önemlileri, nokta kaynağının ömür tahminleri ve buna bağlı olarak en uzun ömür için optimum kaynak tasarımıdır.

Hasar, statik veya dinamik yüklerden kaynaklanıyor olabilir. Statik yüklerden kaynaklanan hasar için çekme deneylerinden alınan sonuçlar yeterli veriyi sağlayabilir. Fakat çevrimsel yükler altında çalışan parçalar çekme deneyi ile

öngörülen mukavemet değerinden önce kırılır. Bu sebeple çevrimsel yük altında çalışan nokta kaynağının yorulma ömürlerinin belirlenmesi için başka yöntemler kullanılmalıdır. Yorulma mukavemet değerlerini öğrenmek için bu parçalara eğilme, çekme-basma, burulma gibi çevrimsel yükler altında yorulma deneyleri yapılır ve parçaların kaç çevrime dayandıkları gözlenir. Parça üzerinde uygulanan yük arttıkça dayanabileceği çevrim sayısı azalır.

Prototip imalatı uzun zaman ve yüksek maliyet gerektirmektedir. Çeşitli sebeplerden dolayı deneysel çalışmalarda her parça için farklı yorulma ömür değerleri bulunur. Yorulmaya karşı tasarım yapılırken güvenilir veriler elde edebilmek için onlarca test yapılması gerekir. Hâlbuki bilgisayar ortamında gerçekleştirilen yorulma ömür tayini hesaplarında çok kısa sürelerde çok sayıda parçanın analizi maliyetsiz gerçekleştirilebilir.

Günümüz piyasa şartları dikkate alındığında firmaların rekabet edebilmek için en kısa sürede optimum tasarımlara ulaşmaları gerekir. Bu da ancak doğru verilerle desteklenmiş, sanal ortamda gerçekleştirilen analizlerle mümkün olabilir. Yorulma kırılmaları belirti göstermeden bir anda meydana geldikleri için önceden tespit edilmeleri güçtür. Otomotiv sanayinde en sık kullanılan kaynak biçimi olan nokta kaynağının yorulma ömürlerinin doğru tahmini de bu nedenle önem kazanmaktadır. Genel olarak meydana gelen hasarların tamamına yakınının (%90) yorulma nedeniyle kaynaklandığı göz önüne alınırsa çevrimsel yüke maruz kalan bir diğer deyişle dinamik tasarımlar için gerçekleştirilecek yorulma analizlerinin değeri ortaya çıkar.

Bu çalışmada, nokta kaynaklı konstrüksiyonların yorulma ömür tayini hesaplarında kullanılan bilgisayar destekli uygulamaların güvenilirliği tartışılmıştır. Sonlu elemanlar paket programlarından elde edilen kritik bölgelerdeki gerilme değerleri ve yorulma hesabı yapan paket programların sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Bilgisayar destekli çalışmalar ANSYS PREPROCESSING, ANSYS SOLUTION ve FEMFAT ortamlarında gerçekleştirilmiştir.

ANSYS PREPROCESSING: katı modelin ve sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında, kuvvet, moment ve mesnetler gibi sınır koşullarının uygulanmasında kullanıldı. Sonlu elemanlar yönteminde ağ yapısı olarak tabir edilen

yapının mükemmelliği sonucun doğruluğuyla doğru orantılı olmaktadır. ANSYS PREPROCESSING bu alanda en iyilerden olup, gerçeğe yakın model oluşturmak için geniş seçenekler sunmaktadır. Türkiye’de ki FORD, TOFAŞ, TEI, ARCELİK, gibi Ar-Ge çalışması yapan kuruluşlarda da bu yüzden sıkça kullanıldığı görülmektedir.

ANSYS SOLUTION: ANSYS PREPROCESSING’te oluşturulan sonlu elemanlar modelinin çözdürülmesinde ve verilmiş sınır değerleri, kuvvet, moment ve boyutlar için oluşan gerilme, yer değiştirme ve kuvvet değerlerinin bulunmasında kullanıldı. Dünya üzerinde alanında lider yazılımlardan biri olan ANSYS programı düşük hata oranıyla çözümleme yapması nedeniyle tercih edilmektedir.

FEMFAT: Sanal yorulma testlerinin gerçekleştirilmesinde kullanılmıştır.

Bu çalışma ile gelecekte, özellikle otomotiv sanayi başta olmak üzere yorulma problemiyle karşılaşan bütün firmaların tasarımlarında sonlu elemanlar metotlarının kullanılması teşvik edilerek, ortaya çıkabilecek sorunların ve yetersizliklerin prototip üretmeden görülebilmesi amaçlanmaktadır. Böylece üretimin en pahalı aşaması olan prototip üretme basamağı elimine edilmiş olacaktır.

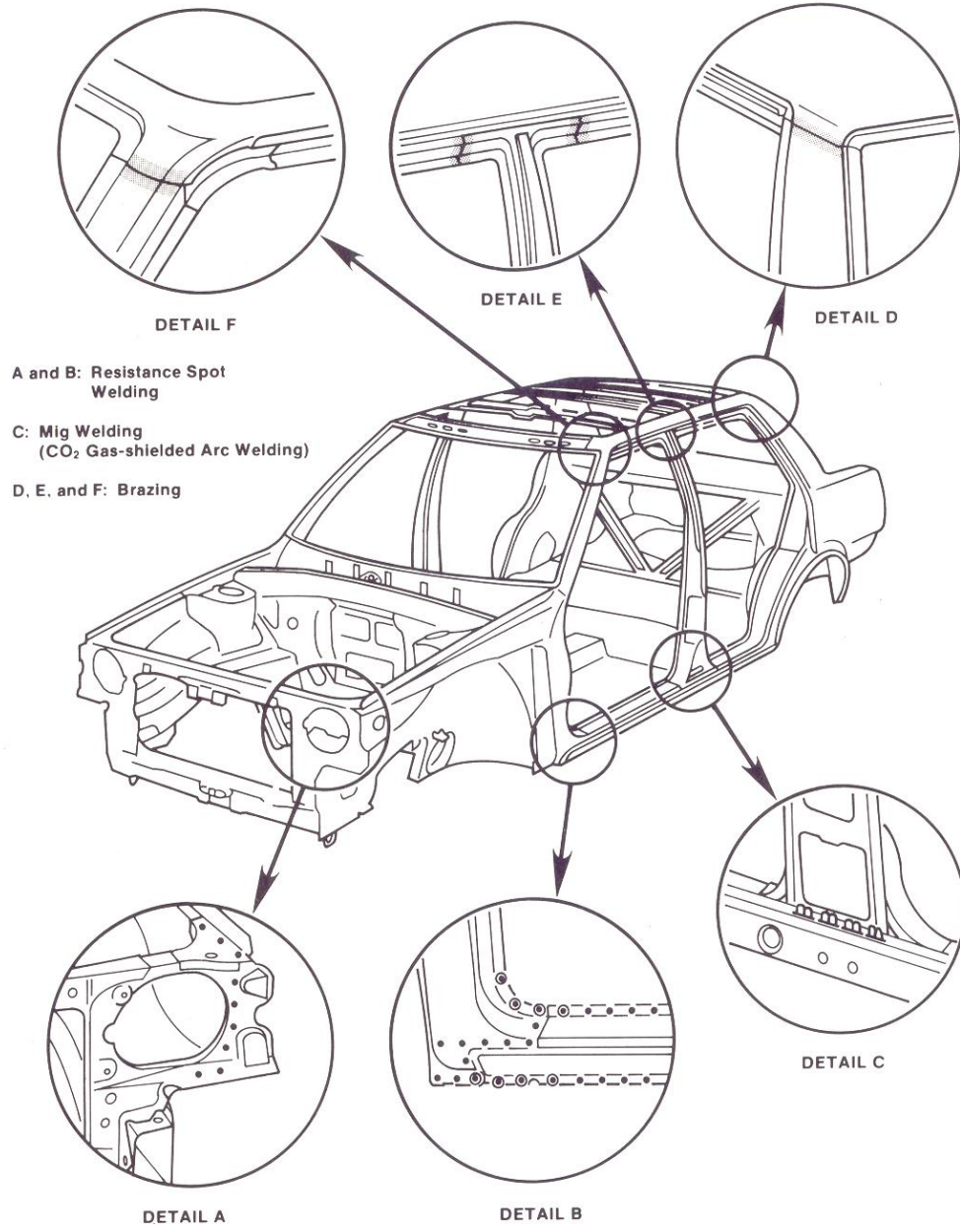
2. OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE KAYNAĞIN YERİ

Hiç şüphesiz ki, teknolojinin her kolu gibi kaynak da kendi için de uygulama alanlarına göre alt kollara ayrılır. İşte bu kollardan biri de otomotiv sektörüdür. 20. yüzyılın başında Henry Ford'un T model arabaları için dünyada ilk kez oto bant üretim modelini hayata geçirmesinden bu yana bu sektörde çok köklü gelişmeler olmuştur. Bunlardan biri de kaynak teknolojileridir.

Otomotiv sektörü için, kaynak teknolojisi vazgeçilmez bir unsurdur. Çünkü kaynak teknolojisi sayesinde bugün otomotiv sektörü üretimde hem hız kazanmıştır, hem kalite kazanmıştır hem de maliyet açısından olumlu bir noktaya gelmiştir. Ayrıca, otomotiv sektöründe seri üretim için kullanılan oto bant teknolojisi de kaynak teknolojisiyle (özellikle de kaynak robotları ile) birleşince; kaynak otomotiv sektörü için değişmez bir unsur olmuştur. Bir otomobil üzerinde kullanılan çeşitli kaynak tipleri ve araç üzerindeki yerleri Şekil 2.1'de görülmektedir.

Otomobil imalatında genel olarak metallerin farklı kaynak yöntemleriyle birleştirilmesi esastır. Belli bir üründe uygulanacak bir kaynak metodunun seçimi; ürün tasarımı, hizmet talebinin tipi, üretim hızı ve ekonomikliğe bağlıdır.

Otomotiv sektöründe çeşitli tipte metaller kaynak edilmektedir ancak düşük karbonlu soğuk haddelenmiş sac çelik ve sıcak haddelenmiş levha ağırlıklı olarak kullanılmaktadır. Birleştirilecek metallerin demir ya da demir dışı olması kullanılacak kaynak yönteminin seçiminde etkili olur. Daha yüksek korozyon dayanımı için kaplamalı çelikler tercih edilir. Günümüzde, birçok yeni araçta gövdenin tamamı galvaniz kaplamalı sacdan imal edilmektedir. Korozyona dayanıklı metalik ve boya kaplamaları kaynak yöntemleri üzerinde belirgin bir etkiye sahip olup, teçhizat ve üretim tekniklerinde modifikasyonları zorunlu kılmaktadır.



Şekil 2.1: Bir Otomobilde Kullanılan Çeşitli Kaynak Yöntemleri

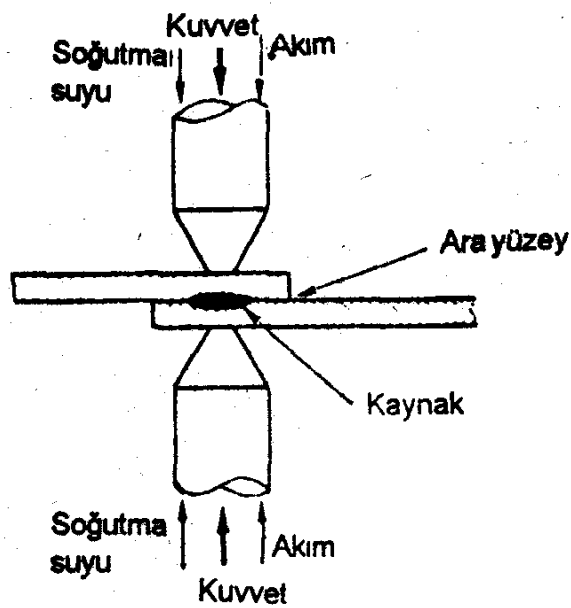
Otomotiv sektöründe en çok kullanılan kaynak çeşitleri şunlardır [1];

- Sürtünme Kaynağı,
- Oksi-Asetilen Kaynağı,
- Eriyen Elektrotla Gazaltı (MIG ve MAG) Kaynağı,
- Direnç Nokta Kaynağıdır.

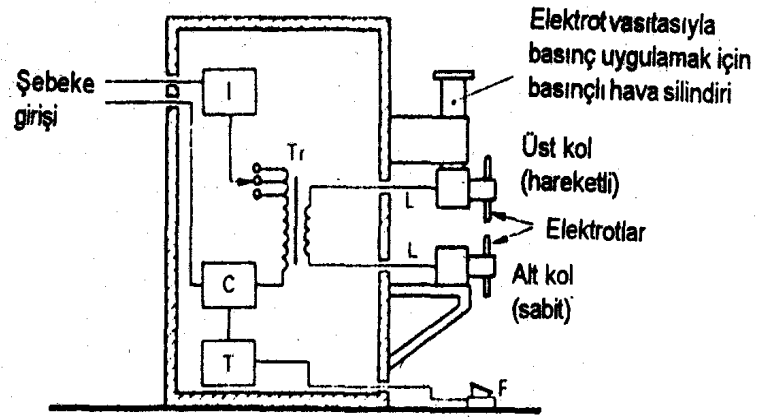
2.1 Direnç Nokta Kaynağı

Direnç nokta kaynağı, diğer kaynak tiplerinin aksine elle değil, otomatik olarak uygulanır. Direnç nokta kaynağının ısı membası ara yüzeyde dirençle ısıtma şeklinde gerçekleşir. Direnç nokta kaynağı otomatik şekilde uygulandığından dolayı tatbik sırasında kaynakçı değil, otomasyon söz konusudur. Bu nedenle direnç nokta kaynağında herhangi bir koruma gerekmez. Aynı zamanda direnç nokta kaynağı otomatik ya da yarı-otomatik robotlarla yapıldığından dolayı çok yüksek akım şiddetleri ve gerilimlerinde çalışabilir. Örneğin; tipik bir direnç nokta kaynağı makinesinin kaynak akımı 100 ila 50,000A arasında değişebilir.

Direnç nokta kaynağının uygulama şekli şöyledir [2]; iş parçası birbiri üzerine bindirilmiş iki bakır elektrot arasında sıkıştırılır. Düşük gerilimli yüksek şiddette bir elektrik akımı elektrotlar arasındaki iş parçasından geçirilir. Bu metot elektrik ark kaynağının çalışma esasına benzemekle birlikte genelde onun mantığından farklı bir pozisyonadadır. Ara yüzeyde, akım geçişine karşı gösterilen direnç nedeniyle, ısı üretilir. Ara yüzeyde bir metal nokta eriyerek bir köprü oluşturur. Akım çok kısa bir süre için geçer (0,06-3s). Akım kesildiğinde (bu otomatik olarak yapılır) kaynak basınç altında katılaşır. Direnç nokta kaynağı orduda yetiştirilen nokta atıcılarına benzetilebilir. Direnç nokta kaynağı nokta atıcıları gibi işlemi tek hamlede ve kesin olarak bitirir. Direnç nokta kaynağının şematik diyagramı Şekil 2.2’de görülmektedir.



Şekil 2.2: Direnç Nokta Kaynağının Şematik Diyagramı [2]

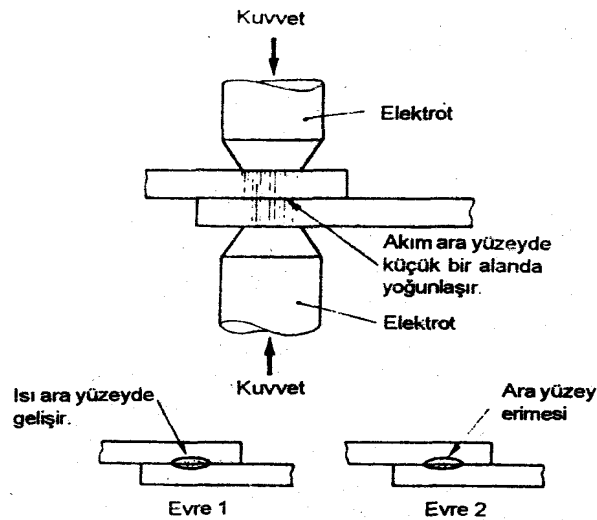


Şekil 2.3: Direnç Nokta Kaynağı Makinasının Temel Elemanları [2]

Direnç nokta kaynağının uygulama alanları sınırlı ve seçicidir. Çünkü bu kaynak yöntemi daha çok kaliteli ve özveri isteyen ince işlerde kullanılır. Direnç nokta kaynağı, preslenmiş saçların kullanıldığı hafif imalatlar gibi konstrüksiyonlarda kullanılır. Bunlara örnek olarak, çamaşır makinesi ve özellikle de otomotiv ana sanayisinde araba gövdeleri verilebilir. Ayrıca, Direnç nokta kaynağı uçak motorları gibi yüksek kaliteli işlerde de kullanılır. Bir direnç nokta kaynağı makinasının temel elemanları Şekil 2.3’de görülmektedir.

2.1.1 Direnç nokta kaynağının esasları

Direnç nokta kaynağının esasları Şekil 2.4’de görülmektedir. Direnç nokta kaynağı bindirilmiş iki levhanın arasındaki ara yüzey boyunca akan bir akımın ısıtma etkisi ile oluşur [3-4].



Şekil 2.4: Direnç Nokta Kaynağının Esasları [3]

Ara yüzey akımının akışına karşı bir direnç oluşturur ve sarf edilen enerji ısıya dönüşür. R ara yüzeydeki direnç olmak üzere, ohm kanunu uygulandığında I şiddetindeki bir akımın geçmesi için gerekli gerilim

$$V = I \cdot R \quad (2.1)$$

ifadesi ile verilir; t saniye süren akım akışı için gerekli toplam enerji aşağıdaki gibi belirtilir:

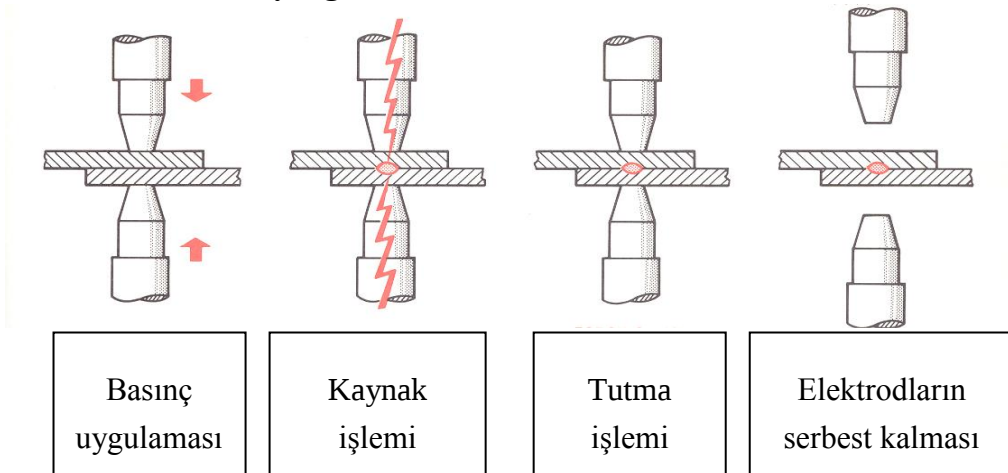
$$H = I \cdot V \cdot t = I \cdot (I \cdot R) \cdot t = I^2 \cdot R \cdot t \quad (2.2)$$

Bu şekilde oluşan ısı, elektrotlar tarafından uygulanan basıncın bir sonucu olarak saçların tam bir temas haline getirildiği yerel bir alanda yoğunlaşır. Akım geçmeye devam ettikçe ara yüzeyde erime gerçekleşir ve bir kaynak banyosu oluşuncaya kadar sıcaklık artar; eğer bu anda akım kesilecek olursa, bağlantı alanı soğur ve basınç altında katılaşma meydana gelir. Bu şekilde oluşan kaynak dikişi, saçlar arasında bağlantı boyunca yük taşıyabilen yerel bir bağ oluşturur.

Kaynağın mukavemeti bağlantı çizgisindeki dikişin enine kesit alanına bağlıdır. Küçük çaptaki kaynaklara çekme deneyi uygulanırsa kaynaklar ara yüzey boyunca kesilerek ayrılırlar.

Kaynak çapı arttıkça, bu tip bir hasarın oluşacağı yük de giderek büyür, hasar tipinin değiştiği bir noktaya ulaşılır ve kırılma saçlardan birinde kaynak çevresi etrafında meydana gelirken, dikiş diğer saca bağlı olarak kalır.

2.1.2 Direnç nokta kaynağının safhaları



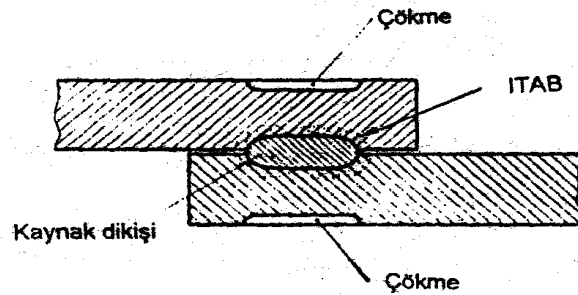
Şekil 2.5: Tipik Nokta Kaynağının Çevrimi [4]

Tipik bir direnç nokta kaynağının çevrimi Şekil 2.5'te görülmektedir. Birleştirilecek parçalar elektrotlar arasına yerleştirilir. Kaynağın doğru pozisyonda olduğundan emin olmak için iş parçasını elektrotlarla hizalarken dikkat edilmelidir. Eğer direnç nokta kaynağının kapasitesinin yettiği yüksek çalışma hızlarına ulaşmak isteniyorsa, çoğunlukla tertibatlar kullanmak gerekir.

Kaynak çevrimi, genellikle bir ayak anahtarı veya pedalı yoluyla başlatılır. Elektrotlar birbirine yaklaşır, iş parçasını sıkıştırır ve sacları temas haline getirir. Sıkıştırma zamanı olarak adlandırılan belirli bir süre içinde basınç optimum bir değere yükseltilir. Akım verilir ve önceden ayarlanmış bir süre devrede kalır ve kaynak dikişi gerekli boyuta gelinceye kadar büyür. Genel olarak kaynak zamanları 1 saniyeden önemli ölçüde kısadır ve periyotlarla belirtilir. Bir periyot 1/50 saniyeye eşittir. Bu ise İngiltere'deki standart alternatif akım şebekesinin frekansının tersidir. Bir örnek olarak; bir çelik sac için (0,6'dan 1mm'ye kadar kalınlıkta) amaç, 5 ve 20 periyot arasındaki kaynak zamanlarını kullanmak olurdu. Elektrotlar üzerindeki basınç, kaynak katılaşırken dövme veya tutma zamanı adı verilen süre boyunca uygulanır. Basınç sonuçta kaldırılır, elektrotlar birbirinden uzaklaşır ve iş parçası makinadan alınır.

2.1.3 Bir direnç nokta kaynağının özellikleri

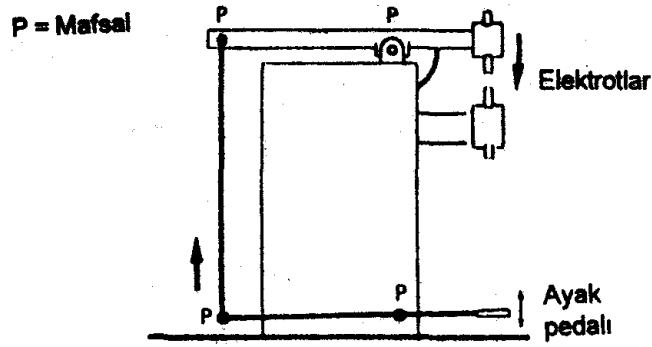
Yukarıda belirtilen safhalarda üretilen kaynak Şekil 2.6'da görülen üç farklı özelliğe sahiptir. Eriyen merkezi bölge, eritme kaynağına özgü ara yüzey çizgisinde karşılaşılan sütun şeklindeki tanelerden oluşmuş bir döküm yapısına sahiptir. Kaynak dikişini saran ısı etkisi altındaki bölge, esas metalin ısınma ve soğuma çevrimlerine maruz kaldığını gösterir. Levhaların en dış yüzeylerinde elektrot uçlarının basıncı nedeniyle oluşan çökmeler görülür. Bu noktada sac kalınlığındaki azalma normal şartlar altında %10'dan daha fazla olmamalıdır [5].



Şekil 2.6: Bir Nokta Kaynağının Özellikleri [4]

Direnç nokta kaynağı basit bir prensibe sahiptir; akım ara yüzeyde küçük bir alanda yoğunlaşır ve sonuç dairesel bir birleşme bölgesidir.

Nokta kaynağı için kullanılan makinalar sabit veya taşınabilir olabilir. Sabit kaynak makinaları ince sacların kaynağı için kullanılan küçük ünitelerden, yüksek akım çıkışına sahip büyük makinalara kadar değişir. Bunlar temelde elektrotlara uygulanan kuvvetin uygulama tarzına göre farklılıklar gösterir. Şekil 2.7’de görülen küçük basit makinalarda ayakla çalıştırılan bir pedal üst elektrotu tutan, mafsallı bir kola bağlanmıştır. Elektrotlara uygulanan kuvveti arttırmak, operatöre yardımcı olmak için yaylar ve ağırlıklar kullanılır. Bu konstrüksiyonun en önemli sakıncası üst elektrotun bir yay çizerek ilerlemesidir. Bu, elektrotların hassas bir şekilde aynı hizaya getirilmesini zorlaştırır ve elektrotların ucunda sık sık düzgün olmayan bir aşınma meydana gelir; bu da biçimsiz kaynak noktaları oluşturur.



Şekil 2.7: Ayakla Çalıştırılan Direnç Nokta Kaynak Makinasının En Basit Şekli [4]

Daha büyük kuvvetler ve daha hassas hizalamalar, pnömatik veya hidrolik silindirlerle elde edilir. Bunlar küçük makinalara monte edilebilir; ancak elektrota doğrudan bağlanarak daha iyi sonuçlar elde edilir ve büyük kaynak makinalarının çoğu ara yüzeyde basınç elde etmek için bu yöntemi kullanır.

Taşınabilir üniteler otomotiv endüstrisinde geniş ölçüde kullanılmaktadır. Transformatör kaynak tabancasına yerleştirilir veya uzakta bir yere monte edilir. İkinci çözüm tabancayı daha hafif yapmakla birlikte, bu ikincil devredeki kayıplardan kaçınmak için elektrot kollarına gelen kabloların büyük olacağı anlamına gelir. Küçük tabancaların çoğunda elektrotlara kuvvet uygulamak için elle çalışan manivela kolu kullanılır. Daha büyük üniteler ve özellikle tekrarlanan işlerde kullanılanlar daha yüksek basınçların uygulanabilmesi ve operatörün yorulmaması için pnömatik silindirlerle donatılmıştır.

Birçok kutu tipi üretimde elektrotları bağlantının sadece bir yüzüne temas ettirmek mümkün olur, diğer yüzüne mümkün olmaz. Genelde bu sınırlama geleneksel direnç nokta kaynağının kullanılamayacağı anlamına gelir. Ancak öbür yüzeye bir bakır çubuğun yerleştirilebileceği durumlarda seri kaynak adı verilen bir teknikle kabul edilebilir kaynakların elde edilmesi mümkündür.

Bu yöntemle iki elektrot birbirinden 50 ila 150 mm uzaklıkta yerleştirilir ve sacları bakır altlık çubuğuna bastıran bir kuvvet uygulanır. İdeal olarak akım bir elektrottan saclara geçer; buradan altlık çubuğu boyunca akar ve saclar yoluyla geri dönerek ikinci elektrota ulaşır. Böylece ara yüzeyde ısınmanın meydana geldiği iki nokta vardır ve aynı zamanda ara yüzeyden geçen akım miktarını önemli derecede azaltır. Bunu karşılamak için ilave akım sağlanmalıdır. Bu nedenle seri kaynak için gerekli güç geleneksel nokta kaynağından fazladır.

2.1.4 Direnç nokta kaynağında kalite kontrolü

Bilinen tahribatsız muayene yöntemleri, nokta kaynaklarının kalitesi hakkında tatminkâr bilgi vermemektedir. Direnç nokta kaynaklarının kalite kontrolünde en basit yaklaşım, elektrot uç çapını ve sonuçta da temas alanını artırarak akım ve basıncın azalmasına neden olan aşınma miktarını ölçmek için, elektrot ucunun boyutlarını periyodik olarak kontrol etmektir. Aynı zamanda tesadüfi aralıklarla numune kaynaklar alınarak, deneylere tabi tutulabilir. Yöntemin mahsurlu tarafı, bunun tam anlamıyla etkin olabilmesi için üretimin geçici bir süre yani deney sonuçlarının ve gerekiyorsa daha fazla hatalı kaynak üretmemek için düzeltici tedbirler alınıncaya kadar üretimin durdurulmasını gerektirmesidir. Diğer bir yol kabul edilebilir kaynak dikişleri veren şartları tespit edip bunların üretim sırasında sağlanıp sağlanmadığını kontrol etmektir.

Çok daha ileri bir yaklaşım kaynak sırasında kaynak değişkenlerini kontrol etmektir. Bu, zaman, akım seviyesi, gerilim ve basınç için göreceli olarak kolaydır. Ancak elektrot ucunun aşınmasının sürekli olarak kontrol edilmesi pek kolay değildir. Bunlara ilave olarak sac ayrılması ve yüzey şartları gibi faktörleri tayin etmek de zordur. Bununla birlikte bu değişkenlerin önemi kaynak dikişinin oluşumunda yaptıkları etkide ortaya çıkmaktadır. Mikroişlemci teknolojisindeki gelişmeler, kaynak dikişinin büyümesini sürekli kontrol etme ve böylece bitmiş kaynakta arzu edilen boyutlarda kaynak dikişi elde etme imkânı yaratmıştır. Bir üretim faaliyeti sırasında bu şekilde kazanılan bilgi, bir istatistiksel kontrol oluşturmak amacıyla

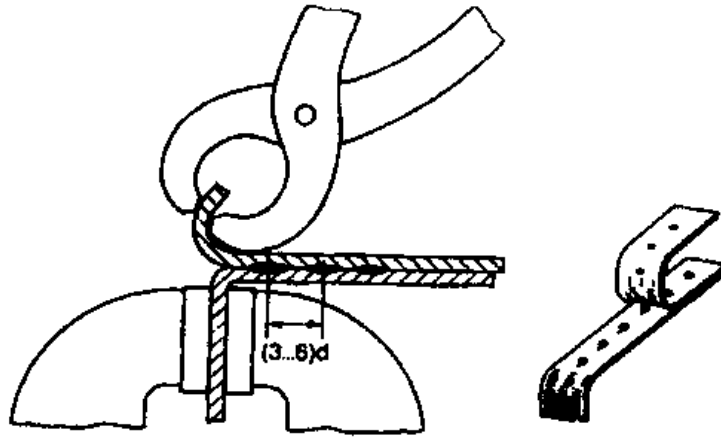
kullanılabilir. Ancak en son analizde ideal cevap, kapalı devre geri besleme kontrolü kullanılarak on-line düzeltmeler yapmak için sürekli kontrol elemanından gelen hata sinyallerini kullanmaktır.

Bu kontrollerin uygulama alanları üretim tipine ve işlemin göreceli maliyetine bağlıdır. Örneğin sıcak hava kanallarındaki flanş bağlantılarında basit bir cihaz kullanıp nokta kaynağı sayısını arttırmak ucuz ve kabul edilebilir bir çözüm olabilir. Diğer taraftan bir jet motorundaki bir alev borusunun kaynağında yüksek kaliteye ihtiyaç duyulması nedeniyle yoğun kalite kontrol ölçümlerinin kullanılması gerekli olur.

Kaynak noktalarının yük taşıma kabiliyetleri, genellikle çekme-makaslama ve yorulma dayanımı testleriyle tespit edilmektedir [3,6,7].

2.1.4.1 Soyma deneyi

Şekil 2.8’de görülen soyma deneyi, çoğunlukla nokta kaynakları için kullanılan mekanik bir deneydir. Bu deney, kaynak edilebilirliğin tayininde kullanılmaktadır. Performans kolaylığı, düşük maliyet ve atölye şartlarında kalite kontrol deneyi olarak kullanılabilirliğinden dolayı tercih edilmektedir. Deney, çekirdekte kabul edilebilir ölçünün (içyapıda hata olmadan) sağlanıp sağlanmadığını belirlemesine karşın, sadece sınırlı durumlarda kaynak çekirdeğinin dayanımına ya da yük altındaki performansına bağlı nicel değerler elde edilebilmektedir.



Şekil 2.8: Kaynakların Kalitesinin Muayenesinde Kullanılan Atölye Deneyi [7]

2.1.4.2 Keski deneyi

Keski deneyi, levhaların arasına nokta kaynağını zorlayacak şekilde keski ile yük uygulanması dışında soyma deneyine benzemektedir. Keskinin varlığı çekirdek kenarında yırtma tipinde bir yük oluşturur. Çalışmalar, bu yırtma tipi yüklemenin kaynak için en düşük dayanım değerleriyle sonuçlandığını göstermektedir. Bu yüzden keski deneyinin en zor şartlarda denenmiş deney şartı olduğu kabul edilir; imalattaki kaynaklar keski deneyi sonuçlarıyla belirlenenlerden daha güvenilirdir. Buna ek olarak, soyma ve keski deneyleri kullanılarak elde edilmiş kaynak kabiliyeti eğrilerini karşılaştıran sınırlı sayıdaki çalışma, keski deneyiyle elde edilen çekirdeklerin, %10 daha küçük bir eğriyle sonuçlanacak şekilde daha küçük olduğunu belirlemiştir.

2.1.4.3 Çekme deneyi

Nokta kaynağının mukavemet özelliklerini belirlemek için sayısız çekme deneyi numune tasarımı kullanılmıştır. Genellikle bu numuneler, normal gerilmeleri ölçmek için tasarlananlar ve makaslama dayanımlarını ölçmek için tasarlananlar olmak üzere iki gruba ayrılırlar. Normal gerilmeleri ölçmek için tasarlanan numuneler çapraz çekme deneyi, U çekme deneyi, üçgen direkt çekme deneyi ve yapıştırılmış blok deneyidir. Makaslama gerilmelerini ölçmek için tasarlanmış deneyler ise çekme-makaslama deneyi, daraltılmış kesitli çekme-makaslama deneyi ve iki kaynaklı çekme-makaslama deneyidir.

Bir deney numunesinde nokta kaynağı etrafında oluşan gerilmenin yerel durumu, bir ölçüde numunenin yükü taşıma yeteneğini belirtir. Kolaylık açısından, bir nokta kaynağının yük taşıma yeteneği gerilme yerine kuvvet birimleriyle ölçülen nokta kaynağı dayanımı ile tanımlanmıştır. Soyma ve keski deneyi numuneleri en düşük dayanıma sahiptir. Normal yükleri taşımak üzere tasarlanan numuneler daha dayanıklı, makaslama numuneleri ise en dayanıksızdır.

Numune tasarımının yanı sıra nokta kaynak dayanımını etkileyen diğer faktörler, ana metalin dayanımı, levha boyutu, çekirdek boyutu, kaynak süresi, nokta dağılımı, kaplamalar ve deney işlemleridir. Tablo 2.1’de belli sac kalınlıkları için olması gereken minimum çekirdek çapları ve minimum çekme-makaslama dayanımları verilmiştir [7].

Tablo 2.1: Minimum Çekirdek Çapları Ve Çekme-Makaslama Dayanımları [7]

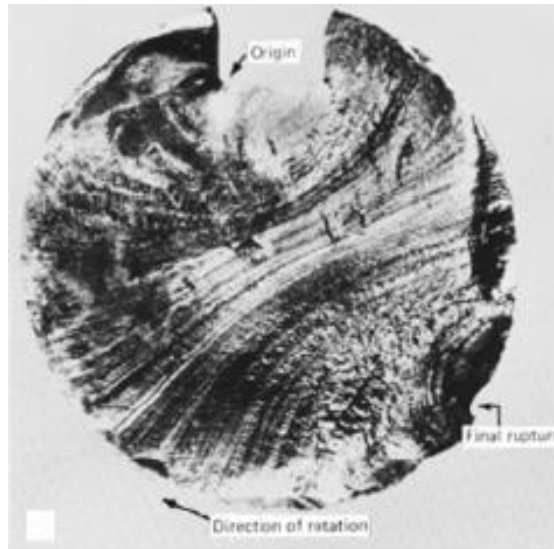
Sac Kalınlığı [mm]	Minimum Çekirdek Çapı [mm]	Minimum Çekme-Makaslama Dayanımı [daN]
0.5 - 0.8	3.6	2.5
0.8 – 1.00	4.0	3.2
1.0 – 1.25	4.5	4.0
1.25 – 1.60	5.0	5.0
1.60 – 2.00	5.6	6.3
2.00 – 2.50	6.3	8.0
2.50 – 3.15	7.1	11.2
3.15 – 3.55	8.0	16.0
3.55 – 4.00	8.5	19.0

Otomotiv endüstrisindeki yüksek maliyetler, imalat sayıları, yüksek derecede otomasyon ve özel teçhizatlara yönelmeyi gerektirmiştir. Otomobil gövde elemanlarında, çok noktalı kaynak makinalarıyla aynı anda ya da robot teknolojisiyle kısa bir süre içinde yüzlerce nokta kaynağı yapılmaktadır. Örneğin, taşınabilir nokta kaynağı tabancalarıyla ortalama 4sn/nokta, robot tabancası ile 2.5 sn/nokta hızda kaynak yapılabilir. Buna göre bir otomobilde saatte ortalama 800 nokta kaynağı yapılmaktadır. Bu sayı esas alınarak imalatla kullanılacak kaynak metodu, ekonomikliği göz önünde bulundurularak belirlenmektedir. Yüksek sayıda imalatla, bir parçada 1 YTL’lik bir kazanç bile yıllık üretim hacmi göz önüne alındığında önemli miktarda kazanç sağlayabilir.

3. METALLERDE YORULMA HASARI

Tekrarlı zorlamalar altında malzemenin mukavemeti azalır, çekme mukavemetinin çok altındaki gerilme değerlerinde kırılma oluşabilir. Buna neden olan yorulma olayıdır. Yorulma kırılması gevrek türde olduğundan nerede ne zaman olacağını kestirmek zordur. Geçmişte birçok kazalara neden olan malzeme yorulması konusu üzerinde yoğun çalışmalar yapılmış olup, halen de bu tür çalışmalar devam etmektedir. Yorulma, çok değişik etkenlerin rol oynadığı karmaşık bir olaydır ve bu nedenle henüz tam olarak anlaşılamamıştır. Bununla beraber çok değişik etkenlerin rol oynadığı bu karışık olayı yakından tanımakla yorulma kırılmalarını önlemek mümkündür.

Şekil 3.1’de tipik bir örneği görülen yorulma kırılması yüzeyinin ilginç bir görünüşü vardır. Yüzeyde çatlakın başladığı yorulma odağı ile onu çevreleyen midye kabuğunu andıran aynı merkezli eğriler ve bunların yanında taneli bir bölge görülür. Çatlak zamanla adım adım ilerlerken karşılıklı yüzeylerin sürekli birbirine sürtünmesi sonucu yorulma kırılması yüzeyi parlak görünür. Çatak ilerleyip geri kalan dolu kesit normal yükü taşıyamaz hale gelince ani kırılma meydana gelir ve kırılma yüzeyi taneli görünüştedir [8].



Şekil 3.1: Tipik Bir Yorulma Kırılması Sonrası Hasarlı Yüzey [8]

Yorulma olayının nasıl oluştuğu tam olarak açıklanamamış olmakla beraber bu konuda bilinenler şu şekilde özetlenebilir. Yorulma genellikle içyapıda mevcut kusurlar civarında oluşan yerel gerilme yığılmalarından kaynaklanır [9]. Bundan dolayı yorulma olayı içyapıya çok bağlıdır. İçyapıda bulunan çatlak, çentik boşluk sert parçacık ve ani kesit değişimleri civarındaki gerilmeler ortalama gerilmelerden daha büyüktür. Bu gerilmeler etkisinde yerel kalıcı şekil değiştirme meydana gelir. Diğer taraftan başlangıçta hiçbir bozukluk içermeyen yüzeyi parlatılmış üniform kesitli bir metalde elastik sınır altında da dislokasyonlar yerel olarak hareket ederek kayma bantları oluştururlar. Bu bantlar da yüzeyde çıkıntılar ve çöküntülerin doğmasına dolayısıyla gerilme yığılmalarına neden olurlar. Bütün bu hallerde tekrarlı zorlamalar etkisiyle oluşan tersinir olmayan plastik şekil değiştirme sonucu malzeme pekleşir, gevrekliği artar ani yorulma kırılması meydana getirir. Yorulma çatlakları genellikle yüzeyde başlar ve içeriye doğru yayılır.

3.1 Yorulmanın Genel Tanımı ve Anlamı

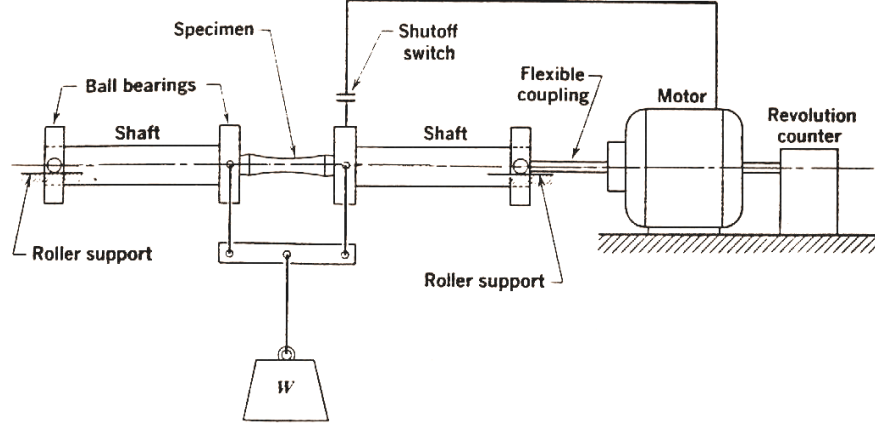
Yorulma kelimesi canlılarda ve daha çok insanda bedenî veya zihnî olarak ortaya çıkan enerji ve işgücü kaybını akla getirir. Beden veya zihnin haddinden fazla çalışması neticesinde kaslarda enerji kaybı olmakta veya zihnin bir konuya dikkati azalmakta ve bu hâl yorulmanın belirtisi olarak karşımıza çıkmaktadır. Benzer şekilde, metal malzemelerde de yorulma olayı kaçınılmazdır. Yorulmuş bir insan istirahat ederek ve gıda alarak yeniden enerji depolamak suretiyle eski gücüne, zindeliğine kavuşur, hatta zihnî yorgunluk da bu şekilde giderilebilir. Ancak metal malzemelerde meydana gelen yorulma tam geri dönüşlü değildir. Yorulmaya başlamış bir metali, gerekli tedbir alınmaksızın, ne kadar süre çalışmadan bekletirseniz bekletin, çok az miktarda kendini toplama hâli hariç tekrar çalışmaya başladığı andan itibaren yorulma kaldığı yerden devam edecektir.

Bir makina çok sayıda hareketli parçalardan meydana gelir. Bu çok sayıdaki makina elemanı, insan vücudundaki organlara benzer şekilde, uyum içerisinde çalışarak bir bütün olan makinanın vazifesini yerine getirmesini sağlar. Bir hareket, kuvvet veya moment iletmek suretiyle güç üretmesi veya enerji-hareket dönüşümünü meydana getirmesi düşünülen makina tasarlanırken her bir elemanı ayrı ayrı incelenir, üzerine gelen dış tesirler analiz edilir, malzemenin cinsi ona göre seçilir ve daha sonra ölçüleri belirlenmek üzere hesaplamalar yapılır. Dışarıdan gelebilecek darbeleri yükler,

düşük veya yüksek sıcaklık ve korozyon gibi dikkate alınan her türlü tesir, o makina elemanının boyutlandırılmasında hesabın içine sokulur. Buradan hareketle her bir makina veya makina elemanına, dışarıdan gelen tesirler de dikkate alınarak, bunu ortaya koyan tasarımcı tarafından bir ömür biçilir, eğer bu makinanın en önemli bir veya birden çok parçası hasara uğrarsa makina kendisi de bir bütün olarak ekonomik ömrünü tamamlamış sayılır. Bu hâdise canlılarda hayati organların vazifesini yerine getirememesi neticesi ortaya çıkan ölüm hadisesine oldukça benzemektedir.

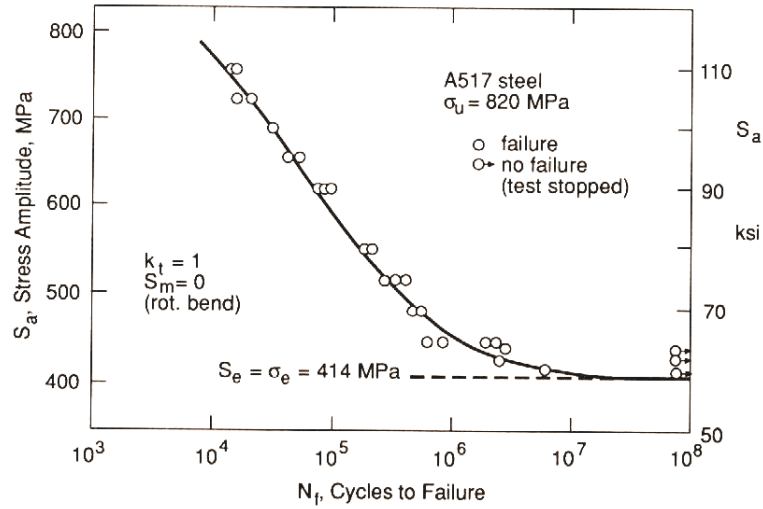
Metallerde yorulmanın ortaya çıkması için bazı şartların sağlanmış olması gerekir. Şartlar olarak, metal malzemeden yapılmış bir makina elemanına tesir eden kuvvetlerin şiddet veya uygulama şeklinin zamanla değişmesi veya makina elemanının dış yüzeyinde çekme gerilmesinin bulunması sayılabilir. Dış sathı düzgün olmayan ve ani kesit değişikliği ihtiva eden makina elemanlarında yorulma ömrü daha kısadır. Makina elemanının üretiminden ileri gelen veya kullanma sırasında ortaya çıkan bir kılcal çatlağın, enine kesit boyunca ilerlemesinden dolayı üzerine gelen kuvveti veya diğer dış tesirleri taşıyan kesit alanının küçülmesi sonucu malzeme dış tesirleri taşıyamayarak ani olarak kırılır. Başlangıçta, üzerine tesir eden dış kuvvetlere karşı koyabilen makina elemanında belli bir süre sonra hiç beklenmedik bir tarzda, bir hasarın ortaya çıkması "yorulma" olarak adlandırılmıştır. Nasıl kalp krizi ve kanser gibi hastalıklar yüksek oranda insan ölümlerinin sebepleri iseler, benzer şekilde, endüstrideki hasarların yaklaşık % 80-90'ına da metallerin yorulması sebep olmaktadır.

Metallerde yorulma hadisesi buharlı makina ve çok sayıda hareketli parçadan ibaret makinelerin icadı ve geniş bir alanda kullanılmaya başlanmasıyla ortaya çıkmıştır. Ve ilk defa 19. yüzyılın son çeyreğinde yorulma Almanya'da ciddi olarak bir demiryolu mühendisi olan Albert Wöhler tarafından incelenmiştir. Wöhler 1852–1870 yılları arasında ilk sistematik yorulma araştırmaları için Şekil 3.2'de görülen test düzeneğini kurdu [10,11]. Bu düzenekte iki mil arasına bağlanmış olan numune sabit yay kuvveti ile hasar oluşana kadar sabit hızda döndürülmektedir.



Şekil 3.2: Wöhler Yorulma Test Düzeneği [8]

Bu şekilde tren vagon akslarının ani olarak kırılmasının sebebi araştırılırken metallerde yorulmanın meydana geldiği ortaya çıkarılmıştır. Wöhler, yaptığı deneyler sonucunda sabit gerilme değerine karşılık numunenin dayandığı çevrim sayısı değerlerini birçok numune için kaydedip, yorulma tasarımı yapan mühendislerin günümüzde de halen kullanmakta oldukları, tipik bir örneği Şekil 3.3'den görülebilecek olan S-N eğrisini oluşturmuştur. Metallerde bu tür hasarın halen önemini koruması bu konudaki araştırmaların devam etmesine sebep olmaktadır. Basından sık duyulan uçak, gemi ve diğer bazı vasıta arızalarında meydana gelen ani hasarların başlıca sebebi yorulmadır. Her bir malzeme cinsi ve çalışma şartları için, yorulma deneyleri yapılarak Wöhler eğrisi çıkarılır. Böylece malzemeler için yorulma ömrü veya yorulmaya dayanma hususları önceden tespit edilebilmektedir.



Şekil 3.3: Tipik Bir S-N Eğrisi [8]

3.2 Yorulma Hasar Mekanizması

Yorulma bütün malzemelerde gevrek türde kırılma meydana getirir. Statik şartlar altında gerçekleştirilen çekme deneyinde, büyük ölçüde plastik şekil değiştirerek ve büzülerek (kesiti daralarak) kopan bir metal test numunesi, tekrarlı zorlanmalar (dinamik zorlanmalar) altında, belirgin bir plastik şekil değiştirmeksizin çatlak ve bu çatlak zamanla yayılır, numune içinde hızla ilerler, sonuç olarak test numunesi aniden kırılır.

Yorulma kırılması yüzeyinin ilginç bir görünüşü vardır. Yorulma kırılmasına uğramış çeliklerin kırık yüzeyleri incelendiğinde deneyimli gözler yorulma kırılmasını hemen tanıyabilirler: Yorulma kırılması gösteren kırık yüzeyin belirli bir bölgesi, yinelenen yük uygulaması sonucu düzgünleşmiştir; geri kalan bölgelerin pürüzlü görünümünden ayırt edilebilir duruma gelmiştir. Bu düzgün görünümlü bölgeler yakından incelendiğinde deniz kabuklarının yüzeyini ya da küçük dalgalardan etkilenmiş kıyı kumsallarının düzenli çizgilerini anımsatır. Bunların her biri çevrimsel yük uygulamasından doğmuştur. Pürüzlü bölgelerin görünümüne bakarak yanlış bir kanıya varılmamalıdır. Çünkü yorulma kırılması gevrek kırılmadır. Yorulma sırasında açılan yüzey bu düzgün görünümlü bölgedir. Geri kalan bölüm yükü kaldıramaz duruma gelince, ani kırılma meydana gelir ve çelik kopar. İşte bu son kopan bölgenin kopuk yüzey üzerindeki görünümü kaba ve pütürlüdür. Bu son kopma, çoğunlukla, sünek kırılma özelliği gösterir.

Yorulma gösteren bölgenin diğer bölgeye oranı yüzeye uygulanan yükün uygulama hızına ve çelik parçanın biçimine göre değişir. Dönen millerin yorulma kırılmasına uğrayan yüzeyleri genellikle 2/3 oranında düzgün bölge içerirler.

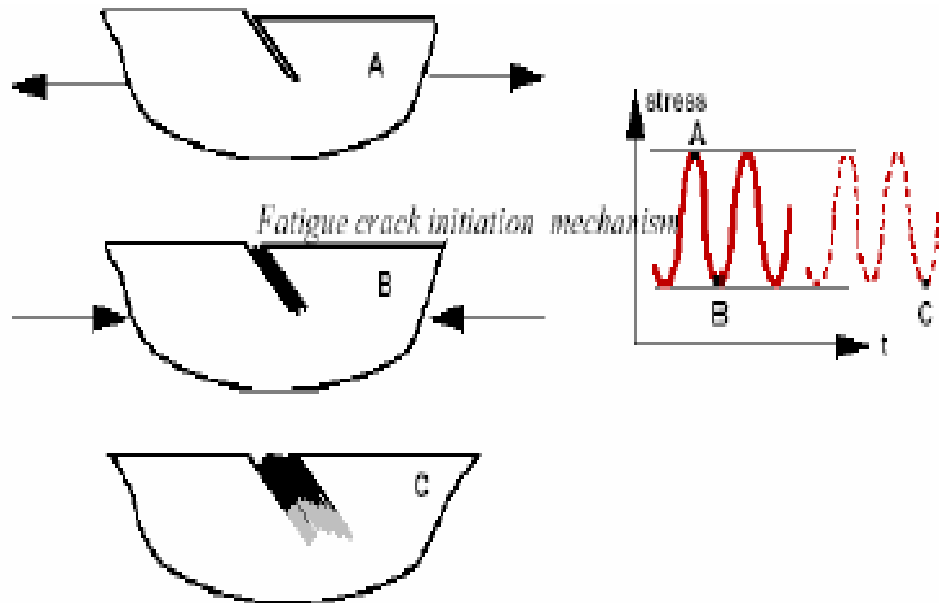
Yorulma ya yüzey düzgünlüğünü bozan çentik, keskin köşe, girinti, çıkıntı ve de benzeri yüzey kusurlarından ya da içyapı içinde eş dağılımlılığı bozan katışık, kalıntı, kılcal çatlak, keskin uçlu çökelti ve parçacıklardan kaynaklanabilir. Önce bir kılcal çatlak oluşur. Kılcal çatlak hemen kırılmaya yol açmaz; uygulanan çevrimsel gerilimin her çevrimiyle birlikte çelik içinde çok yavaş olarak ilerler. Gerilim ne denli yüksek ise, çatlak ilerlemesi o denli büyük ve hızlı olacaktır. Çatlağın bu tür ilerlemesi bir sürtünme de yarattığından, yorulma kırılması gösteren yüzeyin bu bölümü düzgündür. Sonunda çatlak öyle bir yere dek ilerler ki çeliğin kesit alanının geri kalan çatlamamış bölgesi uygulanan gerilimi taşıyamaz duruma gelir ve olağan çekme dayanımı aşıldığında da çelik kırılır.

Yorulma hasar mekanizması üzerinde yapılan incelemeler yorulma hasar oluşum mekanizmasının dört değişik safha içerdiğini ortaya koymuştur [8].

1. Yorulma çatlak oluşumu
2. Çatlakın kayma bantlarında ilerlemesi
3. Çatlakın gerilmeye dik olarak ilerlemesi
4. Zorunlu kırılma

Yorulma çatlak çok büyük bir olasılıkla parça yüzeyinde meydana gelmektedir. Çünkü gerilmeler yüzeyde en büyük değerine ulaşır, yüzeyler dış etkilere açıktır ve çevrimsel zorlanmanın kristal içindeki kayma hareketleri yüzeyde son bulmaktadır.

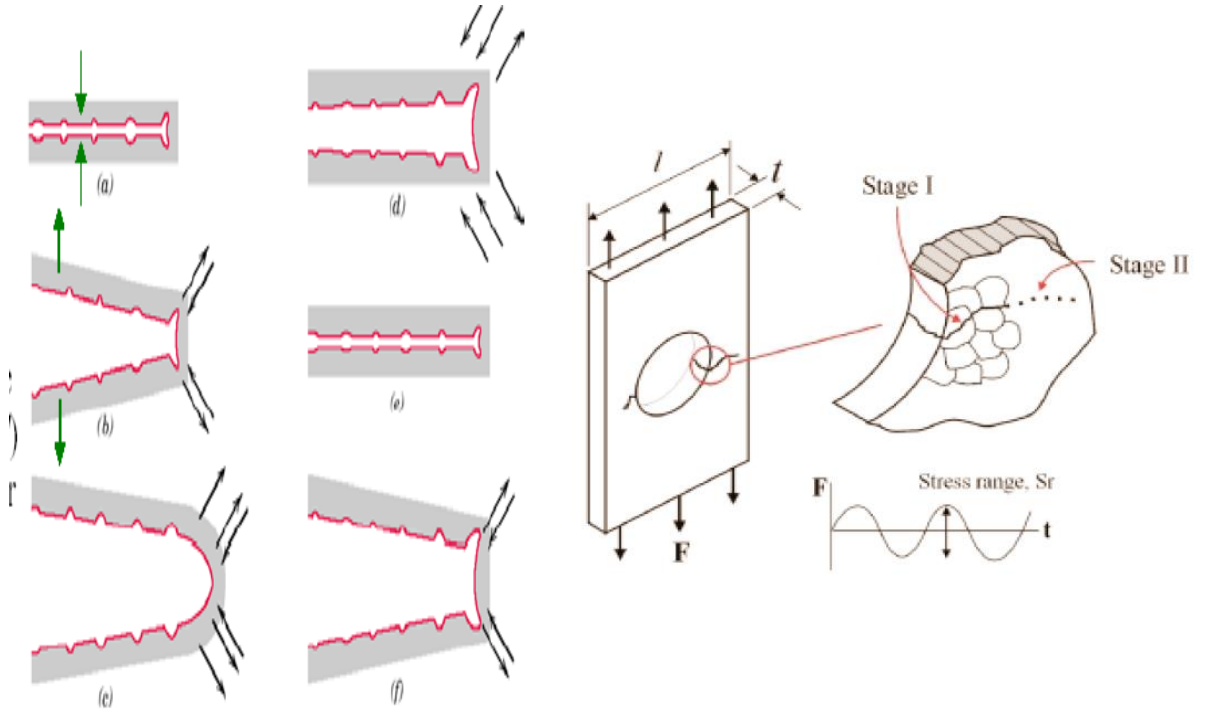
Çatlak oluşumunda önce mikro ölçekte plastik şekil değişimlerinden kaynaklanan Şekil 3.4'te görülen kararlı kayma bantları meydana gelmektedir. Gerilmenin yön değiştirmesiyle bantlardaki kayma olayı bir takım yan etkilere dolayı tam anlamıyla geri dönememekte, böylece malzeme yüzeyinde girinti ve çıkıntılara neden olmaktadır. Atomik mertebedeki bu yüzey pürüzlülüğü zorlanmalar sırasında gerilme yığılmasına neden olur, bunun neticesinde büyük değerlere ulaşan gerilmeler yorulma çatlaklarının çekirdeklenmesini sağlar. Bu mekanizma toplam yorulma ömrünün %10'unu kapsamaktadır.



Şekil 3.4: Kayma Bantlarının Oluşumu [8]

Oluşan mikro çatlaklar önce kayma bantları boyunca ilerler. Bu ilerleme genellikle uygulanan gerilmenin yönü ile yaklaşık 45 derecelik bir açı yapar ve bir veya iki tane boyunca bu şekilde gelişmesini sürdürür.

Bundan sonra çatlak gerilme yönüne dik gelecek şekilde ilerlemeye başlar ve kararlı çatlak ilerleme safhasını oluşturur. Çatlak açılma sırasında kayma mekanizması yardımıyla bir miktar uzamakta, bu sırada çatlak dibindeki plastik şekil değişimi neticesinde burada körelme gerçekleştiğinden gerilme şiddeti azalmakta ve ilerleme durmaktadır. Ancak kapanma sırasında çatlak dibi bu defa keskinleşmekte ve takip eden açılması sırasında gerilme yığılmasını tekrar artırarak çatlağın ilerlemesine neden olmaktadır. Bu olay her çevrim sırasında tekrarlanmakta olup kırık yüzeylerinde görülen yorulma çizgilerinin oluşumu da bu şekilde açıklanmaktadır. Yorulma hasar mekanizması modelinin şematik görünüşü Şekil 3.5'te görülmektedir.



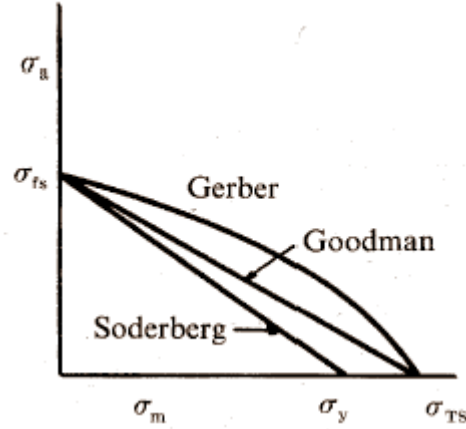
Şekil 3.5: Yorulma Hasar Mekanizması Modelinin Şematik Görünüşü [8]

3.3 Yorulmaya Etki Eden Faktörler

3.3.1 Ortalama gerilme

Yorulmaya değişken gerilme genliği yol açar. Literatürdeki malzemelere ait yorulma sınırını veya dayanımını veren verilerin büyük çoğunluğu ortalama gerilmenin sıfır olduğu değişken yorulma zorlaması için tayin edilmiş değerlerdir. Ancak gerçekte yorulma zorlanmaları ideal durumdan farklılıklar göstermektedir. Özellikle işletme şartlarında malzemelere gerilme genliğinin yanı sıra ortalama gerilmenin de etkidiği görülmektedir. Çoğunlukla ortalama gerilmenin pozitif olduğu durumun basma yönündeki ortalama gerilmelerden daha tehlikeli durumlar ortaya çıkardığı bilinmektedir. Ortalama gerilmenin varlığı durumunda malzemenin yorulma dayanımının hangi değere indirgeneceğinin bilinmesi gerekmektedir. Bu iki değişik yaklaşımla gerçekleştirilebilir [8-11]:

- 1) Yorulma deneyleri sonucunda elde edilen verilerin kullanılmasıyla oluşturulan ve Smith Diyagramları adı verilen grafiklerden bu bilgi doğrudan elde edilebilir. Bunun için malzemenin yapısına (sertleştirilmiş, tavlanmış vs.) ve zorlanma şekline uygun (çekme-basma, eğilme veya burulma) Smith diyagramının elde edilmesi gerekmektedir. Uygulamalarda sık olarak kullanılan malzemeler için bu diyagramların bulunması oldukça kolaydır. Bu diyagramlardan uygun olanı seçildikten sonra yatay eksene ortalama gerilme yerleştirilir. Bu değerden dikey olarak yukarıya doğru çizilir. Bu doğrunun, Smith diyagramını yukarıdan sınırlayan çizgisi ile merkezden geçen 45 derecelik doğru arasında kalan bölümü indirgenmiş yorulma dayanım değerini vermektedir.
- 2) Bazı matematiksel ve grafik yöntemler kullanılarak, malzemenin akma dayanımı, çekme dayanımı gibi özelliklerden yararlanmak suretiyle, ortalama gerilmeden kaynaklanan yorulma dayanımının indirgenmiş değerini bulmak mümkündür. Bu yöntemlerin en basiti Soderberg Doğrusu adını almakta ve yorulma dayanımının ortalama gerilmeyle değişimini malzemenin akma dayanımıyla ilişkilendirmektedir. Soderberg dışında ortalama gerilmenin etkisini açıklamak için Goodman Doğrusu ve Gerber Parabolü de kullanılmaktadır. Bu eğriler Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6: Ortalama Gerilmenin Etkisi, Sabit Ömür Eğrileri [8]

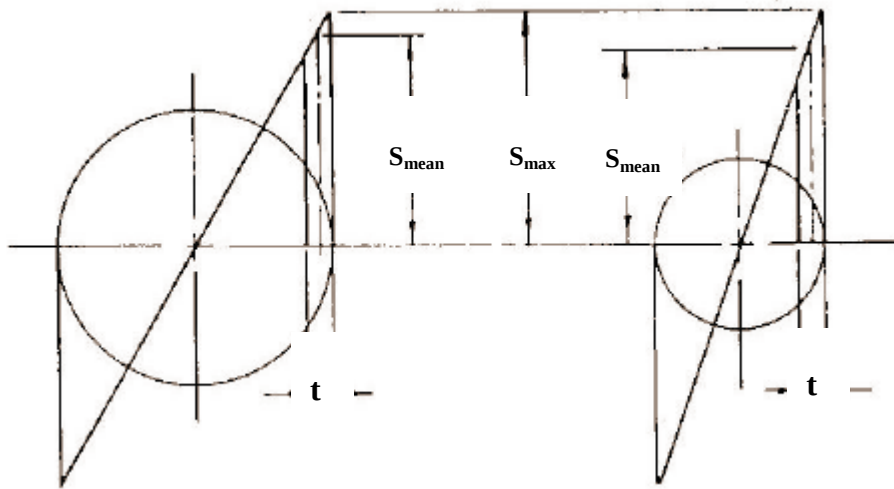
$$\frac{S_a}{S'_a} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (\text{Soderbeg, USA 1930}) \quad (3.1)$$

$$\frac{S_a}{S'_a} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (\text{Goodman, England 1899}) \quad (3.2)$$

$$\frac{S_a}{S'_a} + \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (\text{Gerber, Germany 1874}) \quad (3.3)$$

3.3.2 Parça büyüklüğü

Genellikle çelik parçanın büyüklüğü arttıkça yorulma dayanımı da düşer. Çünkü çelik parçanın yüzey alanı arttığından yüzey kusurlarının bulunma olasılığı artmaktadır. Ayrıca eğilme ve burulma zorlanmalarında kesit üzerinde uniform olmayan bir gerilme dağılımı olduğundan sürekli mukavemet parça büyüklüğüne bağlıdır. Bu etki Şekil 3.7’de görülmektedir.



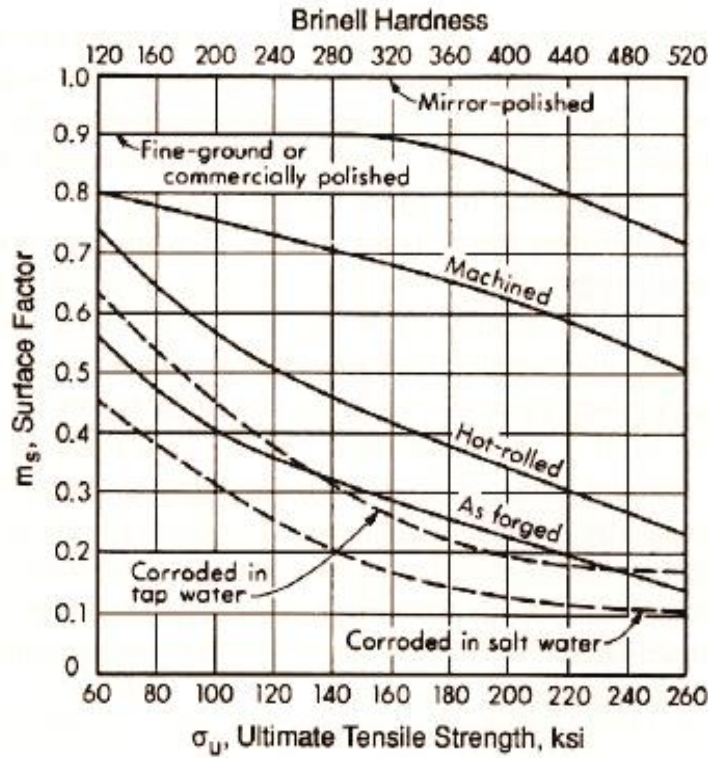
Şekil 3.7: Farklı Boyutlu Parçalar Üzerinde Yüzey Gerilmelerinin Kıyaslanması [9]

3.3.3 Yüzey durumu

Bu etmeden söz edilirken yalnızca yüzey durumu olarak değil, aynı zamanda, tasarım etmeni gibi de düşünülmelidir. Çeliklerde görülen yorulma kırılmasının birçoğu yüzey düzgünsüzlüklerinden başlamaktadır. Bu nedenle, yorulma özelliği yüzeydeki çentik, girinti, çıkıntı, keskin köşe vb gibi tasarımdan kaynaklanan kusurlara karşı çok duyarlıdır. Yüzey ne denli düzgün olursa yorulma dayanımı o denli yüksek olur. Parlatılmış yüzeyler pürüzlülere göre yorulma kırılmalarına karşı daha yüksek yorulma dayanımı gösterirler.

Yüzeylerdeki çentik ve keskin köşelerin yorulma özelliklerini olumsuz yönde etkilemesinin nedeni, bunların yüksek çekme gerilimi yoğunluklu bölgeler oluşturmasıdır. Yorulma kırılmalarının çoğunun bu tür yerlerden başlaması hep bu nedendendir.

Cıvatalar, dişliler v.b. çelik parçalarda diş açılması zorunludur. Bunlarda diş tasarımı, yorulma dayanımı ve parçanın ömrü açısından son derece önemlidir. Keskin köşelerden hep kaçınılmalıdır. Şekil 3.8’de yüzey pürüzlülük değerlerinin yorulma dayanımı üzerindeki etkisi görülmektedir [8].



Şekil 3.8: Yüzey Pürüzlülük Değerinin Yorulma Dayanımı Üzerindeki Etkisi [8]

Tüm özelliklerde olduğu gibi, yorulma dayanımı da içyapının eş dağılımını bozan her etmenden etkilenir. Bu bakımdan yüzeyin kimyasal bileşimini ve içyapısını değiştirecek yorulma dayanımını düşüren her durumdan kaçınılması gerekir. Örneğin, çeliklerin yüzeyinde oluşan karbonsuzlaşma, yorulma dayanımını olumsuz yönde etkileyen çok önemli etmenlerden biridir. Karbonsuzlaştırılmış çelik yüzeyler çekme gerilimi altına gireceğinden, yorulma dayanımını düşürür. Buna karşın yüzeyde basma gerilimini yaratabilen her etmen yorulma dayanımını artırır. Gerek karbonlama ve özellikle de nitrürleme, bu nedenle çeliklerin yorulma dayanımını artırır. Tasarım gereği yüzeyinde çentik bulunması zorunlu çelik parçaların özellikle nitrürlenmeleri gerekir.

3.3.4 Yüzey işlemleri

Yorulma kırılması yüzeyden başlamaktadır. Bu yüzden yüzey temizliği çok önemlidir. Yüzey işlemleri ezme, dövme, sementasyon, nitrürleme gibi işlemlerden oluşur ve bunlar yorulma mukavemetini arttırmaktadır.

3.3.5 İç yapı

Genellikle çeliklerin çekme dayanımlarını etkileyen etmenler yorulma dayanımlarını da etkiler. Örneğin, tavlanmış çeliklerde, tane büyüklüğü azaldıkça nasıl çekme dayanımı artarsa, benzer biçimde, yorulma dayanımı da artar.

Ötektoid bileşimli yalın karbon çeliğinde içyapı değişimleri yorulma özelliklerinde en belirgin farkı yaratır: Kaba perlitli içyapı, küreleştirilmiş perlitli içyapıya oranla daha düşük yorulma dayanımı gösterir. Bunun temel nedeni perlit içindeki sementit katmanlarının yarattığı çentik etkisidir.

Isıl işlem uygulanmış düşük alaşımlı çeliklerin arasında su verilip menevişlenmiş çeliklerin yorulma özellikleri, ferrit + perlit karışımı içerenlere oranla daha iyidir. Beynit yapılı ve özellikle de ostenit çeliklerin yorulma özellikleri üstündür. Genellikle, 40 HRC değerinin üzerinde içyapılarında beynit içeren çelikler menevişlenmiş çeliklerden üstündür.

Çeliğin içyapısını oluşturan evreler arasında yorulma özelliğini en etkin olarak değiştiren martensittir. Menevişli martensitin etkisinin yüksek düzeye ulaşabilmesi için içyapıda oluşan martensitin oranının da yüksek olması gerekir.

Yorulma özelliklerinden söz ederken sertlik göz ardı edilmemelidir. Genellikle, belirli bir sertlik düzeyine dek sertlik arttıkça yorulma dayanımı da artar; değişik çeliklerde 45–55 HRC sertlik değerleri arasında yorulma dayanımı düşmeye başlar.

İçyapı ile ilgili diğer önemli bir husus da haddelenmiş ya da dövülmüş çeliklerin yönsel yorulma özellikleridir. Biçimleme işlemleri sonucu gerek tanelerin aldığı yönlülük gerekse kalıntı ve katışıkların dizilenmeleri, sıcak işlem yönüne göre ona dikey yönde yorulma özelliklerinin daha düşük olmasına yol açar. Genellikle, haddeleme ya da dövme yönüne dikey yöndeki yorulma dayanımı, boyuna yöndekine oranla %60–70 düzeyinde kalır.

3.3.6 Yenim

Yorulma, yenimli (korozif) ortamlarda olursa yenimli yorulma adını alır. Yenimli ortamlar çelik yüzeylerde, çevrimli gerilim uygulaması olmasa bile, karıncalanma olgusu ile kovukçuk ve gözenekçikler oluşturulabilir. Bunlar da çentik etkisi yaratarak, malzemenin yorulma dayanımını düşürür.

Hem yenim hem yorulma birlikte olursa çeliğin yorulma özelliği, önce yenime uğramış sonra da çevrimli yük uygulanmış durumdan daha da kötü biçimde etkilenir. Yenimli ortamda kimyasal tepkimeler yorulmayı çok hızlandırır.

Yenimli yorulmayı azaltmanın temel yöntemi uygulama koşullarına en uygun çeliği seçmektir. Paslanmaz çelikler düşük alaşımlı çeliklerden daha üstün yenimli yorulma özelliği gösterir. Yüzey çatlaması yaratmayacak şekilde, çelik yüzeylere çinko ve kadmiyum kaplamalar da düşünülebilir. Bazı yenimli yorulmalara karşı nitrüleme işlemi de direnç yaratabilmektedir.

3.3.7 Metalürjik faktörler

Metallerin yorulma özellikleri yapıları ile doğrudan ilişkili olmasına rağmen, metalürjik yöntemlerle yorulma özelliklerinin iyileştirilmesi çabaları çok kısıtlı gelişmeler sağlamıştır. Bu konudaki gelişmeler daha çok tasarımlarda çentik etkisi yapabilecek bölgelerdeki gerilme şiddetlerinin azaltılması, artık gerilmelerden yararlanılması ve yüzey sertleştirme yöntemlerinin uygulanmasıyla elde edilmiştir.

Yorulma dayanımının malzemenin çekme dayanımı ile doğrudan ilgili olduğu sonucunda birleştirilmektedir. Demir esaslı metal ve alaşımlar için yorulma dayanımının çekme dayanımına oranı %50 mertebelerinde iken, demir dışı metal ve

alaşımlar için bu oran %35 seviyelerinde kalmaktadır. Sadece akma dayanımındaki artışın yorulma özelliğini geliştirmedigi üzerinde de birleşilmektedir.

Metallerin alaşım sertleşmesi ve çökelme sertleşmesine uğratılması yorulma özelliklerinin de gelişmesine neden olmakta, ancak bu gelişme çekme dayanımlarındaki artışa paralel olarak gerçekleşmektedir.

Basit karbonlu çeliklerde kaba perlitten oluşan yapı sertlik ve dayanım özellikleri açısından önemli bir fark yaratmamakla beraber, yorulma dayanımını önemli oranda azaltmaktadır. Bu perlitteki kaba karbür lamellerinin yapıda çentik etkisi göstermesine bağlanmaktadır.

Yorulma dayanımının malzemenin çapraz kayma yeteneği ile doğrudan ilişkili olduğu gözlenmiştir. Kolay çapraz kayabilen yüksek dizi hatası enerjisine sahip metaller, dislokasyonlara engeller etrafında daha rahat hareket etme imkânı sağlamakta, bu ise kayma düzlemi oluşumunu, dolayısıyla çatlak oluşumunu hızlandırmaktadır. Bu tür kayma Dalgalı Kayma adını alır. Düşük dizi hatası enerjisine sahip metallerde ise çapraz kayma olayı kısıtlandığından çatlak oluşumu da gecikmekte, bu da yorulma dayanımının artmasını sağlamaktadır. Bu malzemelerde görülen kayma türü Düzlemsel Kayma adını almaktadır.

Düşük gerilmelerin söz konusu olduğu yorulma zorlanmalarında tane büyüklüğü, çatlağın oluşum ve ilerleme safhalarında etkin olabilmektedir. Daha çok düzlemsel kayma gösteren düşük dizi hatası enerjisine sahip metallerde görülen bu etki, yorulma dayanımının tıpkı statik çekme dayanımında olduğu gibi tane büyüklüğünün karekökü ile ters orantılı olduğu şeklinde açıklanmaktadır.

Genel olarak ıslah edilmiş yapıya sahip çelikler dayanım, süneklik ve yorulma dayanımı açısından optimum sonuçlar vermektedir. Ancak 40 RSD-C sertliği civarında os-temperleme ile elde edilen beynitik yapı aynı sertlik ve statik dayanıma sahip olmasına rağmen temperlenmiş-martensit yapıya oranla daha üstün yorulma özellikleri vermektedir. Bu ise beynitteki karbür tabakasının çok ince ve sürekli olmaması neticesinde daha az çentik etkisi yapmasıyla açıklanmaktadır.

Yüksek dayanımlı metal ve alaşımların yorulma dayanımları yüzey şartlarına, artık gerilmelere ve özellikle yapıdaki yabancı maddelere çok bağlıdır. Yüksek dayanımlı çelikler, özellikle yorulmaya çalışması beklenenler yabancı maddelerden mümkün olduğunca arındırılmış olarak üretilmektedir. Bu ise, vakumda ergitme, cüruf altı

ergitme veya döküm sırasında argon veya azotla yıkamak gibi yöntemlerin uygulanmasıyla sağlanabilmektedir. Böylece elde edilen yabancı madde miktarı mümkün olduğunca düşürülmüş bulunan çeliklere Temiz Çelik adı verilir. Rulman çelikleri bu tip çeliklere iyi bir örnektir.

Konvansiyonel yöntemlerle üretilen çeliklerde yapılan çalışmalar, metalin şekillendirme yönüne dik yöndeki yorulma dayanımının paralel yönündekinin yaklaşık %60-70'i olduğunu ortaya koymuştur. Buda yabancı maddelerin deformasyon yönünde uzaması ve enine yöndeki zorlanmalarda keskin çentik etkisi yaratmasıyla açıklanmaktadır.

Demir ve titanyum alaşımlarında görülen yorulma sınırı, yapıda var olan ara yer atomlarına bağlanmaktadır. Mikro seviyede bile olsa deformasyon yaşanması oluşturabilen metal ve alaşımlar yorulma sınırı özelliği de göstermektedir.

Metal yapısının gerek fazlar, gerekse deforme olan bölgeler açısından homojensizlik göstermesi yorulma dayanımını azaltıcı yönde etki yapmaktadır. Özellikle karbürlerin tane sınırına çökelmiş olması ve artan karbür tanesi büyüklüğü yorulma dayanımını ters yönde etkileyen faktörlerdendir.

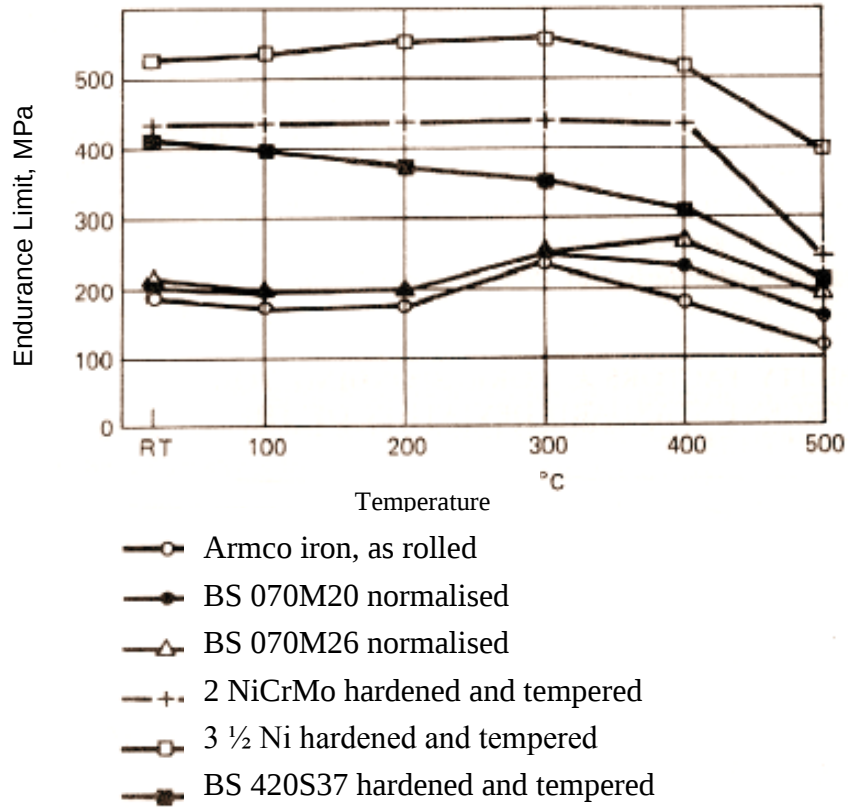
3.3.8 Sıcaklık

Yorulma dayanımı sıcaklık düştükçe artar. Fakat oda sıcaklıklarının altında, çeliklerin yorulma olgusundaki çentik duyarlılığı sıcaklık düştükçe artar. Oda sıcaklığı üzerindeki sıcaklıklarda yorulma, yüksek sıcaklık yorulması adını alır. Bu sıcaklıklarda sıcaklık arttıkça genellikle yorulma dayanımı düşer. Sıcaklık 400 °C üzerine ulaştığında yorulma yerine sürünme devreye girer. Yorulma kırılması tane içi kırılması türündendir; sürünme kırılması ise taneler arası kırılma ya da tane sınırı kırılması türündendir.

Oda sıcaklıklarında, tane boyutu küçüldükçe yorulma dayanımı artar. Sıcaklık yükseldikçe küçük taneli çelikler ile iri taneli çeliklerin yorulma dayanımları arasındaki fark azalır. Sıcaklık, sürünme olgusunun başladığı sıcaklıklara ulaşıncaya, kaba taneli çelik ince taneli çelikten daha yüksek dayanım gösterir.

Yüksek sıcaklıklarda yorulmaya yol açan gerilimlerin mekanik yük uygulamalarından gelmeleri gerekmez; değişen ısı koşulları da sürekli ve çevrimsel bir değişim içinde çeliğe etki yaparsa bu durumda da çelikte yorulma doğabilir. Bu

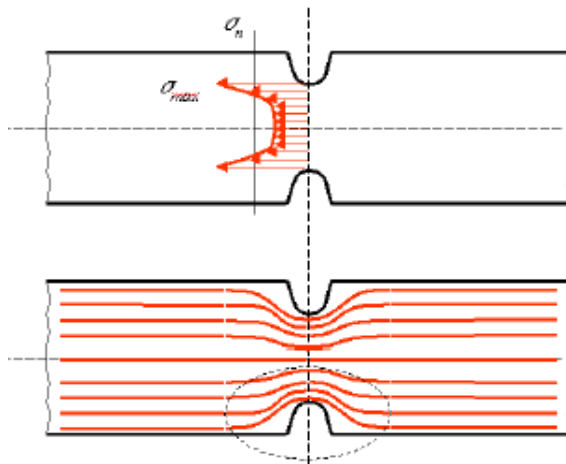
tür yorulmaya, ısı etkilerden doğduğu için, ısı yorulma adı verilir. Sıcaklığın farklı çeliklerin yorulma dayanımı üzerindeki etkisi Şekil 3.9’da görülmektedir [8].



Şekil 3.9: Sıcaklığın Farklı Çeliklerin Yorulma Dayanımı Üzerindeki Etkisi [8]

3.3.9 Gerilme yığılması

Kullanılan elemanda gerilme birikmesi varsa, yorulma kırılması bakımından tehlike artar. İçinde çatlak, köpük bulunan parçalarla, kesit değiştiren ve üzerinde çentik olan parçalara dikkat edilmelidir. Şekil 3.10’da gerilme yığılması olan bölgelerdeki kuvvet akışı görülmektedir.

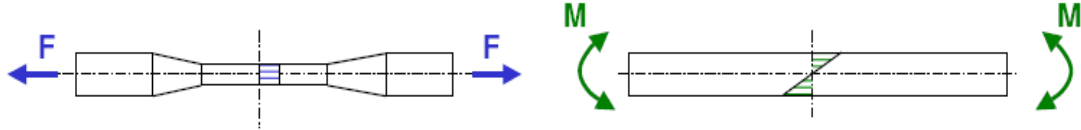


Şekil 3.10: Gerilme Yığılması Olan Kritik Bölgede Kuvvet Akışı [9]

3.3.10 Gerilme gradyanı

Gerilme gradyanı parça kesitinde gerilmenin genel olarak değişimidir. Örneğin eğilme ve burulma zorlamalarında elastik şekil değişimi bölgesinde doğrusal olarak azalarak tarafsız ekseninde sıfır değerine ulaşır.

Çapları farklı olan iki parçanın yüzeyindeki gerilme aynı ise, çapı büyük olan parçada çok daha büyük bir hacim yüksek gerilme altında kalır. Yüksek düzeyde zorlanan malzeme hacminin artması ile malzeme kusurlarının bulunma olasılığı da artacağından, büyük çaplı parçalarda eğilme veya burulma yorulma dayanımları küçük çaplılara göre daha düşüktür. Çekme veya basma zorlamalarında ise gerilme gradyanı etmeni bakımından belirgin bir boyut etkisi yoktur. Farklı yükleme koşullarında parça üzerinde oluşan gerilme gradyanı Şekil 3.11’de görülmektedir.



Şekil 3.11: Gerilme Gradyanının Etkisi [13]

3.3.11 Artık gerilmeler

Makine parçalarının üretimleri sırasında bünyelerinde oluşabilecek artık gerilmeler, işletme gerilmeleri yönünde ise yorulma ömründe önemli azalmalara neden olur. Ancak işletme gerilmesinin ters yönünde bir artık gerilme malzeme bünyesinde yaratılmışsa bu defa ömürde bir artış söz konusu olacaktır. Çünkü gerilmelerin vektörel olarak toplanabilmesi esasına göre işletme sırasında oluşacak gerilmeler önce artık gerilmenin üzerine çıkmaya çalışacağından gerçek değerinde azalmaya uğrayacak, bu ise yorulmaya neden olan gerilme genliğinin daha düşük seviyede kalmasına neden olacaktır.

Endüstriyel uygulamalarda bu etkiden çok yaygın olarak yararlanılmaktadır. Yorulmaya çalışan makine parçalarının sadece yüzeyleri ve yüzeye çok yakın bölgeleri bilye püskürtülerek plastik deformasyona uğratılmaktadır. Bu işleme bilye püskürtme adı verilmekte olup sonuçta malzeme yüzeyinde basma yönünde artık gerilme oluşturmaktadır. Böylece çekme zorlaması altında yorulmaya çalışan makine parçalarının ömürlerinde 2–10 misline varan artışlar sağlanabilmektedir.

Ancak bilyeleme işleminin kontrollü yapılması gerekmektedir. Bu işlemin şiddetini sayısal olarak belirlemede Almen Deneyi adı verilen bir yöntemden yararlanılmaktadır.

3.3.12 Metal veya alaşımın soğukta işlenmesi

Sünek metallerin soğukta işlenmeleri halinde yorulma sınırlarında bazı değişiklikler olur. Çelik çubuklarda yapılan deneyler, orta derecede işlenmiş bir elemanda yorulma dayanımının biraz arttığını göstermiştir. Daha büyük bir soğuk işlemede ise, yorulma sınırlarının azaldığı görülür. Soğuk işlemeden sonra eleman belirli bir süre kaynar suda bırakılırsa veya sabit sıcaklıkta tutulursa, azalmış olan yorulma sınırının yine biraz arttığı görülür.

Soğuk işleme dikkatli olmayı gerektiren bir işlemdir. Dikkat edilmezse elemanda çatlaklar ve önemli artık gerilmeler meydana gelebilir.

3.3.13 Frekans

Wöhler tarafından yapılan deneylerde kuvvetin tekrar sayısı dakikada 60 devir kadardı. Daha sonra Reynolds tarafından dakikada 2,500 devir için deneyler yapılmış, arkasından Hopkinson 7,000 devir/dakika'lık deneyler yaparak, yorulma dayanımlarında %10 bir artış olduğunu göstermiştir. Bugün çok daha yüksek tekrar sayılarında deneyler yapılarak, yorulma sınırlarındaki artmalar öğrenilmektedir.

Düşük frekanslarda zamanın uzamasıyla korozyon etkisi kuvvetlenmediği sürece yüksek frekanslarda da sönümlenme nedeniyle deney parçası çok fazla ısınmadığı sürece, frekans yorulma dayanımına önemli bir etki yapmaz. Çok düşük frekanslarda sürünme ve gerilme gevşemesi olayları ortaya çıkabilir. Çok yüksek frekanslarda ise yorulma dayanımının arttığı görülür.

3.3.14 Korozyonun etkisi

Makina parçaları bir kuvvet tekrarına zorlanırsa ve aynı zamanda oksitlenmeyi kolaylaştıran bir ortamda bulunursa, yorulma sınırlarında bir alçalma olur. Bu azalan sınırlara korozyon yorulması sınırları denir. Uygulamada; gemi pervanelerinin milleri, gemi yağ makinalarının soğutma suyu piston kolu, türbün kanatları, petrol kuyularında piston kolları korozyon ile birlikte yorulmaya zorlanırlar.

Metal yüzeyi su ile temasa girer, özellikle deniz suyu koroziv ortamın yaratıcısıdır. Korozyonun sonucu olarak yüzeyde ince bir kaplama kalır. Eğer ince kaplama suda

özünmez ise, korozyon sınırlı kalır ve daha ileri bir korozyona karşı korur, aksi ise paslanmadır.

Korozyonun sonucu metalde aşınma başlar. Önce yüzeyde gözle görülür bir biçimde başlar, sonra derinleştikçe derinleşir ve tekrarlı yük altında gerilme yığılmasına yol açarak kopmayı başlatır.

Aşınmış metaller, diğer aşınmamış metallere, daha düşük yorulma mukavemetine sahiptirler. Yorulma mukavemeti, korozyonun derecesine ve aynı zamanda malzemenin korozyona sebep bileşenlerine (Yağmur suyu, deniz suyu, asit vs.) bağlıdır.

Hava korozyonunun yorulma ömründe %5 ile %10 arasında bir azaltma yaptığı görülmüştür. Aşındırıcı korozyonun da aynı şekilde yorulma ömrünü azalttığı tespit edilmiştir.

3.4 Yorulma Ömrü Tahmin Modelleri

3.4.1 Tasarım felsefeleri

Modelleri incelemeye geçmeden önce hangi yorulma yaklaşımının kullanılacağına kararının verilmesi gereklidir. Parça düzenli olarak denetleniyor mu? Çatlak bulunduğunda parça işlev dışı mı olmuş yoksa herhangi bir hasar görülme olasılığında mı servis dışı bırakılıyor? Emniyetli ömür tasarımı, emniyetli hasar tasarımı ve hasar toleransı tasarımı olmak üzere üç temel yaklaşım vardır [12].

3.4.1.1 Emniyetli ömür tasarımı

Emniyetli-ömür tasarımı, önceden bilinen veya tahmin edilen çatlak başlangıç yorulma ömrü üzerine dayandırılmıştır. Bu yaklaşımda tasarlanan parça için bir ömür belirlenir ve belirlenen bu ömrün sonunda parçada herhangi bir çatlak olmasa bile parça değiştirilir. Bu yaklaşıma göre, parçalar servise sokulurken çatlak ve benzeri hatalar içermeyecek ve çalışma ömürleri boyunca bu tür hatalar oluşmayacaktır.

Bu tasarım yaklaşımının bir sonucu olarak da parçaların servis içinde denetlenmeleri gerekmeyecektir. Belirlenen emniyetli-ömrün sonunda parçalar değiştirilmektedir. Örneğin havacılık sektörünü ele alacak olursak, belirli bir iniş sayısına göre tasarım edilen iniş takımları, belirli bir uçuş saatine göre tasarımılanan helikopter rotoru belirlenen emniyetli ömrün sonunda mutlaka değiştirilir.

Emniyetli-ömür yaklaşımı, 1960'lı yıllarda tüm yeni tasarımlarda temel kabul edilmiş ve başarılı görülmüştür. 1969'da F-111'in düşmesiyle, emniyetli-ömür yaklaşımının aksaklıkları incelenmeye başlanmıştır. Herhangi bir hasar almadan çalışma ömrünü dolduracakları varsayılan bazı parçaların tam aksine çatlaklar içerdikleri ve bu çatlakların, çalışma yükleri altında ve çoğu kez ortamın korozyon etkisi ile hızlanmış olarak büyüyebildikleri görüldü. Çatlakların kararsız kırılmanın başladığı kritik büyüklüğe ulaşmaları için gereken zamanın öngörülen çalışma ömründen çok daha kısa olabileceği görülmüştür.

Gerçekte parçaların çatlak ve benzeri hatalardan tamamen soyutlanmış olarak servise sokuldukları varsayımı genelde geçersizdir. Bu yaklaşımın bir dezavantajı da parçaların gerçek ömründen yararlanmaya imkân vermemesidir.

3.4.1.2 Emniyetli hasar tasarımı

Emniyetli-hasar tasarımında ise parçada hasarsız tespit yöntemleriyle çatlak tespit edilse dahi parça serviste kalır ve parça, çatlak tehlikeli bir konuma gelmeden tamir edilir. Bu tasarımda çatlak içeren parçaya, çalışma şartlarında riskin olmaması ve çatlak ilerlemesinin yavaş olması şartıyla izin verilebilir. Yavaş çatlak büyümeli parçaların tasarı ve denetlenmesinde temel koşul, belirli bir sınır değere ulaşınca kadar, çatlak büyümesinin tam bir kontrol altında olması ve izlenebilmesidir.

Emniyetli-hasar yaklaşımıyla tasarlanan yapılar birden fazla yük yollarına sahiptir. Eğer, herhangi bir parça üzerine düşen görevi yapamaz ya da yükü karşılayamaz duruma gelirse, geri kalanlar çalışma yükünü taşımaya devam edeceklerdir. İzin verilen çatlakların kontrol ile bulunabilmesi amacıyla, kontrol edilebilir çatlak başlangıç değeri için gerekli ömür belirlenir ve ilk kontrol zamanının belirlenmesi için bulunan ömür bir güvenlik katsayısına bölünür. Eğer çatlak bulunursa, parça hemen tamir edilmelidir. Eğer çatlak yoksa parça bir sonraki bakıma kadar servise devam eder. Sonraki kontroller için, çatlak ilerleme hızına bağlı olarak gerekli zaman belirlenir. Kontrol aralıkları hesaplama ve/veya deneysel olarak elde edilen çatlak ilerleme eğrisinden belirlenir.

3.4.1.3 Hasar toleransı tasarımı

Emniyetli-ömür ve emniyetli-hasar tasarım prensipleri geliştirilerek bugün özellikle havacılık sektöründe yoğun olarak kullanılan hasar toleransı tasarımına ulaşılmıştır. Hasar toleransı tasarımı malzemede olması mümkün bazı hatalara rağmen yapısal bütünlüğün sağlanmasının mümkün olduğunun bilinmesi ile geliştirilmiştir. Hasar toleransı tasarımının kabulleri şunlardır;

- 1) Bütün önlemlerin alınmış olmasına rağmen bir veya daha fazla sebepten dolayı hasar meydana gelir,
- 2) Hasar (çatlak) uygun bir kontrol yöntemiyle tespit edilir ve tamiri planlanır,
- 3) Tamir edilene kadar, hasara rağmen yapı yük taşımaya devam eder.

Göz önüne alınması gereken ana değişkenler; çatlak kontrol edilebilirliği, çatlak ilerleme aralığı ve kritik çatlak uzunluğudur. Bu değişkenlerden herhangi birindeki artış ve çatlak veya parça üzerine gelen yükteki azalış kontrol aralığını artırır. Servis ömrü sırasında meydana gelmesi mümkün tüm hasarlar için uygun kontrol yöntemleri hasar toleransı yaklaşımı için şarttır.

3.4.2 Teorik yaklaşımlar

Herhangi bir yorulma ömrü yaklaşımı, yeni bir parçanın tasarımı, boyutlandırma ya da mevcut bir parçanın analizi için kullanılabilir. Yorulma ömrü tahmini yöntemlerindeki gelişmeler parçaların yeniden tasarımı için harcanan büyük maliyetleri düşürmüştür. Ancak hiçbir tahmin yöntemi parçanın test edilmesi gerekliliğini tamamen ortadan kaldıramamıştır. Üç temel yorulma ömrü tahmin modeli kullanılmaktadır [13]. Bunlar:

- 1) Gerilme-Ömür Yaklaşımı
- 2) Birim Uzama-Ömür Yaklaşımı
- 3) Çatlak İlerlemesi Yaklaşımı

Zaman ve para açısından ekonomiklik analiz tekniğini seçtiğimiz zaman ortaya çıkmaktadır. Gerilme-Ömür modeli yöntemler arasında en ucuz ve en çabuk cevap veren tekniktir. Son yıllarda düşük maliyetli bilgisayarlar ve analiz programlarındaki gelişmelere paralel olarak bu maliyetler de muazzam oranlarda azalmıştır.

4. GERİLME-ÖMÜR YAKLAŞIMI İLE YORULMA HESAPLARI

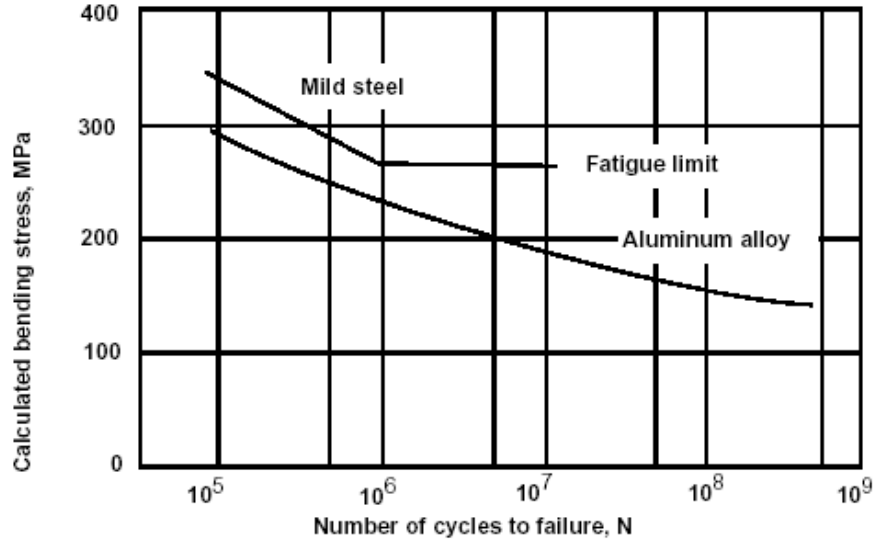
Gerilme-Ömür Yaklaşımı, Metallerdeki hasar birikimini anlamada kullanılmaya başlanan ilk yöntemdir. 100 yıla yakın bir süre standart yorulma tasarım metodu olarak kullanılmıştır. Bu metot, özellikle yorulma ömrü 10 milyon çevrimin üzerinde olan transmisyon şaftları gibi, ömrün uzun olduğu uygulamalarda ve gerilme değerlerinin elastik sınırlarda kaldığı uygulamalarda halen kullanılmaktadır. Bu yöntemin temelleri oldukça basit ve anlaşılması kolay esaslara dayanmakta olup, düşük ömürlü uygulamalarda tatmin edici sonuçlar vermezler. Dahası, yükleme sıralaması gibi farklı çeşitte yüklemelerin uygulandığı çalışmalarda ve çok eksenli zorlamalarda sonuç vermez.

4.1 Gerilme-Yorulma Hasar Ömrü İlişkisi

Bir malzemeye, ortalama gerilmesi sıfır olan bir çevrimsel zorlanma uygulandığında, yorulma hasarının değişken gerilme genliğine bağlı olarak hangi çevrimde oluşacağını bildiren grafik verilere Wöhler Eğrileri (veya S-N Eğrileri) adı verilmektedir.

S-N eğrileri metal veya alaşımın kristal yapısına bağlı olarak farklı özellikler göstermektedir. Örneğin hacim merkezli kübik yapıya sahip metaller (özellikle demir ve çelikler) belirli bir gerilme genliğinin altındaki zorlanmalarda yorulmaya uğramamaktadır. Bunu belirleyen eşik değere yorulma sınırı adı verilir ve o metalin yorulma dayanımını belirler.

Demir dışı, yani yüzey merkezli kübik ya da sıkı düzen hegzagonal yapıya sahip metal ve alaşımlarda bu özelliğe rastlanmaz. Diğer bir deyişle gerilme genliğinin azalmasıyla ömürde sürekli bir artış söz konusudur. Farklı malzemelere ait tipik S-N eğrileri Şekil 4.1’de görülmektedir.

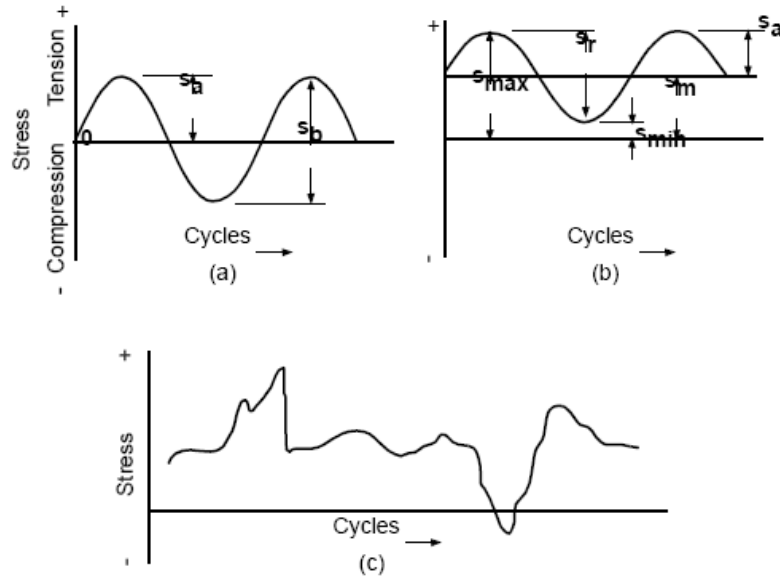


Şekil 4.1: Bazı Malzemeler İçin Tipik S-N Eğrileri [8]

Yorulma hasarının 10⁴ çevrimden önce oluşması özel durumu kısa ömürlü yorulma olarak adlandırılır. Bu yorulma türünde yorulma mekanizmasını, artık gerilme genliğinin seviyesi değil birim şekil değişiminin seviyesi kontrol etmektedir.

4.2 Yorulma Hasarına Yol Açan Gerilme Çevrim Türleri

Yorulma hasarına yol açabilecek tipik gerilme çevrimleri şekil 4.2’de görülmektedir;



Şekil 4.2: A) Tam Tersinir, B) Ötelenmiş, C) Rasgele gerilme çevrimleri [10]

Sabit hızda dönen milleri yorulmaya zorlayan gerilme çevrimi tam tersinir gerilme çevrimidir ve sinüs eğrisi şeklindedir. Pozitif işaret çekme gerilmelerini, negatif işaret ise basma gerilmelerini ifade etmektedir. Tersinir çevrimde gerilme genlikleri

eşit büyüklükte fakat ters işaretlidir. Ötelenmiş gerilme çevrimi daha sık karşılaşılan bir durumdur. Burada maksimum ve minimum gerilmeler eşit değildir. Gerçek yapıları zorlayan gerilme çevrimi diğerlerine göre çok daha karmaşık olan rasgele gerilme çevrimidir. Yorulma hesabını gerçekleştirebilmek için makinaların üzerine gelen yüklerin şekildeki zorlanma tiplerinden biriyle tanımlanması gereklidir. Bu tanımlamayı yapabilmek için S_m ortalama gerilme, S_a gerilme genliği, S_{max} maksimum gerilme, S_{min} minimum gerilme, S_r gerilme aralığı ve R gerilme oranı olmak üzere şu matematiksel ifadeler kullanılabilir [10,12,13];

$$S_r = S_{max} - S_{min} \quad (4.1)$$

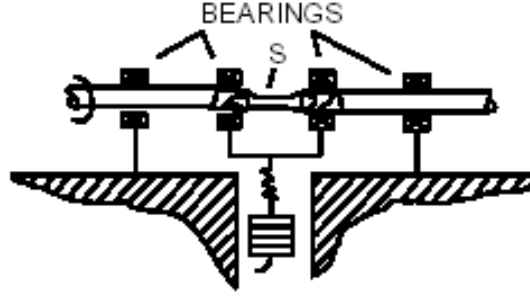
$$S_a = \frac{S_r}{2} = \frac{(S_{max} - S_{min})}{2} \quad (4.2)$$

$$S_m = \frac{(S_{max} + S_{min})}{2} \quad (4.3)$$

$$R = \frac{S_{min}}{S_{max}} \quad (4.4)$$

4.3 S-N Eğrisinin Oluşturulması

Yorulma özelliklerinin belirlenmesinde genellikle tersinir gerilme çevrimi ($R = -1$) esas alınır. Örnek olarak Şekil 4.3'te görülen R.R. Moore testi ele alınırsa; bu testte kum saati şekline sahip silindirik bir numuneye sabit 1,750 dev/dk'lık moment uygulayabilmek için 4 noktadan kuvvet uygulanmaktadır. Numuneler 6–8 mm çap aralığında olup genellikle testten önce yüzeyleri parlatılmaktadır.



Şekil 4.3: R.R. Moore Yorulma Test Düzeneği [10]

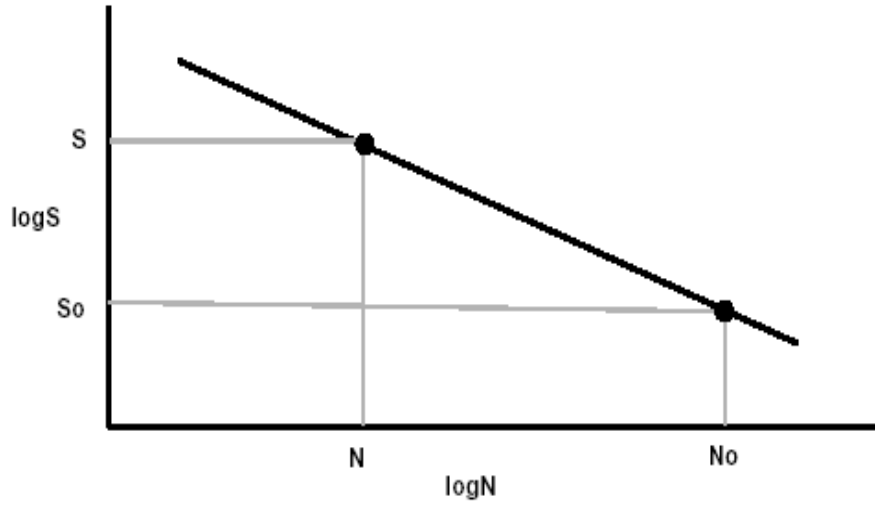
S kesitte oluşan nominal gerilme, M eğilme momenti, I atalet momenti ve c yüzeyin tarafsız eksenden olan mesafesi olmak üzere, parçanın yüzeyinde oluşan gerilme, elastik-kiriş teorisi ile hesaplanabilir [10].

$$S = \frac{M}{I} \cdot c \quad (4.5)$$

Silindirik kesite sahip parça için kesitte oluşan gerilme, d silindirik parçanın çapı olmak üzere, aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$S = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad (4.6)$$

Genelde S-N eğrisini elde edebilmek için 15 adet laboratuvar testi yapılır. İlk test malzemenin akma sınırının 2/3'ü düzeyinde bir gerilmede gerçekleştirilir. Bu aşamada, kırılmanın oldukça küçük bir tekrarda gerçekleşmesi beklenir. Bundan sonra, bir ya da iki test örneği en az 10^7 tekrara kadar kırılmadan dayanana kadar test gerilmesi düşürülür. Bunu gerçekleştirebilen malzemeler için kırılmanın gerçekleşmediği en yüksek gerilme değeri “Yorulma limiti” olarak belirlenir. Eğer malzeme bu durumu gerçekleştiremiyorsa, yani bir yorulma limiti belirlenemiyorsa, testler genelde 10^7 - 10^8 tekrar arasında durdurulur ve dayanım limiti tanımlanır. Testlerin sonuçları genelde çok dağınık ve geniş aralıklarda çıkma eğilimindedir. Bu sebeple, sonuçlar istatistikî yöntemlerle ideal hale getirilir ve S-N eğrisi Şekil 4.4'teki gibi log-log grafiklerle gösterilir.



Şekil 4.4: Logaritmik Skalada Çizilmiş S-N Eğrisi [10]

S-N eğrisi logaritmik skalada elde edildiğinde, makine parçası üzerine etkiyen gerilme genliği ile bu genlikte hasarın meydana geleceği çevrim sayısı arasındaki ilişki lineer bir doğruyla gösterilebilir. Doğrunun eğimi b , Basquin üsteli, aşağıdaki formülle hesaplanır [10];

$$b = -\frac{\log S - \log S_0}{\log N_0 - \log N} \quad (4.7)$$

$$\log N_0 - \log N = -\frac{1}{b} \cdot \log\left(\frac{S}{S_0}\right) \quad (4.8)$$

$$\log N = \log N_0 + \frac{1}{b} \cdot \log\left(\frac{S}{S_0}\right) \quad (4.9)$$

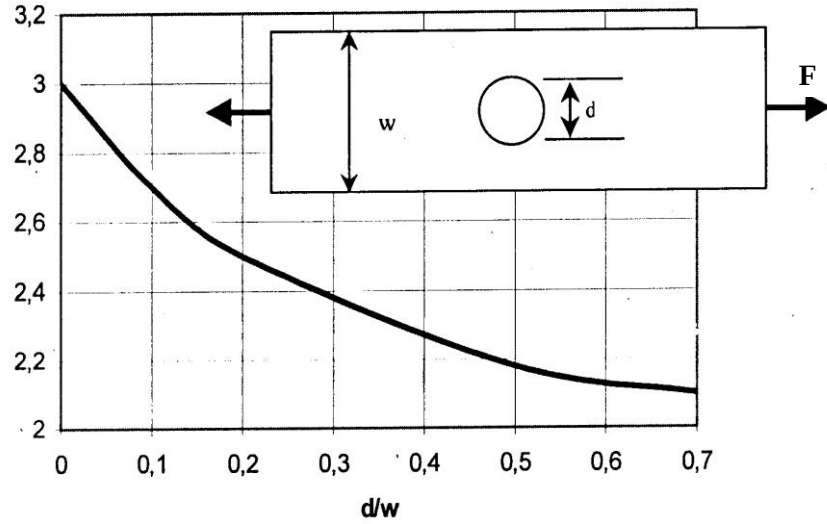
$$N = N_0 \cdot \left(\frac{S}{S_0}\right)^{\frac{1}{b}} = N_0 \cdot \left(\frac{S}{S_0}\right)^k, \quad k=1/b \text{ olmak üzere} \quad (4.10)$$

N_0 ve S_0 değerleri malzemeye ait karakteristik değerler olan yorulma sınırı değerleri olarak seçilirse, makine parçası üzerine gelen herhangi bir gerilme genliği değerine karşılık parçanın ne zaman kırılacağı bu formülle hesaplanabilir.

$$N = \left(\frac{S}{S_e}\right)^k \cdot N_e \quad (4.11)$$

4.4 Gerilme-Ömür Yaklaşımında Gerilme Yığılmasının Analizi

Gerilme yığılması yorulmayı oluşturan ya da gerilmeyi arttıran önemli faktörlerden bir tanesidir. Normal olarak deneyler çentiksiz düz olarak nitelendirdiğimiz parlatılmış numuneler üzerinde yapılmakta ve gerilme-ömür yaklaşımı bu düşünce tarzında uygulanmaktadır. Özellikle yüksek ömürlü uygulamalarda çentikte etkisinin elastik sınırlar içinde kaldığı durumlarda çok kullanılmaktadır. Bu yöntem, çentik etkisinin elastik olmayan sınırlara ulaştığı uygulamalarda ve yüklemenin sıra ile değiştiği uygulamalarda sonuç vermez. Şekil 4.5'te tek eksenli olarak yüklenmiş ortasında dairesel delik bulunan düzlemsel plakada teorik gerilme yığılması faktörünün değişimi görülmektedir.



Şekil 4.5: Tek Eksenli Olarak Yüklenmiş Ortasında Dairesel Delik Bulunan Düzlemsel Plakada Teorik Gerilme Yığılması Faktörü

Yapılar genellikle bazı geometrik formları ve mikro yapı düzensizliklerini içerirler. Bu düzensizlikler ve devamsızlıkların olduğu bölgelerde, gerilme yığılmaları sıklıkla bölgesel olarak gerilmelerin normal gerilme değerinden maksimum seviyesine çıkmasına yol açarlar. İdeal elastik malzemelerde, bu gerilmelerin birbirine oranı teorik gerilme yığılma faktörü K_t ' yi vermektedir.

$$K_t = \frac{S_{\max}}{S} \quad (4.12)$$

Bu faktör tamamen geometriye ve yükleme moduna bağlıdır. Stres-life yaklaşımında çentik etkisi yorulma çentik etkisi K_f ile ifade edilir. Bu değer, çentiksiz numunenin yorulma mukavemetinin, çentikli numunenin yorulma mukavemetine oranı ile hesaplanır.

$$K_f = \frac{S_{e,\text{çentiksiz}}}{S_{e,\text{çentikli}}} \quad (4.13)$$

Genelde, K_f değeri K_t değerinden küçüktür. Aynı zamanda teorik gerilme yığılması faktörü sadece geometriye ve yükleme şekline bağlıdır. Yorulma çentik etkisi faktörü ise aynı zamanda malzeme davranışına bağlıdır. Bu ek etkileri de ifade edebilmek için a , çentik duyarlılık faktörü ve q ise yorulma çentik etkisi ile teorik gerilme yığılması faktörü arasındaki bağıntıyla tanımlanan faktörleri de açıklamak gerekmektedir.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (4.14)$$

Tanımlandığı gibi q faktörü sıfırdan (çentik etkisi yok $K_f = 1$) iki değer birbirine eşit olmasına kadar çeşitli değerler ($K_f = K_t$) alabilmektedir. Araştırmacılar tarafından yapılan çeşitli deneysel ölçümler ve q 'nun tanımı için oluşturulan analitik ifadeler öncelikle Petersson ve Neuber tarafından ortaya konmuştur. Petersson çentik hassasiyet katsayısını malzemeye ve çentik taban yarıçapına bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}} \quad (4.15)$$

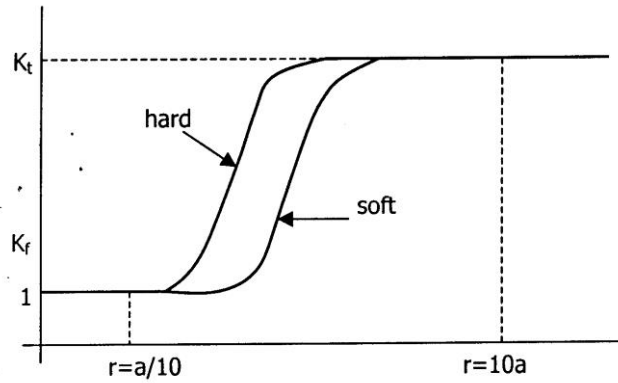
Burada, r çentik taban yarıçapı, a ise malzeme sabitidir. Yukarıdaki ifadeler bir araya getirilip eşitlik düzenlenirse aşağıdaki ifade elde edilir.

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{a}{r}} \quad (4.16)$$

Çelikler için farklı durumlarda aşağıdaki değerler kullanılabilir;

- * Normalize edilmiş çelikler için $a = 0,001$ (BHN=170)
- * Su verilmiş ve temperlenmiş çelikler için $a = 0,0025$ (BHN=360)
- * yüksek sertlikteki çelikler için $a = 0,001$ (BHN=600)

Yukarıdaki değerlerden yola çıkarak, Peterson'un çentik duyarlılık tanımı ile çentik taban yarıçapının etkisi R ve K_f , sert ve yumuşak çelikler için çizilebilir. Aşağıdaki Şekil 4.6 bu etkinin değişimini vermektedir.



Şekil 4.6: Çentik Duyarlılık Faktörüne Çentik Taban Yarıçapının Etkisi [11]

R 'nin K_f üzerindeki değişiminin etkisi en fazla $r = a$ değerinde olmakta, diğer taraftan K_f r 'nin $a/10$ 'dan küçük olduğu değerlerde $10a$ 'ya eşit olduğu değerden daha çok etkilenmektedir.

Neuber tarafından yapılmış olan alternatif bir çalışmada ise gerilme yığılması faktörü aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{p}{r}}} \quad (4.17)$$

Burada da, r çentik taban yarıçapı, p ise malzemenin tane büyüklüğüne bağlı bir parametredir. Yukarıda tanımlanan çentik duyarlılık faktörü sadece malzeme özelliklerinin bir fonksiyonu olmayıp, aynı zamanda çentik taban yarıçapı r 'nin de bir fonksiyonudur. q ile p arasında verilen ifade de aşağıdaki gibidir:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{p}{r}}} \quad (4.18)$$

Peterson ve Neuber'in ifadeleri arasında ilişkiler analizler ile karşılaştırıldığında küçük farklılıklar göze çarpmaktadır. Ancak sonuç olarak ikisinde de q malzeme, çentik geometrisi ve çentik boyutu ile ilgilidir.

Son yıllarda sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yapılan gerilme yığılması hesaplama çalışmalarının sayısı giderek artmaktadır. Bu çalışmada da nokta kaynak çevresindeki gerilme yığılmalarının hesaplanması çalışmaları bir sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

4.5 Yorulma Hesapları

Standart eğilme testi, yaklaşık 6mm çapındaki yüzeyi parlatılmış numuneler için tam tersinir ($R = -1$) yükleme şartları altında gerçekleştirilmektedir. Ancak çalışma şartlarındaki makine parçaları, boyut, yüzey şartları, darbe etkisi, çentik etkisi, ortalama gerilme, sıcaklık ve içyapı etmenlerinden dolayı test numunesinden farklı yorulma dayanım değerine sahiptir.

Gerçek çalışma şartlarındaki makine parçaları için bu parametrelerin etkisinin belirlenip test numunesi için elde edilen yorulma dayanımının düzeltilmesi gerekir. Düzeltme katsayıları ile yeniden tanımlanan bu sınıra indirgenmiş yorulma dayanımı (S'_e) adı verilmektedir.

$$S'_e = S_e \cdot C_{notch} \cdot C_{size} \cdot C_{load} \cdot C_{surface} \cdot \dots \quad (4.19)$$

Yorulma hesaplarının gerçekleştirilebilmesi için indirgenmiş yorulma dayanımının hesaplanması gerekmektedir. Buda ancak doğru düzeltme katsayılarının bilinmesi ile mümkün olabilir. Bölüm 3.3.'de ayrıntılı olarak incelenen yorulmaya etki eden faktörlerin düzeltme katsayıları literatürdeki tablolardan ya da laboratuvar ortamında gerçekleştirilecek test sonuçlarından elde edilebilir.

Gerilme-Ömür yaklaşımı ile yorulma ömür hesabının nasıl yapıldığını bir örnek üzerinde inceleyelim [10];

Bir parça kullanım esnasında tekrarlı yüklemeye maruz kalmaktadır. Spektrumdaki maksimum gerilme 759 Mpa, minimum gerilme ise 69 Mpa'dır. Parçanın malzemesi çeliktir ve çekme dayanımı 1035 MPa'dır. Malzemenin dayanım limiti ise ($N=10^6$ için) 414 Mpa ve tersinir tekrarda 1000 çevrimde gerilme 759 Mpa'dır. Bu makina parçasının ömrünü hesaplayalım;

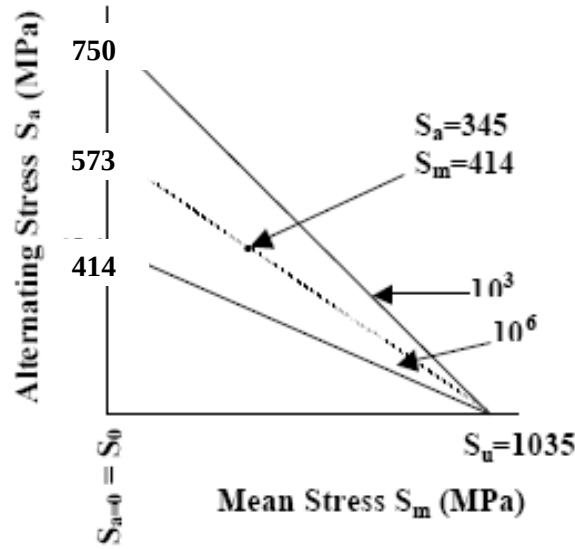
$$S_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} = \frac{759 - 69}{2} = 345 \text{ Mpa} \quad (4.20)$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{759 + 69}{2} = 414 \text{ Mpa} \quad (4.21)$$

Goodman'a göre düzeltilmiş gerilme genliği;

$$\frac{S_a}{S'_a} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \rightarrow \frac{345}{S'_a} + \frac{414}{1035} = 1 \rightarrow S'_a = 573 \text{ Mpa} \quad (4.22)$$

Şekil 4.7'de sabit ömür eğrilerini çizerek olursak;



Şekil 4.7: Goodman Diyagramı [13]

Şimdi yorulma ömür hesabı denkleminde ömrü hesaplayabiliriz;

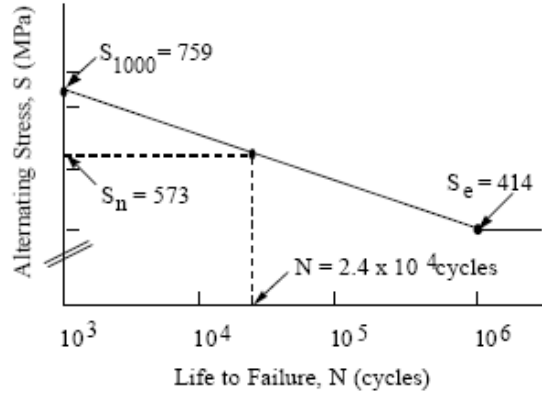
$$b = -\frac{\log S - \log S_0}{\log N_0 - \log N} = -\frac{\log 759 - \log 414}{\log 10^6 - \log 10^3} = -0.088 \quad (4.23)$$

$$k = -\frac{1}{b} = -11.4 \quad (4.24)$$

$$N = \left(\frac{S}{S_e}\right)^k \cdot N_e = \left(\frac{573}{414}\right)^{-11.4} \cdot 10^6 = 2.4 \cdot 10^4 \quad (4.25)$$

Makina parçası üzerinde yorulma dayanımını etkileyecek unsurlardan birinin etkili olması durumunda, bu hesaplarda kullanılan yorulma dayanımı yerine indirgenmiş

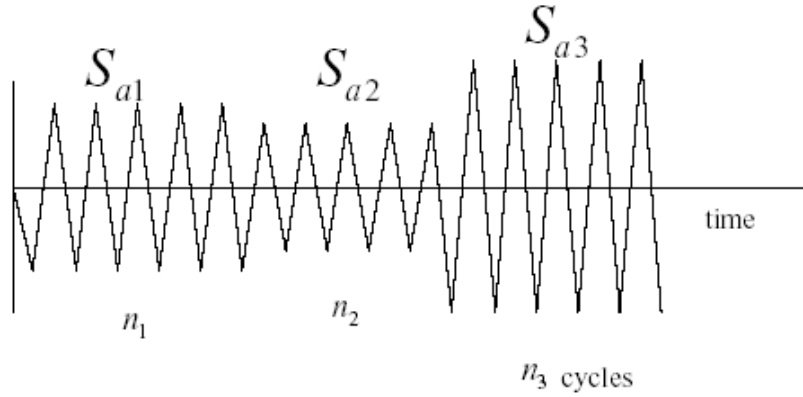
yorulma dayanımı kullanılmalıdır. Şekil 4.8’de Goodman Diyagramından elde edilen S-N eğrisi görülmektedir.



Şekil 4.8: Goodman Diyagramından Elde Edilen S-N Eğrisi [13]

4.6 Toplam Hasar Kavramı ve Palmgren-Miner Kuralı

Makina parçaları, gerçek çalışma şartlarında Şekil 4.9’da görülen değişken genlikli yüklemelere maruz kalırlar. Bu durumda yorulma ömrünü hesaplayabilmek için toplam hasar kavramı ve onun sonucu olarak ortaya çıkan ve çok yaygın olarak kullanılan Palmgren-Miner Kuralı ortaya çıkar [10].



Şekil 4.9: Değişken Genliğe Sahip Blok Yükleme [8]

Makina parçasının yukarıdaki şekildeki gibi bir zorlanmayla karşı karşıya olduğu düşünülürse Miner kuralı;

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} + \dots = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (4.26)$$

şeklinde ifade edilir. Burada, S_{ai} değerleri dinamik zorlanmaya maruz kalan makina parçası üzerine etkiyen gerilme genliği değerleri, N_i ise bu gerilme genliği değerleri uygulandığında elde edilecek hasar çevrim sayıları, n_i ise o gerilme seviyesinde makine parçasının maruz kaldığı çevrim sayılarıdır. Şekilde bir blok yükleme görülmektedir (n_1 kez S_{a1} , n_2 kez S_{a2} ye maruz kalınması... gibi). Burada amaç, belirtilen blok spektrumdan kaç kez uygulandığında parçanın kırılacağıının belirlenmesidir. Palmgren-Miner kuralına göre; eğer elimizde S-N eğrisi varsa ve blok yüklemeden de hangi gerilme seviyesinden hangi tekrarda karşılaşıldığını biliyorsak, o kadarlık tekrarın ömrün kaçta kaçını tükettiğini belirleyebiliriz ve bunların toplamı 1 olduğunda parçanın toplam ömrü belirlenmiş olur. Palmgren-Miner kuralı ile ömür hesabının nasıl yapıldığını bir örnek üzerinde inceleyelim;

Çelik bir parçanın yorulma ömrü belirlenmeye çalışılmaktadır. Parçaya Strain-Gauge'ler takılarak ilk bir yıldaki davranışı gözlenmeye çalışılmış ve tablodaki veriler elde edilmiştir. Parça atmosfer şartlarında görev yapmakta olup, bu şartlardaki yorulma limiti 157 Mpa olarak belirlenmiştir. Ayrıca, tabloda belirtilen gerilme seviyelerinin sadece birinin uygulanmasıyla parçanın dayanımı aşağıdaki eşitlikle verilmiştir. Buna göre, parçanın yorulma ömrünü hesaplayalım;

Tablo 4.1: Makina Parçası Üzerinden Alınan Strain-Gage Verileri [13]

Strain Gage Kayıtları	Gerilme Genliği (MPa)	Tekrar Sayısı
$1.45 \cdot 10^{-3}$	300	500
$1.21 \cdot 10^{-3}$	250	2,500
$0.98 \cdot 10^{-3}$	203	15,000
$0.76 \cdot 10^{-3}$	157	120,300
$0.68 \cdot 10^{-3}$	140	400,000
$0.60 \cdot 10^{-3}$	124	1,000,000
$0.54 \cdot 10^{-3}$	112	3,000,000
$0.45 \cdot 10^{-3}$	93	5,000,000

Malzemenin özellikleri nedeniyle 157 Mpa ve üstündeki gerilmeler yapının yorulma ömrünü etkilemektedir.

Tablo 4.2: Palmgren-Miner Kuralına Göre Hasar Hesaplaması [13]

Gerilme Genliği	n	N	Hasar (n/N)
300	500	50,008	0.0100
250	2,500	228,496	0.0109
203	15,000	1,295,912	0.0116
157	120,300	11,029,143	0.0109
140	400,000	28,661,808	0.0140
124	1,000,000	78,799,127	0.0127
112	3,000,000	184,027,950	0.0163
93	5,000,000	866,310,106	0.0058

Palmgren-Miner kuralı işletilirse, yapı bir yılda $(0.01+0.0109+0.0116+0.0109)=0,0434$ 'lük bir yorulmaya maruz kalacaktır. Bu da $10,0434= 23$ yıla tekabül eder.

4.7 Gerilme-Ömür Yaklaşımının Avantajları

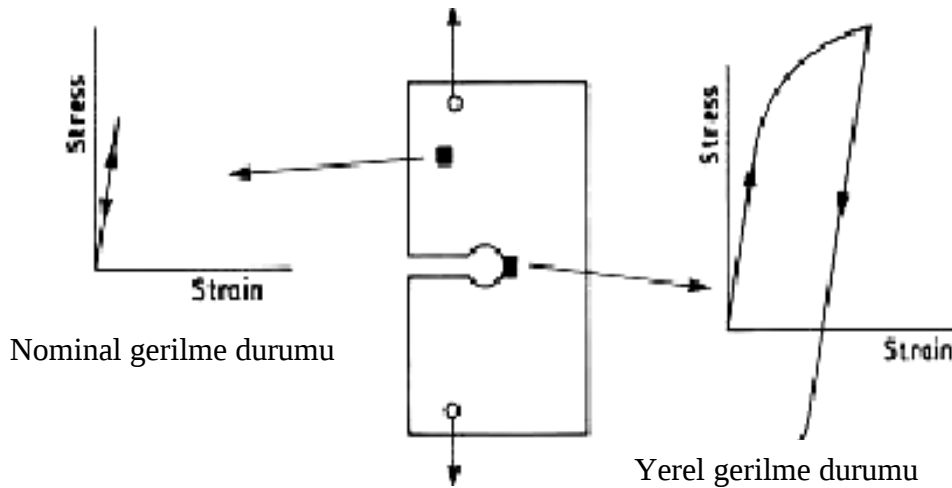
Bu metot için gerekli olan analiz ve malzeme sabitleri ihtiyacı son derece basittir. Bu metot uzun yorulma ömrü ve sabit genlik değerleri için çok iyi tanımlanabilmektedir. Yüzey işleme, yük konfigürasyonları ve çevre koşulları için son derece çeşitli varyasyonlar ve uygulama verileri mevcuttur.

4.8 Gerilme-Ömür Yaklaşımının Dezavantajları

Bu metot tamamen ampirik olup, eksikliği mekanizmaların yorulması ile ilgili olan ifadeler diğer metotlar tarafından tanımlanabilmektedir. Çoğu ampirik ifade, orta ömürlü çeliklerin test edilmesi sonucu elde edilmiş olup, yeni bir malzemenin testi yapılırken yeni testlerin yapılması gerekmektedir. Malzemelerin Gerçek gerilme-birim şekil değişimi cevapları tam elastik birim şekil değişimlerinde ihmal edilmektedir. S-N metodu yaklaşımı çatlak oluşumunu ve ilerleme safhalarını ayırt etmez. Ancak hasar içeriği konusunda sınırlı bilgiler verir.

5. BİRİM UZAMA-ÖMÜR YAKLAŞIMI İLE YORULMA HESAPLARI

Makina parçalarının yüksek gerilmelere maruz kalması durumunda plastiklik ön plana çıkar ve şekil değiştirme esaslı bir yaklaşıma ihtiyaç duyulur. Yorulma testleri sonucunda 10^4 çevrimden daha düşük çevrim sayılarında hasara uğrayan makine parçalarının ömür tayini hesaplarında, gerilme yığılması olan bölgelerde meydana gelen kalıcı şekil değişimini de hesaba katan birim uzama-ömür yaklaşımı kullanılmaktadır. Literatürde kısa ömürlü yorulma olayının modellenmesinde kullanılan birim-uzama ömür yaklaşımında kontrol değişkeni birim şekil değişiminin genliğidir [10,13].



Şekil 5.1: Birim Uzama-Ömür Yaklaşımı [13]

Delikli bir parça üzerinde çekme testi uygularsak delikten uzak bölgelerin elastik bölgede kalmasına rağmen özellikle delik kenarlarında yüksek gerilme değerleri ve buna bağlı kalıcı şekil değişimleri meydana gelir. Yüksek gerilme değerleri altında tekrarlı yüklemeye maruz kalan makina parçaları üzerinde meydana gelen kalıcı şekil değişimleri her çevrimde artarak kısa ömürlü yorulmaya yol açmaktadır.

Gerilme-ömür yaklaşımı yalnızca gerilme genliğinin düşük olduğu yüksek yorulma ömürlerine sahip tasarımlarda iyi sonuçlar vermesine rağmen birim uzama-ömür yaklaşımı her durumda kullanılabilir. Gerilme genlik değerleri düşük olduğunda bu gerilmelere karşılık gelen birim uzamalarda düşük kalmakta ve aradaki doğrusal

ilişki korunmaktadır. Ancak, makina parçaları üzerine uygulanan kuvvetler arttıkça kalıcı şekil değişimleri meydana gelmekte ve gerilme ile birim uzama arasındaki doğrusal ilişki ortadan kalkmaktadır. Dolayısıyla, kısa ömürlü yorulma hesaplarını gerçekleştirebilmek için doğrusal denklemler üzerinden çalışan gerilme-ömür yaklaşımı yerine gerilme ile birim uzama arasındaki ilişkiyi doğrusal olmayan denklemlerle yorumlayan birim uzama-ömür yaklaşımı kullanılmalıdır.

5.1 Birim Uzama-Ömür Eğrisinin Oluşturulması

Birim uzama-ömür eğrilerinin oluşturulması için kum saati formuna sahip numuneler üzerinde sabit birim uzama genliği altında tekrarlı çekme-basma testi uygulanır. Numune üzerinde oluşan birim uzamalar bir ekstensometre yardımı ile kontrollü bir biçimde izlenir. Her bir test için toplam birim uzama genliği ve bu genliğe karşılık gelen yorulma ömrü çevrim sayısı kaydedilir. Birim uzama-ömür ilişkisini kurmak için, değişik birim uzama genliklerinde çok sayıda numune üzerinde gerçekleştirilen testler sonucunda S-N eğrisine benzer bir eğri oluşturulabilir.

1910 yılında Basquin, gerilme-ömür ilişkisini ortaya çıkarmak için gerçekleştirilen deney verilerinin logaritmik ifadeyle çizilebileceğini ifade etmiştir. Gerçek gerilme genliği kullanılarak ifade aşağıdaki halde gösterilebilir [10];

$$S_a = S'_f \cdot (2N_f)^b \quad (5.1)$$

Burada S_a gerçek çevrimsel gerilme genliğini, S'_f yorulma dayanım sabitini, $2N_f$ hasarın oluştuğu çevrim sayısını ve b Basquin üstelini göstermektedir.

S'_f ve b değerleri malzeme özelliğidir ve -0.05 ile -0.12 aralığında değerler alırlar. Yorulma dayanım sabiti, yaklaşık olarak gerçek kırılma mukavemetine eşittir. Bu değerler genellikle deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların regresyon analizi ile bulunurlar.

Basquin denklemi elastik uzama genliğine göre yeniden düzenlenirse;

$$\varepsilon_e = \frac{S_a}{E} = \frac{S'_f}{E} \cdot (2N_f)^b \quad (5.2)$$

Burada ε_e elastik birim uzama genliğini, E elastisite modülünü göstermektedir.

Basquin yaklaşımıyla elastik birim uzama tanımlandıktan sonra toplam birim uzamayı tanımlayabilmek için bu noktada kalıcı birim uzamaların tanımlanması gerekmektedir ki kısa ömürlü yorulma olayında asıl etkili olan parametre de bu kalıcı şekil değişimleridir. Manson ve Coffin'in çalışmaları kalıcı şekil değişimleri ile ömür arasındaki ilişkiyi aşağıdaki denklemle açıklamaktadır;

$$\varepsilon_p = \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c \quad (5.3)$$

Burada ε_p kalıcı birim uzama genliğini, ε'_f yorulma süneklik sabitini ve c yorulma süneklik üstelini ifade etmektedir.

ε'_f ve c değerleri malzemeye ait karakteristik özellikler olup -0.5 ve -0.8 arasında değerler almaktadır. Yorulma süneklik sabiti yaklaşık olarak gerçek kırılma birim uzaması değerine eşittir.

Sonraki yıllarda yapılan çalışmalar özellikle de Morrow tarafından, toplam birim uzama genliğinin, elastik ve plastik birim uzama bileşenlerinin toplamına eşit olduğunu göstermiştir. Şekilde toplam birim uzama-ömür eğrisi görülmektedir. Matematiksel olarak, bu eğri Basquin ve Manson-Coffin eğrilerinin toplamını temsil etmektedir.

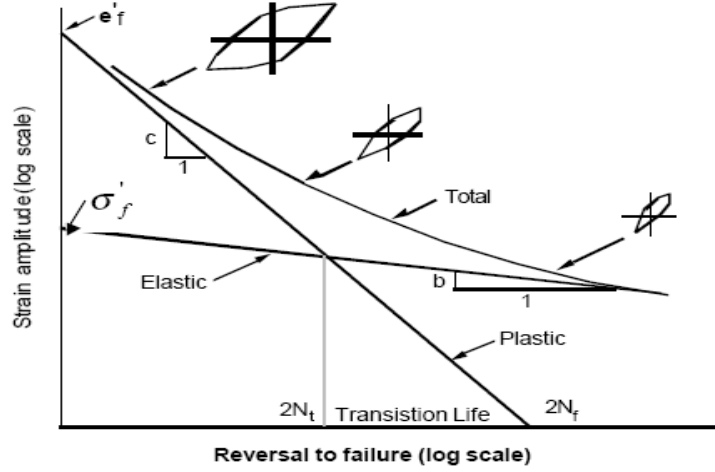
$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad (5.4)$$

$$\varepsilon_e = \frac{S'_f}{E} \cdot (2N_f)^b \quad (5.5)$$

$$\varepsilon_p = \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c \quad (5.6)$$

$$\varepsilon_t = \frac{S'_f}{E} \cdot (2N_f)^b + \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c \quad (5.7)$$

5.7 denklemi grafik olarak gösterilecek olursa Şekil 5.2'deki eğri elde edilir.



Şekil 5.2: Birim Uzama-Ömür Eğrisi [13]

Birim uzama-ömür denklemleri b , c , ε'_f ve S'_f gibi dört deneysel sabiti içermektedir. Yorulma verilerinden bu sabitleri toplayabilmek için bazı noktaların hesaba katılması gerekmektedir;

- Malzemelerin tümü birim uzama-ömür yaklaşımında kullanılan bu dört parametre ile temsil edilememektedir. Yüksek mukavemetli alüminyum alaşımlar ve titanyum alaşımları bunlara birer örnek olarak gösterilebilir.
- Bu yorulma sabitleri sınırlı sayıdaki veri noktasının eğriye uydurulması ile ifade edilirler. Bu sabitlerin değerleri eğri üzerindeki nokta sayısının arttırılması ile değiştirilebilir.
- Yorulma sabitleri, verilen aralıktaki toplanan veriler aracılığı ile tanımlanırlar bu sınırların dışına çıktığı zaman büyük hata katsayıları söz konusudur.

5.2 Ortalama Gerilmenin Etkisi

5.2.1 Morrow ortalama gerilme düzeltmesi

Birim uzama-ömür eğrisini temel alarak ortalama gerilme etkilerini düzeltmeyi ilk defa Morrow ileri sürmüştür [10]. Bu öneriye göre ortalama gerilme, birim-uzama ömür eğrisinin elastik kısmı düzeltilerek hesaplamaya katılır.

$$\varepsilon_e = \frac{(S'_f - \sigma_m)}{E} \cdot (2N_f)^b \quad (5.6)$$

Toplam birim uzama-ömür eğrisi ise aşağıdaki hali alır;

$$\varepsilon_t = \frac{(S'_f - \sigma_m)}{E} \cdot (2N_f)^b + \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c \quad (5.7)$$

Morrow eşitliğine göre, ortalama gerilme kalıcı birim uzamanın düşük değerlerinde önemlidir. Buna karşılık yüksek kalıcı şekil değişimlerinde etkisi ihmal edilebilir.

5.3 Birim Uzama-Ömür Yaklaşımının Avantajları

Kalıcı şekil değişimleri, doğru olarak modellenmiş mekanizmalar için çatlak ilerlemesine öncülük yapmaktadır. Bu yaklaşım yüksek birim uzama genliği düşük ömür durumlarında kullanılabilir. Bu yaklaşım değişken yükleme koşullarında, birikmiş hasarın hesaplanmasına daha çok müsaade etmektedir. Bu yaklaşım, daha karmaşık geometrili uygulamalara daha kolay uygulanabilmektedir. Bu yaklaşım, yorulma sürünmesinin önemli olduğu yüksek sıcaklıktaki uygulamalarda da kullanılabilir. Bu yaklaşım, malzeme davranışının değişkenliğinin önemli olduğu durumlar için uygundur.

5.4 Birim Uzama-Ömür Yaklaşımının Dezavantajları

Bu yaklaşım, daha karmaşık seviyedeki analizleri gerektirmektedir. Neuber analizi, sonlu elemanlar analizi ya da deneysel birim şekil değişimi ölçümleri gibi bazı teknikler gerilme yığılmalarını tanımlamada kullanılmalıdır. Ömür hesaplamaları sayısal iterasyonların bilgisayar ortamında çözümünü içermektedir. Bu yaklaşım, sadece çatlak oluşum ömrünü hesaplamakta kullanılmakta olup çatlak yayılması ömür tahmininde kullanılamaz. Ortalama gerilmenin ve gerilme yığılmalarının etkilerinin hesaba katılması gibi durumlarda hala ampirik ifadeler kullanılmaktadır. Birim uzama-ömür yaklaşımındaki sabitler, test edilen numunelerin durumlarıyla bağıntılıdır. İnce yüzey işleme, ısıtma işlemi gibi uygulamaları hesaba katacak bir yol mevcut değildir.

6. ÇATLAK İLERLEMESİ YAKLAŞIMI İLE YORULMA HESAPLARI

Katı bir cismin gerilmeler altında iki veya daha çok parçaya ayrılmasına kırılma denir ve genel olarak sünek ve gevrek olmak üzere iki bölüme ayrılır. Aşırı plastik şekil değişiminin bir kesitte yığılması, o noktada büzülmeye neden olur ve parçanın sonunda koparak ikiye ayrılmasını sağlar. Bu tarzda oluşan sünek kırılma sonrasında kırık yüzeyleri mat ve lifli bir görüntüye sahiptir. Gevrek kırılmada ise malzeme bünyesinde var olan veya yaratılan bir çatlak, gerilmenin etkisiyle hızla büyümekte ve önemsiz mertebelerde plastik şekil değişimi izleri bırakarak malzemenin ikiye ayrılmasını sağlamaktadır. Kırık yüzey görünüşü ise parlak ve tanelidir.

Gevrek kırılma önceden fark edilememesinden dolayı en tehlikeli kırılma türüdür. Geçmişte yaşanan büyük faciaların çoğunluğu bu tür kırılmalar sonucunda olmuştur. Önceleri bunun tasarımdan kaynaklanan hatalar neticesi olduğu düşünülse de daha sonraları bunun malzemenin gevrek kırılma davranışlarındaki bazı noktaların bilinmemesinden kaynaklandığı ortaya çıkmıştır.

Çatlak içeren bir malzemenin dayanımının nasıl saptanabileceği Kırılma Mekaniği adı verilen bilim dalının konularını oluşturmaktadır. Çatlak dibinde ya hiç, ya da çok küçük plastik deformasyon oluştuktan sonra gevrek olarak kırılma, doğrusal elastik kırılma mekaniği başlığı altında incelenmektedir. Bu tür kırılmalar malzemelerin akma dayanımlarından daha düşük gerilme seviyelerinde gerçekleşmektedir. Genel akma olayından sonra kırılma oluşmuşsa, bu artık sadece gevrek kırılma özellikleri taşımamakta, plastik şekil değişikliğinden de etkilenmektedir. Bu tür kırılmalar malzemenin akma dayanımından daha yüksek gerilmeler gerektirmekte ve elastik-plastik kırılma mekaniği başlığı altında incelenmektedir. Özel kullanımlı tasarımlar dışında endüstrinin karşılaştığı sorunların büyük kısmı doğrusal elastik kırılma mekaniği prensipleri içinde çözülebilmektedir.

6.1 Gerilme Şiddeti Faktörü Yaklaşımı

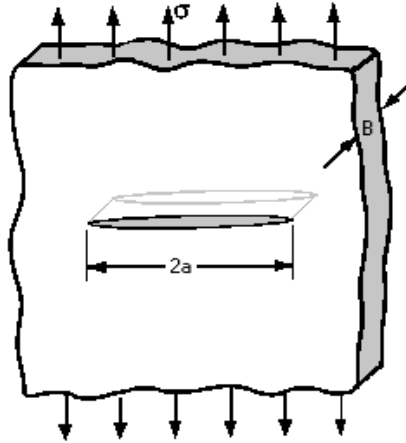
Gerilme yığılması kavramının, gevrek malzemelerin kırılması ile ilgili bazı temellerin anlaşılmasında büyük katkısı olmasına rağmen malzemelerin kırılma özelliklerini belirleyici bilgi sağlayamaması nedeniyle yaygın olarak kullanılamamaktadır. Bunun yerine Irwin, çatlak bölgesindeki yerel gerilmelerin, çatlak boyunun yarısının karekökü ile gerilme genliğinin çarpımından elde edilen değer ile değiştiğini iddia etmiştir. Bu değer, Gerilme Şiddeti Faktörü adını almakta ve sonsuz genişlikteki bir levha için

$$K = S \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (6.1)$$

şeklinde tanımlanmaktadır [8]. Böylece bir süreksizliğin veya çatlakın etrafındaki gerilme dağılımının sayısal olarak belirlenmesinde gerilme şiddeti faktörü yaklaşımı oldukça kullanışlı olmaktadır. K değerleri yükleme türüne ve parça geometrisine göre bazı katsayılarla çarpılmak suretiyle yeniden belirlenmektedir. En genel hal için gerilme şiddeti faktörü

$$K = \alpha \cdot S \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (6.2)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada α parça ve çatlak geometrisine bağlı bir parametredir.



Şekil 6.1: Sonsuz Büyüklükteki Bir Plakada Kalınlık Boyunca Mevcut Bir Çatlak İçin Geometri faktörü =1'dir

Örnek olarak Şekil 6.1'de görülen sonlu bir w genişliğine sahip ve ortasında $2a$ boyunda bir çatlak içeren ince bir levhada bu parametre

$$\alpha = \left(\frac{w}{\pi \cdot a} \right) \cdot \sqrt{\tan \left(\frac{\pi \cdot a}{w} \right)} \quad (6.3)$$

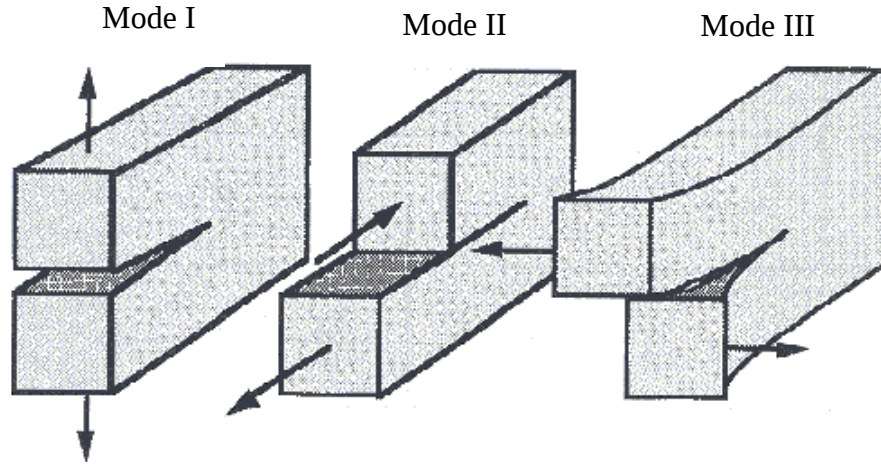
şeklindedir. Gerilme şiddetinin birimi $\text{kgf.mm}^{-3/2}$ olup bunun diğer birimlere dönüştürülmesinde aşağıdaki bağıntılardan yararlanılmaktadır;

$$1 \text{ ksi.in}^{1/2} = 3,54 \text{ kgf.mm}^{-3/2}$$

$$1 \text{ ksi.in}^{1/2} = 1,1 \text{ MPa.m}^{1/2}$$

$$1 \text{ MPa.m}^{1/2} = 3,22 \text{ kgf.mm}^{-3/2}$$

Kırılma mekaniğinde üç değişik zorlanma türü vardır. Zorlanma türü gerilme şiddeti faktörünü belirleyen K sayısının altında bir indisle belirtilir. Bu zorlanma türleri Şekil 6.2’de görülmektedir.



Şekil 6.2: Kırılma Mekaniğinde Zorlanma Türleri [8]

Zorlanma türlerinin en önemlisi ve tehlikelisi sayılanı çekme yönündeki zorlanmayla oluşan (I) durumudur. Bu durumda zorlanmayla oluşan gerilme şiddeti faktörü K_I şeklinde gösterilmektedir.

K, gerilme şiddeti faktörü kırılma mekaniğinde çok önemli bir yer tutmaktadır. Bu değer kritik bir K_c değerini aştığında çatlak ani olarak hızla büyümekte ve gevrek kırılma gerçekleşmektedir. Bu kritik değer kırılma tokluğu olarak anılmakta ve çekme türü zorlanmalar için K_{Ic} şeklinde gösterilmektedir. Bu değer aynı zamanda tıpkı çekme dayanımı, akma dayanımı gibi bir malzeme özelliğidir. Ancak bunun bir malzeme özelliği olarak kabul edilebilmesi için belirli koşullar altında saptanması gereklidir.

Kırılma tokluğu parça kalınlığından önemli ölçüde etkilenmektedir. Diğer bir deyişle gerilme durumunun düzlem gerilme veya düzlem birim şekil değişimi olması kırılma tokluğu değerlerinde değişmeye neden olur. Kırılma tokluğu ince kesitlerde yükselmekte, kesit kalınlığı arttıkça giderek azalmakta ve belirli bir değerin üzerinde artık değişmeyerek sabit kalmaktadır. Bu kırılma türünün kesitteki dağılımı ile doğrudan ilgilidir.

Plastik şekil değiştirerek kırılma daha büyük iş gerektirdiğinden ve ince kesitlerde bu tür deformasyon sonrası kırılmanın oranı fazla olduğundan tokluk değeri de artar. Ancak deformasyonla kırılmanın yüzeydeki oranı azaldıkça gevrek davranış belirginleşir ve kırma işi düşer. Böylece düzlem birim şekil değişimi halinde tokluk en düşük değerini alır. Bu tokluk değerine Düzlem Birim Şekil Değişimi Kırılma Tokluğu adı verilmekte olup ulaşılabilecek en düşük değer olduğundan kırılma mekaniği ile yapılan tasarımlarda dikkate alınmaktadır.

Bir malzeme özelliği olan kırılma tokluğu malzemenin dayanım değerlerinden kuvvetli biçimde etkilenir. Sünek ve düşük dayanıma sahip malzemeler, gevrek ve yüksek dayanımdaki malzemelere göre daha yüksek kırılma tokluğuna sahiptir. Aynı şekilde sünekliğin sıcaklık düşüşü ile azalması da tokluk değerlerinin düşmesine neden olur.

Bir malzeme özelliği olan kırılma tokluğu, diğer malzeme özellikleri ile yakından ilişkilidir. Malzemenin akma ve çekme dayanımı arttığında kırılma tokluğu azalmaktadır. Aynı değişim süneklik için de geçerli olup tok ve sünek malzemelerde kırılma tokluğu yüksek değerler almaktadır. Darbe dayanımı değerleri de kırılma tokluğu değerlerine paralellik göstermektedir.

6.2 Kritik Çatlak Boyunun Hesaplanması

Bir malzemenin kırılma tokluğu belirli ise ve doğrusal elastik kırılma mekaniğinin geçerli olduğu zorlanma şartları mevcutsa kırılmaya yol açacak kritik çatlak büyüklüğü

$$a_{kr} = \frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{K_{IC}}{\alpha \cdot S} \right)^2 \quad (6.4)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir [8]. Diğer bir deyişle, kırılmanın gerçekleşmesi için her gerilme seviyesi için bir kritik çatlak büyüklüğü olduğu söylenebilir. Malzemedeki çatlak bu boyutta ise hasar oluşur, bu değerden küçükse çatlak kritik değere ulaşana kadar kararlı bir şekilde ilerler. Dolayısıyla malzemelerin kırılma tokluklarının yanı sıra çatlak ilerleme özellikleri de önem taşımaktadır. Diğer bir söyleyişle, mevcut bir çatlağın kritik boya ne hızda büyüyebileceği hakkında da bilgi sahibi olunması gerekmektedir.

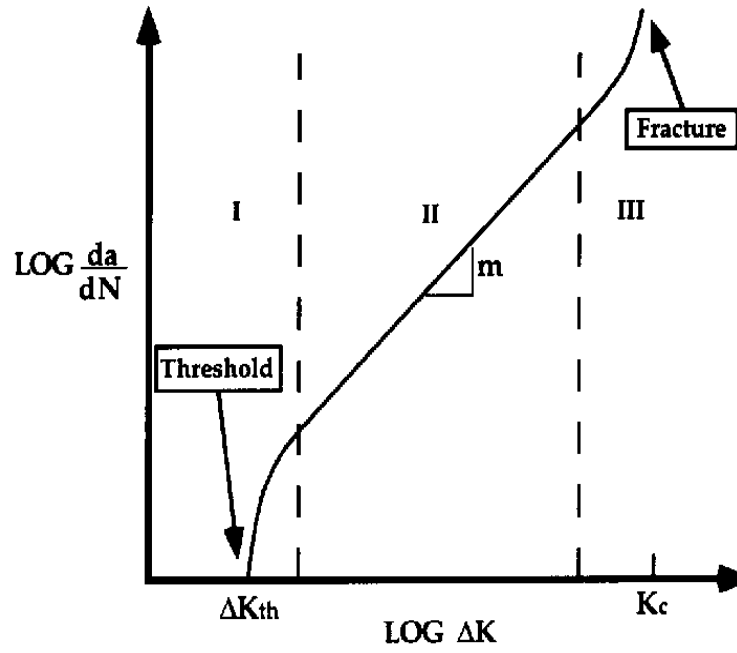
6.3 Dinamik, Çevrimsel Yükler Altında Çatlak İlerlemesi

Kritik çatlak büyüklüğünün altındaki boylara sahip çatlaklar yorulma zorlanması neticesinde ilerlerler. Bu konu üzerinde yapılan çalışmalar çatlak ilerleme karakterinin çevrimsel zorlanma sırasında çatlak dibinde oluşturulan gerilme şiddeti aralığı adı verilen bir parametreyle yakından ilişkili olduğunu göstermiştir. ΔK ile gösterilen bu parametre yorulma zorlanması sırasında oluşan en büyük ve en küçük gerilme şiddeti faktörlerinin farkından ibarettir.

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} \quad (6.5)$$

Bu parametre çatlak ilerlemesi safhasında çatlak dibinde oluşan en büyük gerilme şiddeti faktöründen daha etkin rol oynamaktadır [8].

Kırılma mekaniğinde çatlak ilerleme hızı da/dN çatlağın her çevrim sayısındaki ilerleme miktarını belirlemektedir. Küçük ΔK değerlerinde çatlak ilerlemesi gerçekleşmemekte, ilerlemenin oluşmasını sağlayan en küçük gerilme şiddeti aralığını da Eşik Gerilme Şiddeti Aralığı Değeri adı verilmektedir. Malzemeye bağlı olarak değişim gösteren bu değer kabaca $30 \text{ kgf.mm}^{-3/2}$ den düşük değerler içermektedir. Tipik bir çatlak ilerleme eğrisi Şekil 6.3’de görülmektedir.



Şekil 6.3: Çatlak İlerleme Eğrisi [8]

Çatlak ilerleme hızının gerilme şiddeti aralığı ile logaritmik çizelgedeki değişimi şematik olarak yukarıda verilmiştir. Görüldüğü gibi grafikte üç değişik karakterde bölge vardır. I. Bölgede eşik değerine kadar zorlanmalarda çatlak ilerlememektedir. II. Bölge çatlağın kararlı bir şekilde ilerlediği bölgedir ve en önemli kısmı oluşturmaktadır. Bu bölgede çatlak ilerlemesi davranışı Paris-Erdoğan bağıntısı adı verilen bir ifade ile

$$\frac{da}{dN} = A \cdot (\Delta K)^m \quad (6.6)$$

şeklinde açıklanmaktadır [8]. Burada A ve m malzeme sabitleridir. Bu bağıntıdaki m aynı zamanda kararlı çatlak ilerlemesi bölgesindeki doğrunun eğimi olup metaller için yaklaşık olarak 2 ile 4 arasında değerler almaktadır. III. Bölge ise çatlağın kararsız bir şekilde hızla ilerleyerek kırılmaya neden olduğu bölgedir. Genellikle bu bölge tasarımlarda dikkate alınmamaktadır.

6.4 Kırılma Mekaniği Yardımıyla Tasarım

Kırılma mekaniğinde hasar, çatlak dibindeki gerilme durumunu tanımlayan K_I gerilme şiddeti faktörü değerinin malzemenin kırılma tokluğu K_{IC} değerine ulaşması ve aşması durumunda meydana gelir. Dolayısıyla tasarımlarda çok kaba olarak

gerilme şiddeti faktörünün tokluk değerine ulaşmamasını sağlayacak gerilme ve çatlak büyüklüğü kombinasyonlarının elde edilmesi amaçlanır.

Gerilme yönüne dik yönde uzanan eliptik iç hatalar veya yarı eliptik yüzey hataları uygulamalarda en çok karşılaşılan durumlardır. Bu tür hatalar için gerilme şiddeti faktörü

$$K_I = S \cdot \sqrt{M \cdot a} \quad (6.7)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada M çatlak geometrisini içeren bir parametre, a çatlak büyüklüğü, σ ise çatlağa etkiyen gerilme genliğini ifade etmektedir. M parametresi

$$\text{Yüzey Hataları için;} \quad M = (1,21 \cdot \pi) / Q \quad (6.8)$$

$$\text{İç Hatalar için;} \quad M = \pi / Q \quad (6.9)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada yer alan Q Hata Şekli Parametresi (Flow Shape Parameter) olup malzemenin akma dayanımına, çatlak boyuna, çatlak derinliğine ve uygulanan gerilme genliğine bağlı olarak değişmektedir.

Yorulma zorlanması altındaki malzemelerin hangi çevrim sayısına kadar dayanabileceklerinin hesaplanması, zorlanma şartları, çatlak geometrisi ve o malzemenin çatlak ilerleme özellikleri bilindiğinde gerçekleştirilebilir. Bu diğer bir deyişle malzemenin hangi çevrim sayısında kritik çatlak boyuna ulaşılacağıının hesaplanmasıdır.

Malzemeye etkiyen gerilme aralığı $\Delta S = S_{\max} - S_{\min}$ değerinin sabit kaldığı varsayımı ile

$$\Delta K = \Delta S \cdot (M \cdot a)^{\frac{1}{2}} \quad (6.10)$$

$$\frac{da}{dN} = A \cdot M^{\frac{m}{2}} \cdot a^{\frac{m}{2}} \cdot (\Delta S)^m \quad (6.11)$$

yazılabilir. İfadenin yeniden düzenlenmesiyle

$$a^{-\frac{m}{2}} \cdot da = A \cdot M^{\frac{m}{2}} \cdot (\Delta S)^m \cdot dN \quad (6.12)$$

yazılabilir ve her iki tarafın integrali, a_b başlangıç çatlak boyutu, a_{kr} kritik çatlak boyu olacak şekilde alındığında

$$\int_{a_b}^{a_{kr}} a^{-\frac{m}{2}} \cdot da = A \cdot M^{\frac{m}{2}} \cdot (\Delta S)^m \cdot \int_0^N dN \quad (6.13)$$

hasara yol açacak çevrim sayısı

$$N = \frac{2}{(m-2) \cdot A \cdot M^{\frac{m}{2}} \cdot (\Delta S)^m} \cdot \left[\frac{1}{a_b^{\frac{m-2}{2}}} - \frac{1}{a_{kr}^{\frac{m-2}{2}}} \right] \quad (6.14)$$

şeklinde hesaplanır [8]. Bu durumda malzemenin kırılma tokluğunun ve çatlağın M parametresinin bilinmesi durumunda öncelikle kritik çatlak büyüklüğünün hesaplanması gerekmektedir.

$$a_{kr} = \frac{K_{IC}^2}{M \cdot S^2} \quad (6.15)$$

Bağıntısı kullanılarak bulunan çatlak büyüklüğünün yanı sıra a_b başlangıç çatlak büyüklüğünün de ya tahmin edilmesi ya da tahribatsız bir yöntemle ölçülmesi gereklidir. Tahribatsız muayene yöntemleriyle bir çatlağa rastlanmaması durumunda o yöntemle saptanabilen en küçük boyuttaki bir çatlağın yapıda var olduğu kabul edilir. Bu değerler aşağıdaki Tablo 6.1’de görülmektedir [8].

Tablo 6.1: Tahribatsız Muayene Yöntemleriyle Saptanabilen En Küçük Hata Boyutları

Yöntem	Yüzey Hataları		İç Hatalar	
	İmalat Hatası	Yorulma Çatlağı	Boşluk	Çatlak
Gözle	6 mm	12 mm	-	-
Ultrasonik	5 mm	5 mm	4 mm	5 mm
Manyetik Parçacıklar	6 mm	10 mm	-	-
Penetran Sıvı	1 mm	1 mm	-	-
Eddy Akımı	5 mm	6 mm	-	-

6.5 Çatlak İlerlemesi Yaklaşımının Avantajları

Bu yaklaşım sadece, yorulma çatlaklarıyla direk ilgili olan bir yaklaşımdır. Aynı zamanda çatlamış bölgenin kırılmasına bağlı olarak son hataları karakterize etmektedir. Bu metot, araştırmalarda önemli olan gerçek hasar birikimi mekanizmaları konusunda daha iyi bilgiler vermektedir.

6.6 Çatlak İlerlemesi Yaklaşımının Dezavantajları

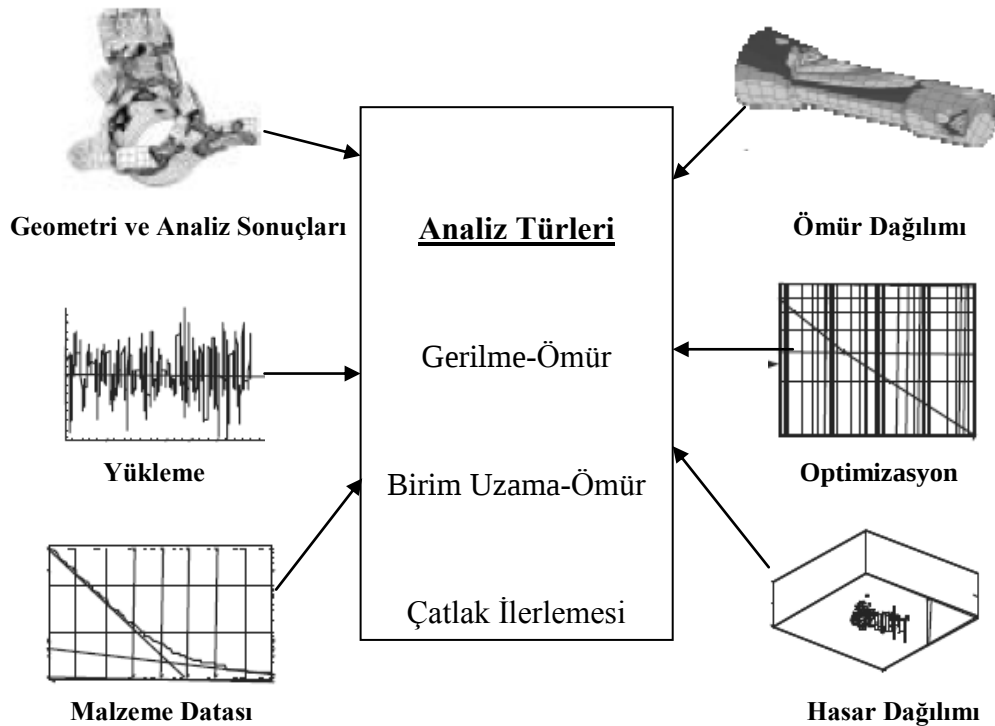
Bu yöntem çatlak başlangıcından söz edildiği zamanlarda zayıf kalmaktadır. Deformasyon ile ilgili önemli bir veri olmadığı zamanlarda çatlak boyutu ile tahminde bulunmak oldukça zordur. Çoğu durumda yorulma ömrünün tahmininde çatlak boyutu en önemli parametredir. Gerçek durumlarda lineer elastik kırılma mekaniği yaklaşımları geçerli olmayıp elasto-plastik kırılma mekaniği esasları göz önünde bulundurulmalıdır. Bu ise analizi çok daha zor hale getirmektedir. Bu durumlar plastik bölgede çentiklerin etrafında küçük çatlak ilerlemelerini yüksek yük değerlerinde çatlak ilerlemelerini içermektedir. Bu metot karmaşık geometriler için tanımlaması zor olan gerilme yoğunluk faktörlerini tahmin etmeyi gerektirmektedir.

6.7 Tipik Uygulama Alanları

Çatlak ilerlemesini ölçmek için bu yöntem, hasarlı yapıların güvenli ömrünü çalışma koşullarındaki hasarsız test teknikleri için bir yardımcı olmuştur. Bu yöntem yorulma ömründe ilerleme safhalarının önemli olduğu uygulamalarda kullanılmaktadır. Örnek uygulamalar olarak, nükleer reaktörlerdeki basınç kaplar verilebilir. Parçaların ön kusurlar içerdiği durumlarda, örneğin dökme demirlerde yüksek miktarda gözeneklerin olduğu ya da yanlış kaynatılmış parçalarda kullanılır. Yorulma safhalarının ilerlemesinde küçük aşınmaların olduğu keskin çentik etkili parçalarda ömrü tahmin etmek için kullanılır.

7. BİLGİSAYAR DESTEKLİ YORULMA HESAPLARI

Dünya çapındaki otomotiv firmalarının ürün geliştirmeye daha fazla iş gücü ve işçilik zamanı ayırabilmeleri için gün geçtikçe prototip aşamasındaki ürünlerinin sanal ortamdaki davranışlarının incelenmesi ve iyileştirilmesi sayesinde, prototip aşamasında veya ürünün geliştirilmesi aşamasında geçen sürenin ve prototip sayısının aza indirilmesi sağlanmaktadır. Böylelikle daha kaliteli ve daha düşük maliyetli ürünler geliştirmek için ürün geliştirmeye ayrılan zamanda ve işçilikte artış sağlanmaktadır. Bu tür çalışmaları yapan firmalar dünya piyasasında rekabet edebilmekte ve kendilerine pazar bulabilmekte ve ürünleri pazara çıkarma zamanında azaltmaya gidebilmektedir. Otomotiv sanayimizin artık dünya çapında bir standart olan bilgisayar destekli analizleri, sanal ortamda ürünlerini geliştirmek için kullanmaları bu pazarda bir yer edilmeleri için gerek şartlardan biri olmaktadır. Şekil 7.1’de bilgisayar destekli yorulma analizlerinde girdiler, yöntemler ve sonuçlar bir arada görülmektedir.

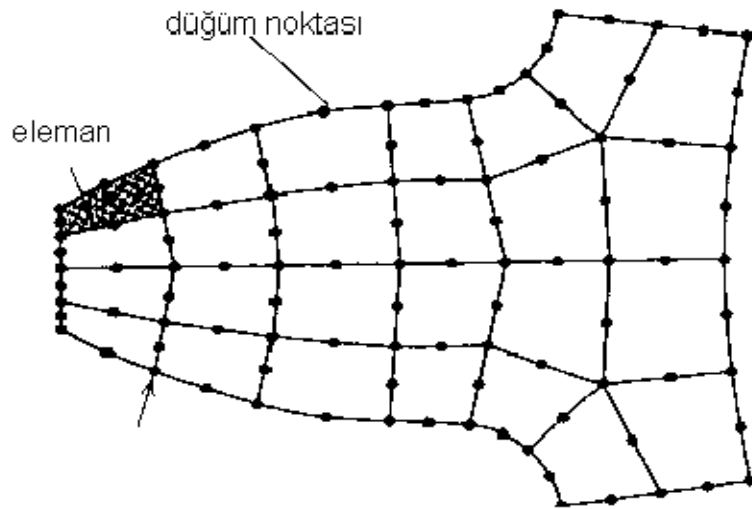


Şekil 7.1: Bilgisayar Destekli Yorulma Analizinde Girdiler, Yöntemler Ve Sonuçlar

7.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar metodu matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer yer değiştirme alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akısı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük alanının almış olduğu en büyük değer pratikte özel bir önemi vardır.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Şekil 7.2’de görüldüğü gibi elemanlar düğüm noktası adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde matematiksel bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler düğüm noktalarındaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.



Şekil 7.2: Bir Sonlu Eleman Modelinde Düğüm Noktaları Ve Elemanlar

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün değeri o elemanın düğüm noktalarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler düğüm noktalarındaki değerlerdir.

7.1.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metotlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtuel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için katılık matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telâffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki-boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir.

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher (1969)). Araştırmacılar 1960'lı yılların başlarında non-lineer problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-lineer problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanı sıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri (1966) ve Koenig ve Davids (1969)). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir.

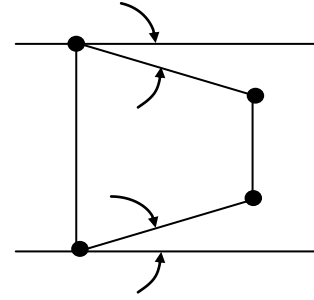
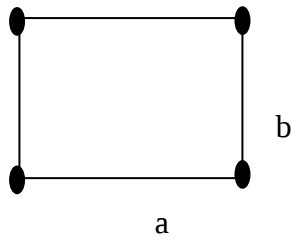
Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960 'lı yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer birçok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990 yıllarının ortaları itibarıyla sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40,000 makale ve kitap yayınlanmıştır.

7.1.2 Sonlu Elemanlarla Modelleme

Modelleme bir fiziksel yapı veya sürecin analitik veya sayısal olarak yeniden inşa edilmesidir. Sonlu elemanlar metodunda modelleme basitçe düğüm noktası ve elemanlardan oluşan bir ağ yapısı hazırlamak değildir. Problemi gerekli şekilde modelleyebilmek için gerekli sayı ve tipteki elemana karar vermek ancak problemin

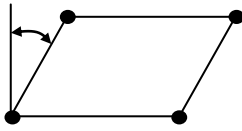
fiziğinin iyi şekilde anlaşılmasıyla mümkündür. Kötü şekil verilmiş elemanlar ile hesaplanması istenilen büyüklüğün hesaplama alanı içindeki değişimini yansıtamayacak kadar büyük boyutlu elemanlar modellemede istenmez. Şekil 7.3 'te elemanlarda genelde müsaade edilebilecek geometrik biçim bozukluklarının seviyesi gösterilmektedir. Diğer yandan zaman ve bilgisayar olanaklarını boş yere harcamamıza neden olacak çok sayıda elemanlardan oluşan bir modelleme de istenmemektedir. Hesaplanması istenilen büyüklüğü ve hesaplama alanı içindeki değişimini yeterli doğrulukta verecek kadar sıklıkta bir eleman dağılımına ihtiyaç vardır.



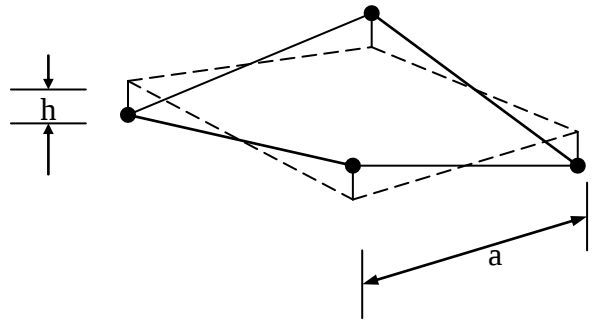
Uzunluk oranı a/b için genelde

10:1 oranına kadar müsaade edilebilir.

iki açıda $< 20^\circ-30^\circ$



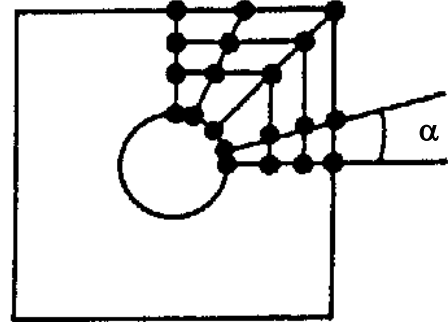
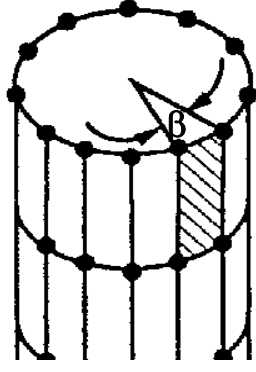
açı $< 20^\circ-30^\circ$



Genelde h/a oranı %5 den küçük olmalı

Şekil 7.3: Eleman Geometrisinde Müsaade Edilebilecek Biçim Bozuklukları

Örneğin Şekil 7.4'te silindirik yüzeylerin modellenmesi için 4 düğüm noktalı veya 8 düğüm noktalı dört kenarlı elemanlar kullanılması durumunda tipik bir eleman dağılımı ve bir delik etrafında olması gereken tipik eleman dağılımı görülmektedir. Hesaplanan değerlerin kabul edilebilir olup olmadıklarının kontrol edilmesi ayrı bir öneme sahiptir.



$\alpha = 15^\circ$ veya daha küçük

$\beta < 15^\circ$ 4 düğüm noktalı dört kenarlı elemanlar için

$\beta < 30^\circ$ 8 düğüm noktalı dörtgen elemanlar

Şekil 7.4: Bir Silindirik Yüzey Ve Bir Delikli Geometri Etrafındaki Tipik Eleman Dağılımı

7.1.3 Eleman seçimi

Sonlu elemanlar ile modelleme aşamasında, "eleman tipi (çubuk, kabuk. v.s), eleman şekli (dörtgen, üçgen) ve eleman sayısı ne olmalı?", "ara düğüm noktalı elemanlara ihtiyaç var mı?" gibi bir takım soruların cevaplanması gerekmektedir. Bu soruların cevabı ancak analiz edilen yapının ve seçilen eleman tiplerinin davranışı hakkında bilgi sahibi olunduktan sonra cevaplanabilir. Örneğin, gerilme analizinde yapının bir bölgesindeki gerilme durumunu en iyi yansıtan eleman tipi o bölge için seçilmelidir [14]. Aşağıda bazı eleman tipleri ve bunların kullanılabileceği mühendislik problem tipleri haklarında bilgi verilmektedir.

7.1.3.1 Üç boyutlu kiriş elemanı

Üç boyutlu kiriş elemanı genel amaçlı bir sonlu eleman tipi olup 3 boyutlu işlemi yapabilme kapasitesine sahiptir [14]. Bu eleman tipi aynı zamanda uzay kiriş elemanı olarak da adlandırılmaktadır. Eleman uzayda iki adet düğüm noktası ile tarif edilmektedir. Üçüncü bir düğüm noktası ise serbestlik derecesine haiz olmayan ve eleman koordinat sistemini tarif etmek amacıyla kullanılmaktadır. Elemanın iki ucunu tespit eden iki adet düğüm noktası için 12 adet serbestlik derecesi mevcuttur. Her bir düğüm noktası 3 adet öteleme ve 3 adet dönme serbestliğine sahiptir. Eleman herhangi doğrultuda gelen kuvvet ve herhangi bir eksen etrafında dönme zorlamasına direnç gösterecek kapasiteye sahiptir. Elemanı tarif etmek için düğüm noktalarının koordinatına, elastisite modülüne (E), kayma modülüne (G), kesit alanına, kesit atalet

momenti değerlerine, burulma sabitine (J) ve kiriş eksenine dik doğrultudaki deformasyon faktörlerine ihtiyaç vardır. Üç boyutlu kiriş elemanın şematik görünüşü Şekil 7.5'te görülmektedir.



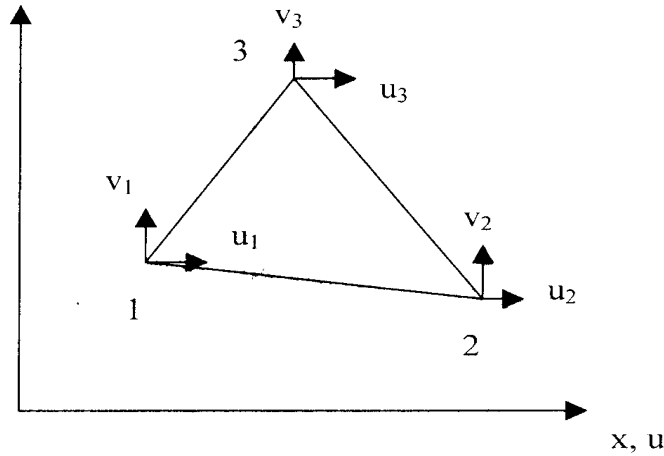
Şekil 7.5: Üç Boyutlu Kiriş Eleman

7.1.3.2 Sabit gerilmeli üçgen eleman

Şekil 7.6'da görülen sabit gerilmeli üçgen elemanı sabit kalınlığı olan, üç düğüm noktasını birleştiren ve toplam altı serbestlik derecesi ile tarif edilen bir elemandır. Elemanın yer değiştirme alanı aşağıdaki gibi tarif edilmektedir [14].

$$u = a_1 + a_2.x + a_3.y \quad (7.1)$$

$$v = a_4 + a_5.x + a_6.y \quad (7.2)$$



Şekil 7.6: Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman

Yukarıdaki yer değiştirme bağıntılarından görüldüğü gibi yer değiştirme alanı eleman içinde ve kenarlar boyunca lineerdir. Eleman sınırları içinde ise gerilme değerleri sabittir. Birbirine bağlı elemanlar arasında yer değiştirme uyumluluğu, bağlı iki düğüm noktası arasındaki lineer kenar deformasyon karakteristiği dolayısıyla sağlanmaktadır. Yapının bütün olarak kuvvet dengesi ise düğüm noktalarında sağlanır.

Sabit gerilmeli üçgen elemanı sonlu eleman modellerinde küçük gerilme gradyanı karakteristiğine sahip bölgelerde iyi sonuç verecektir. Diğer durumlarda bu elemanın kullanılması iyi sonuç vermeyecektir. Örneğin sadece eğilmeye maruz bir yapıyı sabit gerilmeli üçgen elemanlarla modellemek gerçek problem ile uyumsuz sonuçlar verecektir. Sabit gerilmeli üçgen elemanlarının bu olumsuzlukları, daha sık bir eleman ağ yapısıyla kısmen giderilebilir.

7.1.3.3 Lineer gerilmeli üçgen eleman

Lineer gerilmeli üçgen elemanları sabit gerilmeli üçgen tip elemanların aksine, köşe noktalarına ilaveten kenar orta noktalarında birer adet daha düğüm noktasına sahiptir. Böylece her bir lineer gerilmeli üçgen elemanı 6 adet düğüm noktasına ve toplam olarak 12 serbestlik derecesine sahiptir [14]. Eleman yer değiştirme alanı ise aşağıdaki gibi tarif edilmektedir.

$$u = a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 x^2 + a_5 xy + a_6 y^2 \quad (7.3)$$

$$v = a_7 + a_8 x + a_9 y + a_{10} x^2 + a_{11} y + a_{12} y^2 \quad (7.4)$$

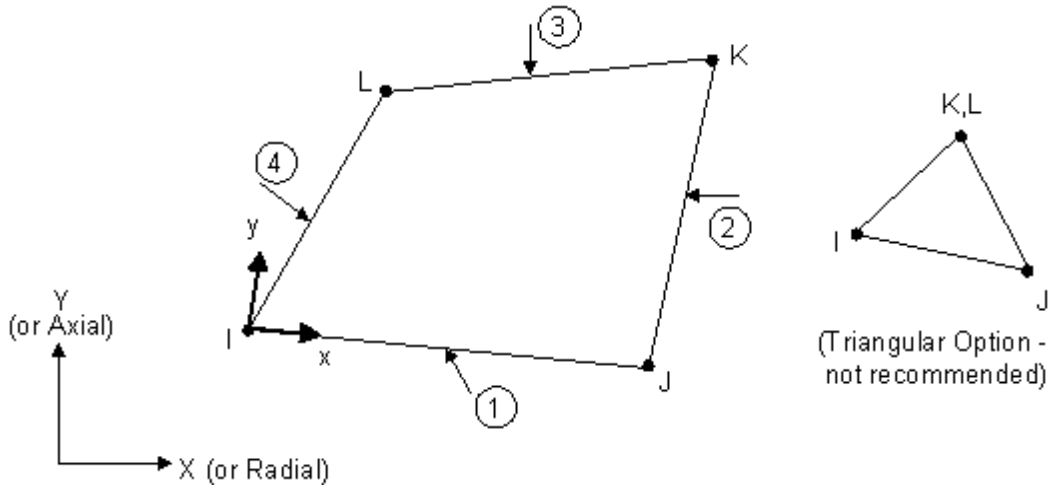
sabit gerilmeli üçgen elemanının aksine gerilme büyüklüğü lineer gerilmeli üçgen elemanı içerisinde x ve y koordinatları ile lineer olarak değişmektedir. Sadece eğilmeye maruz yapılar için bu elemanlarla yapılan modellemelerde, yer değiştirme ve gerilme alanları için çok iyi yaklaşımlar elde edilecektir.

7.1.3.4 Lineer dörtgen eleman

İki boyutlu problemler için diğer bir tip eleman, lineer dörtgen elemanlardır. Eleman köşelerinde dört adet düğüm noktası yer almaktadır ve eleman sekiz serbestlik derecesine sahiptir. Diğer yandan 8 düğüm noktalı eleman tipi için ise kenarların orta noktalarında dört adet düğüm noktası vardır [14]. Dört düğüm noktalı eleman için yer değiştirme alanı aşağıdaki bağıntılarda verilmiştir.

$$u = a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 xy \quad (7.5)$$

$$v = a_5 + a_6 x + a_7 y + a_8 xy \quad (7.6)$$



Şekil 7.7: Dört Düğüm Noktalı Lineer Dörtgen Eleman

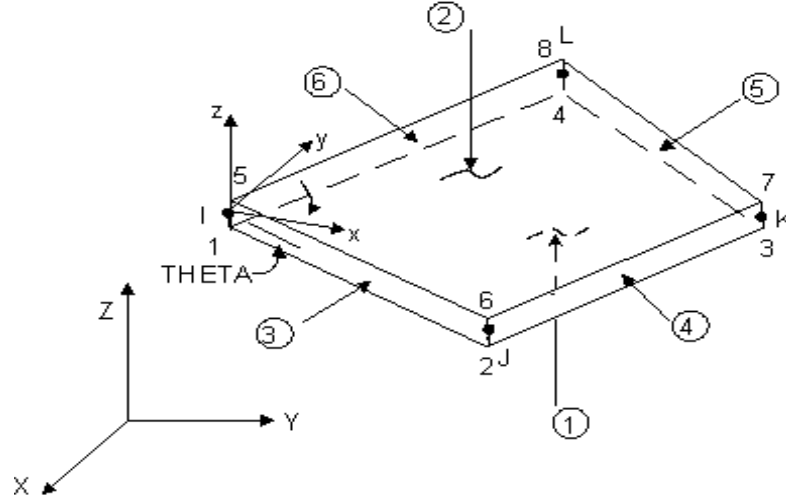
Şekil 7.7’de görülen dört düğüm noktalı lineer dörtgen elemanın en önemli özelliği σ_x değeri x koordinatından bağımsızdır. Bu eleman tipi, örneğin ucundan yüklü konsol kirişlerin modellenmesinde uygun sonuç vermeyecektir.

7.1.3.5 Kabuk elemanlar

Bir genel kabuk eleman membran ve eğilme etkisini aynı anda temsil edebilmelidir. Örneğin dört düğüm noktalı basit bir dörtgen eleman tarif edilebilir. Elemanı tarif eden tüm düğüm noktaları aynı düzlem üzerinde olmayabilir. Bu da elemenda çarpılmaya neden olur. Elemanın çarpılması performansını olumsuz yönde etkiler. Ticari paket programlarda küçük miktarlarda çarpılmaya müsaade edilmektedir. Bu dört düğüm noktalı elemanın en büyük avantajı formülasyonunun basit olmasıdır. Genellikle az sayıda daha karışık bir eleman tipi kullanılması yerine, daha fazla sayıda basit bir eleman tipi kullanılması tavsiye edilmektedir. Dört kabuk elemanın en büyük dezavantajı düzgün eğrisel yüzeylerin düzlem elemanlarla veya az miktarda çarpılmış şekle sahip olan elemanla temsil edilmesidir.

Çoğu ticari programda yer alan bu eleman tipi eğilme ve membran yüklerini taşıyabilme özelliğine sahiptir. Eleman düzlemi içinde ve eleman düzlemine dik doğrultudaki yüklemelere müsaade eder. Şekil 7.8’de görülen kabuk elemanın her düğüm noktası, üç tanesi x, y, z doğrultusunda öteleme ve üç tanesi de bu eksenler etrafında dönme serbestliği olmak üzere altı adet serbestlik derecesine sahiptir [14]. Eleman dört düğüm noktası ile tarif edilmekte ve değişken kalınlığa müsaade edilebilmektedir. Değişken kalınlıklı elemanlar için kalınlık eleman içerisinde

düzgün olarak değişmelidir. Bu eleman tipi plakların olduğu kadar düzgün eğrisel yüzeylerin modellenmesinde de kullanılmaktadır. Eğrisel yüzeylerde iyi bir yaklaşım elde edebilmek için fazla sayıda bu elemandan kullanılmalıdır.



Şekil 7.8: Dört Düğüm Noktalı Ve Dört Kenarlı Elastik Kabuk Eleman

7.1.4 Yükler

Tekil yükler mutlaka düğüm noktalarına uygulanmalıdır. Bu nedenle ağ yapısı tekil yüklerin düğüm noktalarına uygulanmasını sağlayacak şekilde yapılandırılmalıdır. Klasik lineer teoriye göre bir noktaya tekil yük uygulandığı zaman, o noktada;

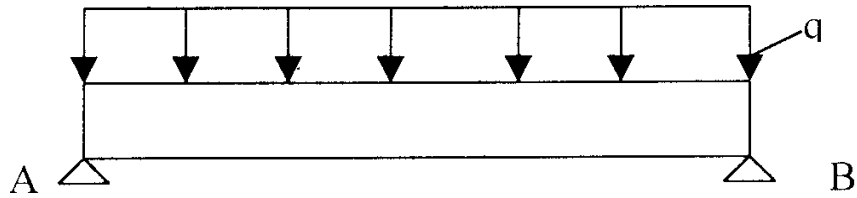
- Kiriş için sonlu bir yer değiştirme ve gerilme değeri oluşur,
- Levha için sonlu yer değiştirme, sonsuz gerilme değeri oluşur,
- İki veya üç boyutlu geometrik cisim için ise sonsuz yer değiştirme ve gerilme değeri oluşur.

Diğer yandan bir tekil yük malzemede o bölgede akmaya neden olacaktır. Lineer teori ise akmayı modellemez. Sonuç olarak tekil yükler küçük alanlar üzerine dağıtılmış yüksek yoğunluklu yayılı yükler olarak modellenebilir. Eğer tekil yük bir düğüm noktasına uygulanırsa sonsuz yer değiştirme ve gerilme değerleri hesaplanmaz.

Bir tekil moment sadece öteleme serbestlik derecesine sahip bir düğüm noktasına uygulanamaz. Bu durumda tekil momentler eşlenik kuvvetler olarak temsil edilirler. Diğer yandan yayılı yükler düğüm noktalarına tekil yükler olarak uygulanırlar.

7.1.5 Sınır koşulları

Sınır koşulları yapıların mekaniğinde mesnet şartları olarak da isimlendirilmektedir. Sonlu eleman modellemelerinde sınır koşulları (mesnet şartları) sık sık yanlış veya eksik olarak tanımlanmaktadır. Modellemede sınır koşullarına gerekli özen daima gösterilmelidir. Her ne kadar yapılan hata küçük gibi görülse de, sonuçlar üzerindeki etkisi oldukça büyük olacaktır. Örneğin Şekil 7.9’da görülen ve iki ucu basit mesnetlenmiş kirişin sonlu elemanlar modelinde, elemanlar tarafsız ekseninden geçen çizgi üzerinde yer alırlar. Kiriş parçasının uçlarının yatay doğrultudaki hareketi sınırlandırıldığı için, kiriş bu doğrultuda zorlanmaya maruz kalacaktır. Bu nedenle kirişin sonlu eleman modelinin uçları düşey bağlantılarla A ve B noktalarına bağlanır.



Şekil 7.9: İki Ucu Basit Mesnetli Kiriş

Sonlu elemanlar modelinde aktif olmayan serbestlik dereceleri çözüm işleminden önce sınırlandırılmalıdır [14]. Bu sınırlandırılması gereken serbestlik derecesi modelin sınırdaki veya başka bir bölgesinde olabilir. Örneğin düzlem elemanlar düğüm noktalarında düzlem içinde iki doğrultudaki ötelemeye karşı direnç gösterirler. Fakat genel amaçlı bir sonlu elemanlar programı her bir düğüm noktasına üçü öteleme ve diğer üçü de dönme olmak üzere altı serbestlik derecesi atayacaktır. Katılık matrisinde teklikleri önlemek amacıyla düzlem elemanlar için her düğüm noktasındaki üç dönme serbestliği ve eleman düzlemine dik doğrultudaki öteleme serbestliği kısıtlanmalıdır.

Çünkü seçilen eleman tipi bu serbestlik dereceleri için direnç gösteremeyeceğinden, katılık matrisinde teklikler oluşacak, bu da denklemlerin çözümünü zorlaştıracak veya imkânsız hale getirecektir. Doğru bir modelleme için düzlem elemanların her bir düğüm noktası için üç serbestlik derecesi atanır. Sınır koşulları için ise yine sınırdaki yer alan düğüm noktaları için bu serbestlik derecelerinden bazılarının kısıtlanması gerekebilir.

Bazı durumlarda gerçek problem için sınır koşulları net olarak anlaşılır olmayabilir. Böyle durumlar için çözümün üst ve alt sınırlarını iki ayrı analizle saptamak fiziksel

olarak daha anlamlı olabilir. Örneğin iki ucundan mesnetlenmiş üniform yüklü bir kirişin uçları dönmeye belli olmayan bir dereceye kadar kısıtlanmış olabilir. Böyle bir durum için kirişin uçları bir çözüm için basit mesnetli olarak kabul edilir, diğer bir analiz içinse tamamıyla tespit edilmiş olarak kabul edilerek problem çözülür: İki analizden elde edilen değerler aslında gerçek problem için alt ve üst sınırları göstermektedir.

7.1.6 Ayırıklaştırma ve dikkat edilmesi gerekli hususlar

Bir problemin sonlu elemanlar metoduyla çözümü için kaç adet eleman gereklidir? Böyle bir soruya cevap aramak için aynı problemi iki farklı modelle ayrı ayrı analiz edelim. İkinci analizde daha fazla sayıda eleman ile daha sık bir ağ kullandığımızı farz edelim. İkinci sonlu eleman modeli daha küçük bir ayırıklaştırma hatası verecektir. Ayrıca gerçek fiziksel objenin geometrisi daha iyi modellenmiş olacaktır. Eğer iki analiz neticesinde bulduğumuz sonuçlar arasında önemli bir fark yoksa sonuçların yakınsamış olduğunu kabul edebiliriz.

Sonlu elemanlar ağının mümkün olduğu kadar üniform olmasına dikkat edilmelidir. Fakat yüklemeye ve yapının davranışında hızlı değişimlerin görüldüğü bölgelerde daha sık bir ağ yapısı için üniform yapının bozulmasına müsaade edilebilir.

- Dörtkenarlı elemanların üçgen elemana göre birçok avantajı olması nedeniyle, dört kenarlı elemanlar daima üçgen elemanlara tercih edilmelidir. Fakat geometrinin ve/veya yüklemenin üçgen eleman gerektirdiği durumlarda bu kural bozulabilir.
- Yer değiştirme analizi için gerilme analizinde kullanıldığı kadar sık ağ yapısına gerek yoktur.
- Geometride veya malzemede non-lineerliği hesaba katan analizler için lineer analizlere kıyasla daha sık bir ağ yapısına ihtiyaç vardır.
- Titreşim modlarının hesabı doğal frekansların hesabına kıyasla daha sık ağ yapısı gerektirmektedir.
- Düğüm noktalarının numaralandırılması mümkün olduğu kadar büyük yer değiştirme bölgelerinden küçük yer değiştirme bölgelerine doğru yapılmalıdır. Fakat genelde sonlu eleman paket programlarında sonuçlar numaralandırmadan etkilenmezler

- Elemanların kenar uzunluk oranları eleman tipleri arasında değişiklik gösterse de, uzunluk oranı yer değiştirme hesapları için 10'un altında, gerilme hesapları için ise 5'in altında kalmalıdır.
- Sonlu eleman hesaplarının ilk kontrolü için yüklerin, kuvvetlerin ve reaksiyonların dengesinin kontrol edilmesi tavsiye edilmektedir.
- Eğer analiz edilen yapı ve yükleme simetrik ise, hesaplamalarda bu avantaj kullanılmalıdır. Yani, analiz için yapının yarısı veya dörtte biri modelleme için kullanılabilir.
- Transient dinamik analizlerde eleman boyu, zaman adımı, integrasyon metodu ve sinyal süresi uyumlu olmalıdır.
- Yüksek uzunluk oranlı dörtgen elemanlar, büyük açılı üçgen eleman gibi elemanlardan mümkün olduğu kadar sakınılması gerekmektedir.
- Yüksek ve düşük mertebeden elemanların birbirine bağlanması gerilmelerde düzensizliklere neden olacaktır.
- Eleman boyutlarında hızlı değişiklikler mümkün olduğu kadar minimize edilmelidir
- Anizotropik malzemeler için poisson oranı açıkça tanımlanmalıdır. Ayrıca ν , E ve G değerlerinin teorik limitlerinin aşılıp aşılmadığı kontrol edilmelidir.

7.1.7 Sonlu eleman program kullanıcısının sorumlulukları

Günümüzde ticari sonlu eleman paket programları son derece yaygınlaşmıştır. Tecrübesiz bir kullanıcı bile bir takım sonuçlar üretilip son derece cazip grafikler hazırlayabilir. Örneğin bir gerilme analizi için sonlu eleman modeli iyi de olsa, kötü de olsa ehliyetsiz bir kullanıcı bile kolaylıkla gerilme sonuçları üretebilir. Kötü bir ağ yapısı, kötü seçilmiş eleman tipleri, doğru olmayan yükleme şekliyle yaratılan modeller bile dikkatsizce yapılan bir kontrolde gözden kaçabilecek uygunlukta sonuçlar verebilir.

Ehliyetli bir kullanıcı ancak mevcut problemin fiziğini anladıktan sonra uygun bir modellemeye gidebilir ve sonuçları yorumlayabilir. Kullanıcı aynı zamanda yarattığı modelin yükleme altında nasıl davranacağını öngörebilmelidir. Gerilme analizinde uzmanlaşmış olmak, örneğin manyetik alan problemlerinin çözümünde yeterli olmak

anlamına gelmemektedir. Elde edilen çözümlerdeki yanlışlıklar yazılımdaki hatadan kaynaklansa bile sonuçların sorumluluğu programcıya değil, kullanıcıya aittir.

7.1.8 Statik analiz

Statik analizde zaman bağımsız bir değişken olarak göz önüne alınmaz. Deformasyonların sabit ve yavaşça değiştiği kabul edilir. Bazı problemlerde titreşim frekansı çok düşük olabilmektedir (en düşük doğal frekansın 1/3'ünden daha küçük). Bu durumlarda problem "sanki-statik" olarak düşünülebilir. Yani atalet kuvvetleri hesaplanarak, bunlar sanki birer statik yükmiş gibi yapıya uygulanarak, yapı statik olarak analiz edilebilir [14].

Bir statik analiz için aşağıdaki adımların yerine getirilmesi gerekmektedir:

1. Sonlu elemanlar modelini hazırla.

- Yapıyı sonlu elemanlara bölerek ayırklaştır
- Yapının nasıl yüklendiğini tanımla
- Yapının nasıl desteklendiğini tanımla

2. Hesaplamaları gerçekleştir. Program sırasıyla aşağıdaki adımları gerçekleştirir.

- Katılık matrisi [K] her bir eleman için hesaplanır.
- Elemanlar birbirleriyle birleştirilerek, tüm sistem için global katılık matrisi [K] elde edilir.
- Yükler global yük vektöründe, [R], yerleştirilir.
- Mesnet koşulları uygulanır.
- Global denklem takımı $[K] \cdot [D] = [R]$, bilinmeyen [D] değerleri için çözülür.

Yapı problemlerinde [D] matrisi düğüm noktalarına ait yer değiştirme değerlerini temsil etmektedir. Örneğin gerilme gibi sonuçlar [D] matrisi kullanılarak hesaplanır.

7.1.8.1 Katılık matrisinin oluşumu

Genel olarak katılık matrisi [K] bir eleman için aşağıdaki şekilde temsil edilebilir.

$$[K] = ([B]^T [E] [B]) dV \quad (7.7)$$

Burada [B] şekil değiştirme-yer değiştirme matrisi, [E] sabitler matrisi olup, malzeme özelliklerini göstermektedir [14], dV ise elemanter hacim elemanıdır.

Katılık matrisleri eleman tipine bağılı olarak, elemanın yer değıştirme alanını tarif eden şekil fonksiyonları kullanılarak her tip eleman için ayrı ayrı hesaplanabilirler.

Eleman katılık matrisiyle, sistemin global katılık matrisleri simetriktir. Bu durum yapıya etkiyen kuvvetler ile deformasyonlar arasında lineer ilişki olduğu sürece geçerlidir. Katılık matrislerinde diyagonal terimler daima pozitifdir. Diğer yandan bir yapı hiç mesnetlenmemiş veya uygun şekilde mesnetlenmemişe, katılık matrisinde tekillikler oluşur. Bu durumda program $[K] \cdot [D] = [R]$ denklemini düğüm noktalarına ait serbestlik dereceleri için çözemeyecektir. Matristeki tekillikleri önleyebilmek amacıyla tüm katı cisim hareket serbestlikleri uygun şekilde engellenmelidir. Bu katı hareket serbestlikleri yapı içerisinde deformasyon ve dolayısıyla gerilme yaratmayan hareket şekilleridir.

Her bir düğüm noktasına genel amaçlı bir sonlu eleman programı altı serbestlik derecesi atayacaktır. Bunlar üç adet öteleme ve üç adette dönme serbestliğidir. Eğer bu global serbestlik derecelerinden biri bile bu düğüm noktasına bağlı olan elemanların biri için şekil değiştirme oluşurmuyorsa katılık matrisinde tekillik oluşacaktır. Bu tür serbestlik dereceleri çözümden önce kısıtlanmalıdır.

7.1.8.2 Yükler

Yükler yapıya değişik şekillerde uygulanabilir. Bu tek bir noktaya uygulanan kuvvet veya moment olarak veya yüzey basınç yükü olarak geçeklenebilir. Diğer bir yükleme şekli ise cismin kendi ağırlığı dolayısıyla veya atalet kuvvetlerinin varlığı dolayısıyla oluşan kuvvetlerdir.

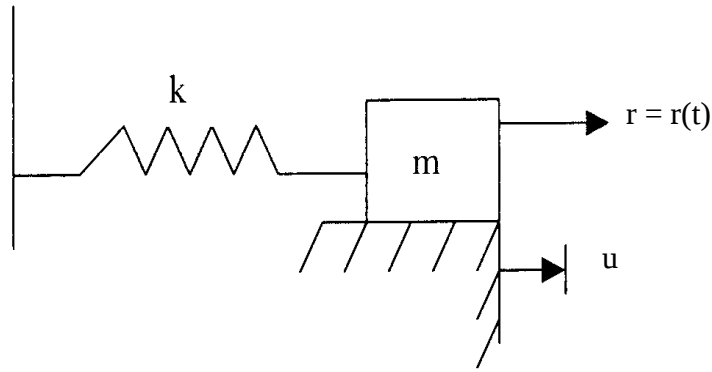
Yayılı yükler sonlu eleman programlarında "Kinematik Eşdeğer" düğüm noktalarına ait yüklerle değiştirilirler. Kinematik eşdeğer yükler toplamda orijinal yüke eşit olup, herhangi bir noktaya göre orijinal yüklemeyle aynı moment değerini vermektedir. Kinematik eşdeğer olmayan düğüm noktası yüklemeleri ise genelde "lumped" yükleme olarak adlandırılır ve genelde dönme serbestliğine sahip elemanlar için tercih edilmektedir.

7.1.9 Dinamik analiz

Bir yapı üzerine yapılan yükleme altında hareket edecektir. Eğer yükleme bir frekansa bağlı olarak değişiyor ve bu frekansta yapının doğal frekansının 1/3'den daha düşük ise problem statik problem olarak sınıflandırılabilir. Diğer yandan yükleme yüksek frekanslı veya rasgele olarak değişiyorsa veya yük aniden uygulanıyorsa, problem için dinamik analiz gerekmektedir. Dinamik analizde de statik analizde olduğu gibi katılık matrisi kullanılmakta, fakat bir kütle ve bir sönüm matrisine de analiz için gerek duyulmaktadır.

7.1.9.1 Temel titreşim denklemleri

En basit bir titreşim sistemi tek serbestlik dereceli bir yay-kütle sistemidir. Burada Şekil 7.10'da da görüldüğü gibi kütlenin hareketi yatay doğrultuda tek bir koordinatla tamamıyla tarif edilmiş olmaktadır. Sistemin hareketi Newton'un 2. hareket kanunu ile tarif edilmektedir.



Şekil 7.10: Yay-Kütle Sistemi

Newton'un ikinci kanununu uygularsak $f = ma$, sistemin hareket denklemi sönümsüz titreşim için aşağıdaki şekli alır.

$$r - ku = m\ddot{u} \quad \text{veya} \quad ku + m\ddot{u} = r \quad (7.8)$$

Burada r dışardan etkiyen ve zamana bağlı olanak değişen yüklemeyi göstermektedir. Eğer titreşim sistemi için sönüm kuvvetlerini de hesaba katarsak (7.8)'deki denklem aşağıdaki formda yazılmalıdır.

$$r - ku - c\dot{u} = m\ddot{u} \quad \text{veya} \quad ku + c\dot{u} + m\ddot{u} = r \quad (7.9)$$

Burada m kütleyi, c ise sönüm katsayısını göstermektedir.

Eğer bir sonlu eleman modellemesinde olduğu gibi çok sayıda serbestlik derecesi ile ilgileniyorsak (7.9)'daki denklemi matris formunda yazmalıyız

$$[K].[D] + [C].[V] + [M].[a] = [R] \quad (7.10)$$

Bu denklemde [K] katılık matrisini, [C] sönüm matrisini, [M] kütle matrisini ve [R] kuvvet vektörünü temsil etmektedir. Bir dinamik analizde bilinmeyen [D] yer değiştirme vektörünün, [V] hız vektörünün ve [a] ivme vektörünün hesaplanması istenmektedir.

7.1.9.2 Matris indirgeme

Dinamik analizde tüm matris sisteminin çözümü yerine çok daha az sayıda serbestlik derecesi kullanılarak, yani daha küçük bir matrisle çözüm yapılabilir. Biz bu işleme matrisin indirgenmesi işlemi diyoruz. Bu şekilde dinamik analizler daha az bilgisayar kapasitesi ile gerçekleştirilebilir. Burada matriste kullanılacak aktif serbestlik derecelerinin seçimi özel bir önem kazanmaktadır. Bu serbestlik derecelerinin genelde büyük yer değiştirme yapan düğüm noktalarından seçilmesi uygun olacaktır. Çoğu ticari sonlu eleman programlarında bu serbestlik otomatik olarak seçilebilmekte ve "master" serbestlik dereceleri otomatik olarak isimlendirilmektedir. En yaygın olarak kullanılan indirgeme metodu Guyan metodudur. Master serbestlik dereceleri için aşağıdaki önerilere dikkat edilmelidir;

- Master serbestlik dereceleri için kütle/rijitlik oranı büyük olmalıdır.
- Master serbestlik derecelerinin seçimi yapının sadece bir bölgesinden değil, tüm bölgelerinden yapılmalıdır.

7.1.9.3 Modelleme

Dinamik yapı analizi, statik analize göre daha fazla çalışma gerektiren bir analiz türüdür. Yükleme zamanının bir fonksiyonudur. Dinamik analizde çeşitli metotlar ile aynı amaca ulaşılabileceği gibi, aynı model için değişik amaçlar için analizler gerçekleştirilebilir. Dinamik analizin diğer bir zorluğu da sonuçların kontrolü için gerekli adımlardan biri olan yapının davranışını mevcut şartlar altında kestirmektir (statik analiz için bu çok daha kolay şekilde yapılabilir). Diğer yandan yapı statik ve dinamik yükler altında oldukça farklı tepkiler verebilir.

Analizden önce dinamik analizin gerekli olup olmadığına karar vermek gerekmektedir. Eğer yapı frekansa bağlı bir kuvvetin altında zorlanıyorsa, zorlayıcı frekans yapının en düşük doğal frekansı ile karşılaştırılır ve doğal frekans zorlayıcı frekansın $1/3$ 'ünden daha düşük ise dinamik analize gerek yoktur, problem statik analiz ile çözümlenebilir. Genellikle böyle durumlarda dinamik yüke verilen tepki değeri, dinamik yükün genliğine sahip statik yükleme altında elde edilecek değerin %10'u kadar daha fazladır. Eğer bir dinamik analiz yapılmasına karar verildiyse bazı sorulara cevap verilmesi gerekecektir. Bunlar şöyledir; "Analizin hedefi nedir ?", "Hangi basitleştirmeleri yapmak mümkündür?", "Malzeme ve geometrik non-lineerlikler hesaba alınmalı mıdır?", "Hangi frekans değerleri yüklemeye göz önüne alınmalıdır?", "Hangi frekanslardaki tepkiler yapı için önemlidir?", "Hangi hesaplama yöntemleri problem için uygundur?".

Dinamik analizlerde ilk adım olarak genelde doğal frekans değerleri ve bu frekanslara ait şekil değiştirme modları hesaplanmaktadır. Bu değerler yapının her hangi bir zorlayıcı kuvvet altındaki davranışını tespit ederler. Bu modları inceleyerek zorlayıcı kuvvetlerin yapıya hangi modlarda daha çok enerji verebileceğini ve yapının hangi noktasındaki tepkiye hangi modun daha büyük katkı yapacağını görebiliriz.

7.1.9.4 Titreşim hesabı

Öz değer problemi çözümleri için değişik çözüm metotları kullanılabilir. Bu metotlar uygulanabilirliği ve efektifliği açısından farklılıklar göstermektedir. Metotlar tüm modelin serbestlik derecesinin sayısı ve hesaplanması istenen mod sayısına göre değişiklikler göstermektedir. Genellikle çoğu problemlerde az sayıda modun ve bunlarla ilgili frekans değerlerinin hesaplanması pratik açıdan yeterlidir. Genellikle, yapının tüm modlarının %10'u yeterli olmaktadır.

Eğer yapı tamamıyla tespit edilmemişse $[K]$ katılık matrisinde tekillikler oluşacak, bu sebeple de her bir katı cisim titreşim modu için sıfır frekans değerleri elde edilmesine neden olacaktır. Böyle durumlarda programlar öz değerlerde kayma yaparak, hesaplamaya devam eder. Eğer kütle matrisinin köşegeninde sıfır değeri varsa, kütle matrisi $[M]$ de tekillik olacak ve her bir sıfır kütle değeri için sonsuz frekans değeri bulunacaktır. Bu istenen bir durum değildir.

7.2 Sonlu Elemanlar Destekli Yorulma Analizi

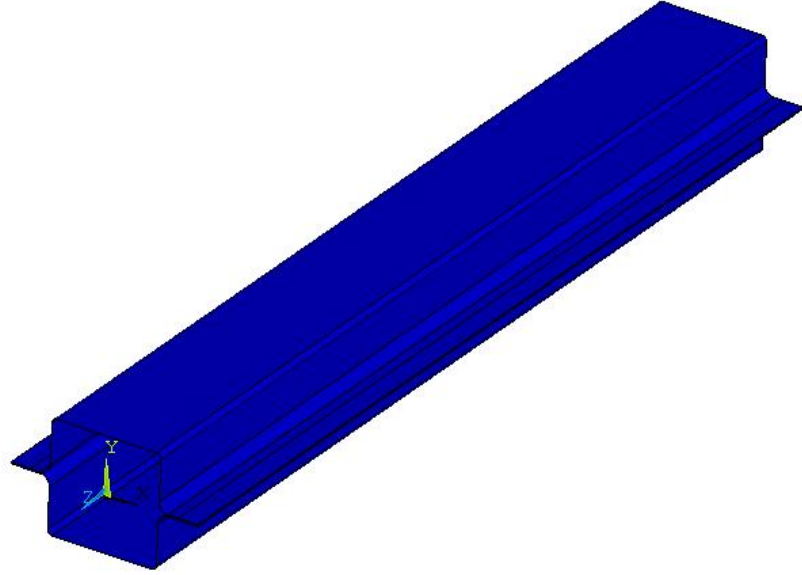
Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen gerilme değerleri kritik bir andaki yüklemeler ve sınır şartları sonucu oluşan değerlerdir. Bu elde edilen kritik değerler referans gösterilerek hesaplamalar yapılabilmektedir. Günümüzde bilgisayar ortamında yapılan yorulma analizlerinde de bu kritik gerilme değerleri temel alınmaktadır. Fakat sadece bu bir anlık kritik yük değerleri yeterli olmamaktadır. Çünkü yorulma problemleri akma gerilmesinin altında tekrarlı olan yüklemeler sonucu meydana gelmektedir. Bu nedenle yapılan analizlerde bu tekrarlı yükler göz önüne alınmalıdır. Yorulma analizlerinin doğru bir şekilde yapılması ve kritik ömür değerlerinin belirlenmesi için 3 önemli parametrenin belirlenmesi gerekir [12].

- 1) **Geometri ve Sonlu Elemanlar Analizi:** Gerçek CAD modelinin oluşturulması ve bu modelin doğru belirlenen sınır şartları ve yük değerleri ile sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak statik analizinin yapılması gerekmektedir.
- 2) **Dinamik Yükleme:** Parça üzerine gelen zamana göre değişen gerçek yük değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir.
- 3) **Malzeme:** Parça malzeme özelliklerinin bilinmesi ve S-N ve ϵ -N eğrilerinin oluşturulması gerekmektedir.

Elde edilen kritik ömür değeri bu üç önemli parametrenin doğruluk derecesine bağlıdır. Yukarıdaki şekilde de görüldüğü gibi elde edilen ömür değerlerinin malzeme özelliklerine, geometrik parametrelere göre tekrar optimizasyon analizi yapılmaktadır. Parça üzerinde yapılan yorulma analizinde, öncelikle statik analiz değerleri kritik bir andaki yükleme ve sınır şartları uygulanarak belirlenir. Elde edilen maksimum gerilme değeri yorulma analizinde kriter olarak kullanılır. Toplanan gerçek yol dataları veya deney tesisatında uygulanacak yükleme sinyali filtrelendikten ve kalibre edildikten sonra analize alınır. Gerilme, yükleme ve malzeme parametrelerinin dışında yorulmayı etkileyen yüzey pürüzlülüğü, ortalama gerilme, ısıtma işlem gibi diğer parametrelerin etkisi de hesaba katılarak analize geçilir ve analiz sonunda ömür değerleri elde edilir. Yorulmayı etkileyen parametrelerin etkisi ya deneysel çalışma neticesinde ya da literatürdeki grafiklerden yararlanılarak belirlenip hesaplara dâhil edilir. Grafiksel gösterim sayesinde parça üzerindeki ömür değişimi net olarak görülebilmektedir.

8. DENEYSEL ÇALIŞMA

Yapılan literatür araştırması sonucu, nokta kaynaklı konstrüksiyonların yorulma ömür tayini hesaplarında kullanılan bilgisayar destekli uygulamaların güvenilirliğini tartışabilmek için Şekil 8.1’de görülen içi boş kare kesitli düz profil seçilmiştir. Yorulma testleri yapan otomobil firmaları da nokta kaynaklı tasarımların dayanımlarını belirleyebilmek için içi boş kare kesitli düz profili tercih etmektedir.



Şekil 8.1: İçi Boş Kare Kesitli Profile Ait CAD Ortamında Yaratılan Model

Şekil 8.1’de görülen deney numuneleri, aynı ölçülerdeki iki adet U-profilin üst üste getirilerek flanşlarından kaynaklanmasıyla elde edilmiştir. İçi boş kare kesitli düz profilin önden görünüşü bir kenarı 70mm olan kare kesit şeklindedir. Profilin uzunluğu 600mm ve flanşların uzunluğu 25mm’dir. ASTM A366 (FeP01) adi çelikten yapılmış 1mm, 1.5mm ve 2mm kalınlığa sahip üç farklı numune grubu kullanılmıştır. Her iki flanşta 10’ar adet nokta kaynağı serbest uçtan 30mm olmak üzere 60mm arayla atılmıştır. Numuneler imal ettirildikten sonra İstanbul Teknik Üniversitesi Mukavemet Laboratuvarı’nda yorulma testleri gerçekleştirilmiştir.

Deneysel çalışma iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada seçilen bir numune üzerine strain-gage'ler bağlanmış ve çevrimsel zorlama altındaki birim şekil değişimi değerleri bilgisayara kaydedilmiştir. Buradan hareketle deneysel gerilme analizi neticesinde numune üzerindeki önceden belirlenen kritik bölgelerde mukayese gerilme değerlerine ulaşılmıştır. Mukayese gerilme değerleri gerçek numunenin basit bir modeli olarak kurulan sonlu elemanlar modelinin doğrulanmasını sağlamıştır.

İkinci aşamada numuneler üzerinde değişik genlik değerleri ile yorulma testleri tekrarlanmıştır. Bu testler sonucunda elde edilen ömür değerleri bilgisayar ortamında gerçekleştirilen ömür analizlerinin sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

8.1 Deneysel Gerilme Analizi

Düzlem gerilme halinde cismin herhangi bir noktasındaki gerilme halini analiz etmek için ε_x , ε_y ve γ_{xy} şekil değiştirme bileşenlerinin bilindiği kabul edilsin. Bu takdirde bu noktadaki gerilme analizi için gerekli bütün hesaplamalar yapılabilir. Öncelikle birim şekil değişimi düzlem dönüşüm denklemini yazalım;

$$\varepsilon = \varepsilon_{xx} \cos^2 \theta + \varepsilon_{yy} \sin^2 \theta + \gamma_{xy} \sin \theta \cos \theta \quad (8.1)$$

bu bağıntıyı herhangi üç doğrultuyu tanımlayan açılar için yazarsak;

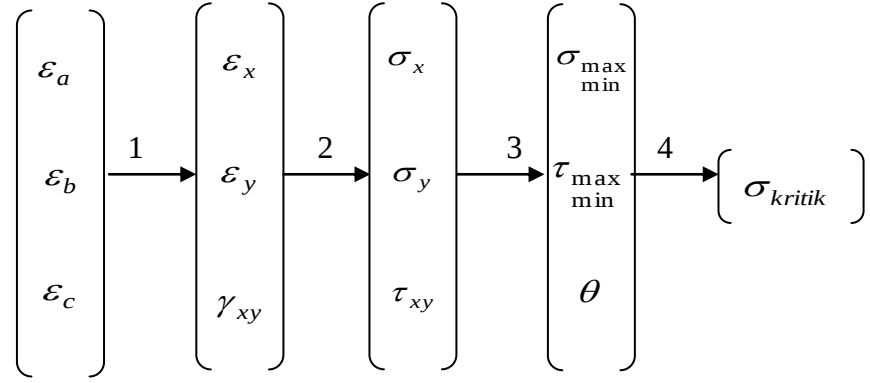
$$\varepsilon_a = \varepsilon_{xx} \cos^2 \theta_1 + \varepsilon_{yy} \sin^2 \theta_1 + \gamma_{xy} \sin \theta_1 \cos \theta_1 \quad (8.2)$$

$$\varepsilon_b = \varepsilon_{xx} \cos^2 \theta_2 + \varepsilon_{yy} \sin^2 \theta_2 + \gamma_{xy} \sin \theta_2 \cos \theta_2 \quad (8.3)$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_{xx} \cos^2 \theta_3 + \varepsilon_{yy} \sin^2 \theta_3 + \gamma_{xy} \sin \theta_3 \cos \theta_3 \quad (8.4)$$

bulunur. Burada ε_a , ε_b ve ε_c ölçülen değerlerdir. θ_1 , θ_2 ve θ_3 açıları ise bilinmektedir. Bu üç bağıntı kullanılarak ε_x , ε_y ve γ_{xy} şekil değiştirme bileşenleri hesaplanabilir.

Bir noktadaki gerilme analizini yapabilmek için seçilen en az üç doğrultuda birim şekil değişimlerinin ölçülmesi gerekir. Seçilen üç doğrultudaki birim uzamalar ölçüldükten sonra Şekil 8.2'de görülen akış diyagramındaki işlemler yapılarak gerilme analizi gerçekleştirilebilir.



Şekil 8.2: Akış Diyagramı

$$1) \quad \varepsilon = \varepsilon_{xx} \cos^2 \theta + \varepsilon_{yy} \sin^2 \theta + \gamma_{xy} \sin \theta \cos \theta \quad (8.5)$$

$$2) \quad \sigma_{xx} = \frac{E}{(1-\nu^2)} [\varepsilon_{xx} + \nu \varepsilon_{yy}] \quad (8.6)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{E}{(1-\nu^2)} [\varepsilon_{yy} + \nu \varepsilon_{xx}] \quad (8.7)$$

$$\tau_{xy} = G \gamma_{xy} \quad (8.8)$$

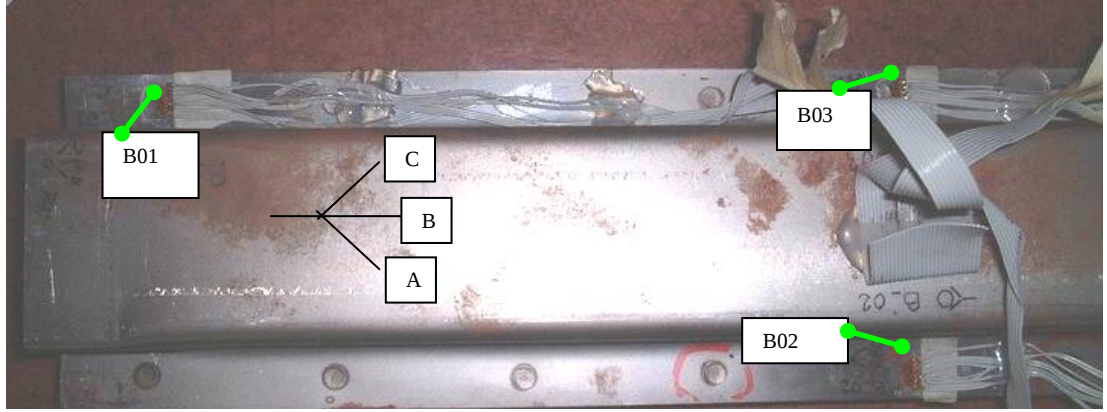
$$3) \quad \sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (8.9)$$

$$\tau_{\max/\min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (8.10)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \arctan \left(\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \right) \quad (8.11)$$

4) Seçilecek bir kırılma teorisi

Deneysel çalışmanın ilk aşamasında doğrultularını bildiğimiz strain-gage rozetleri bir numune üzerine Şekil 8.3'teki gibi yapıştırıldı. Strain-gagelerin konumları şekilden görülmektedir. Gageler kutu profil eksenine ile -45/0/+45 derecelerde yerleştirildi.

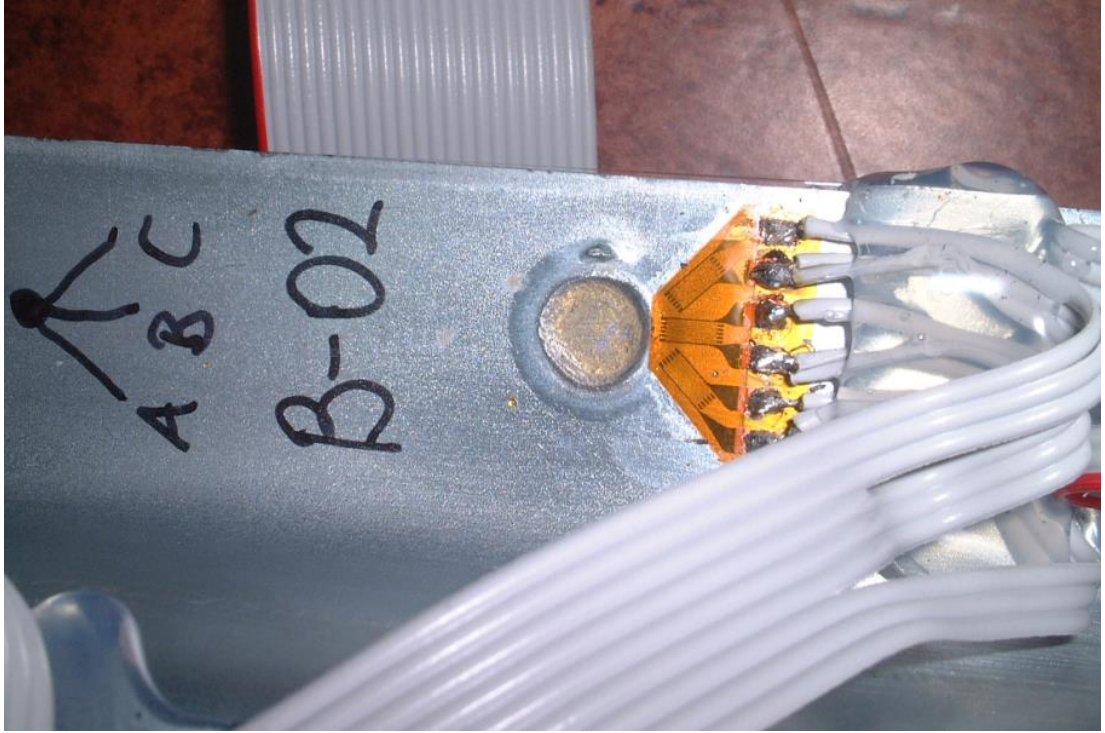


B01 (A/B/C) : Nokta Kaynak Eşiği (Ankastre Mesnede En Yakın Kaynakta)

B02 (A/B/C) : Nokta Kaynak Eşiği (Orta Noktada)

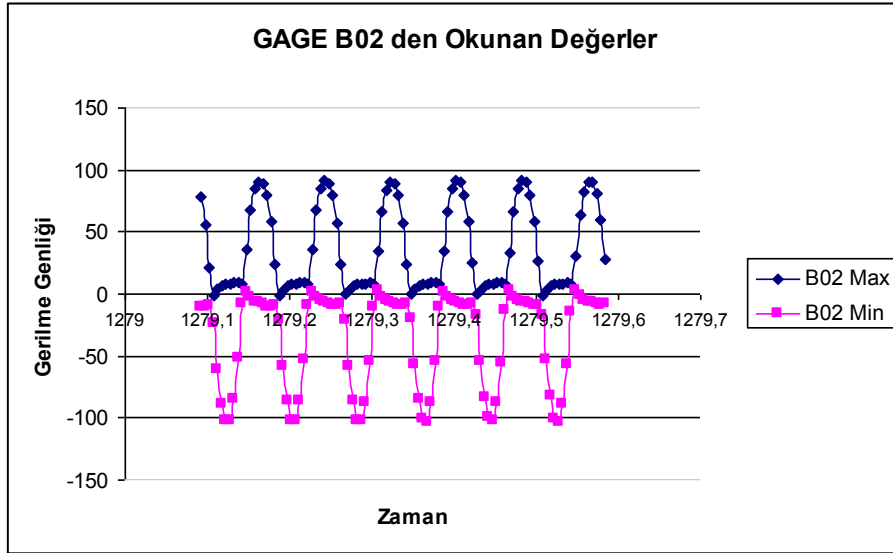
B03 (A/B/C) : Nokta Kaynak Eşiği (Orta Noktada)

Şekil 8.3: Strain Gage Konum Ve Yönleri



Şekil 8.4: İki Numaralı Strain-Gage'in Konumlandırılması

B02 numaralı strain-gage'in ayrıntılı görünüşü Şekil 8.4' te görülmektedir. Deneysel gerilme analizi neticesinde gagelerden okunan stres değerleri sonlu elemanlar analizi sonuçlarıyla mukayese edilmek üzere excell ortamında çizilmiştir. Aşağıdaki Şekil 8.5'te B02 numaralı gage için excell ortamında çizilen grafik görülmektedir.



Şekil 8.5: B02 Numaralı Gage'den Okunan Gerilme Genliği

8.2 Yorulma Testleri

Şekil 8.6'da içi boş kare kesitli düz profil için kurulan test düzeneği görülmektedir. Her iki uçtan da 70mm genişliğinde bir bölge mesnetleme ve kuvvet aktarımı için kullanılmış olup bir uç tamamen mesnetlenmiş diğer uçtan ise burulma momenti verilmiştir.



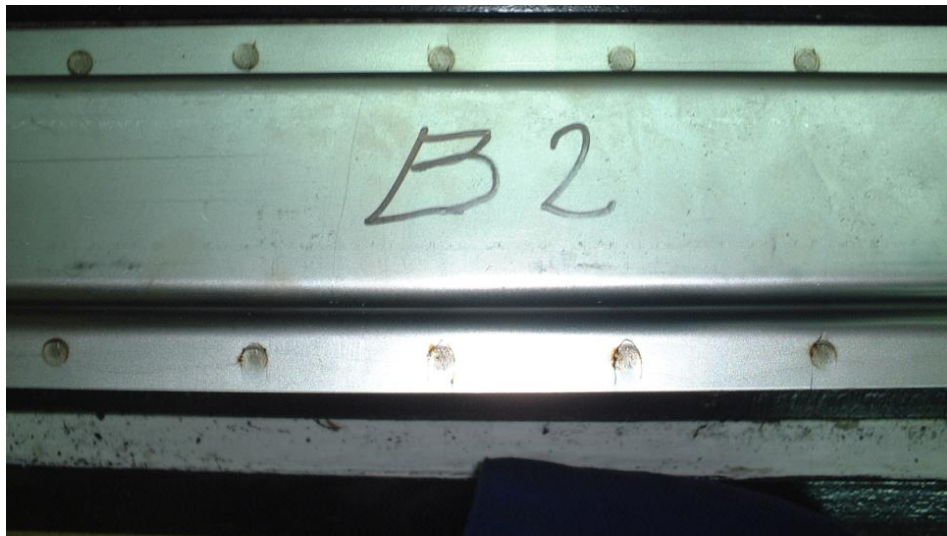
(a) Önden Görünüş



(b) İzometrik Görünüş

Şekil 8.6: Yorulma Test Düzeneği a) Önden Görünüş, b) İzometrik Görünüş

Farklı genlik değerlerinde tekrarlanan testlerde sabit genlikli dinamik burulma momentine maruz kalan numuneler ömürlerini tamamlayıp hasara uğramışlardır. Dinamik yükleme altında çevrimsel zorlamaya maruz kalan parçalar ömürlerini tamamladıklarında test düzeneğinde yüksek gürültü ortaya çıkmış ve bu şekilde hasar çevrim sayısı kolaylıkla tespit edilebilmiştir. Test düzeneğine monte edilen bir sayaç yardımıyla hasar çevrim sayıları okunabilmiştir. Aşağıda Şekil 8.7'deki resimlerde hasar bölgeleri ve şekilleri görülmektedir.



(a) 2 Numaralı Numune



(b) Üstten Görünüş



(c) Alttan Görünüş

Şekil 8.7: Hasar Bölgesine Ait Fotoğraflar a) 2 Numaralı Numune, b) Üsten Görünüş, c) Alttan Görünüş

Numuneler üzerinde gerçekleştirilen yorulma test sonuçları her bir kalınlık değeri için aşağıda Tablo 8.1'e işlenmiştir.

Tablo 8.1: Yorulma Test Sonuçları

Kalınlık 1mm		Kalınlık 1.5 mm		Kalınlık 2 mm	
Test Burulma Momenti (Nm)	Ömür (çevrim)	Test Burulma Momenti (Nm)	Ömür (çevrim)	Test Burulma Momenti (Nm)	Ömür (çevrim)
+/- 160	132,855	+/- 221	44,000	-200/+250	105,000
+/- 160	155,000				
+/- 160	104,000	+/- 221	42,500	0/+320	220,000
+/- 180	83,300				
+/- 180	55,532	+/- 225	51,378	-240/+330	26,250
+/- 180	83,275				
+/- 180	62,000	+/- 225	52,000	+/- 340	52,000
+/- 180	56,880				
+/- 180	38,500	+/- 225	34,125	-300/+320	50,000
+/- 180	50,546				
+/- 180	71,623	+/- 228	25,895	-300/+330	24,000
+/- 180	50,528				
+/- 180	60,567	+/- 228	40,181	+/- 320	28,000
+/- 180	52,686				
+/- 180	51,864	+/- 228	27,526	-280/+320	30,000
+/- 180	53,500				
+/- 180	69,567	+/- 230	36,639	-280/+320	30,000
+/- 180	46,370				
+/- 200	37,347	+/- 230	45,444	-280/+340	47,000
+/- 207	43,521				

9. BİLGİSAYAR DESTEKLİ HESAPLAMALAR

Bu bölümde içi boş kare kesitli düz profillerin ömür tayini için gerçekleştirilen bilgisayar destekli çalışmalar açıklanmıştır. Profillerin geometrik modelleri ve sonlu elemanlar ağ modelleri ANSYS programında oluşturulmuştur. Nokta kaynaklı bölgelerin ağ yapısının modellenmesinde ANSYS ile FEMFAT yazılımları etkileşimli kullanılmıştır. 1, 1.5 ve 2 mm kalınlığa sahip numuneler için ayrı modeller kurulmuştur. Daha sonra test düzeneğindeki sınır koşulları ANSYS sonlu elemanlar ortamına aktarılıp analiz yapılmış ve model üzerindeki gerilme dağılımı elde edilmiştir. Son olarak sonlu elemanlar modelinden elde edilen gerilme sonuçları, malzemeye ait S-N eğrisi ve dinamik yükleme bilgileri FEMFAT yorulma analizi programına girdi olarak aktarılıp numunelere ait ömür değerleri hesaplanmıştır.

Literatürde, sonlu eleman modelleri kullanılarak nokta kaynağının yorulma ömrünün hesaplanması üzerine çalışmalar yapılmıştır. Zhang [16], kurduğu modelde kaynak bölgesini rijit bir kafes şemsiye ile kaynak bağlantısını ise kiriş elemanlar ile modelleyerek nokta kaynaklarının sayısını ve yerlerini optimize etmiştir. Nokta kaynaklarının yerleri ve sayıları, yorulma koşullarında üzerinde durulması gereken en büyük ekonomik etkindir. Seri üretim düşünüldüğünde, yapının dayanımı azalmadan nokta kaynak sayısında yapılabilecek küçük bir azalma ürün maliyeti açısından büyük kazançlar getirecektir.

Nokta kaynağı pratikte dairesel kesit alanlarına sahiptirler ve modellemelerde genelde dairesel kaynak çekirdeği kabulü yapılır. Bae [17], eliptik kaynak çekirdeğinin, kaynağın yorulma ömrünü arttırdığını bulmuştur.

Deng [18], yapıyı 3 boyutlu elemanlarla ve kabuk elemanlarla modellemiş, bu iki model arasında karşılaştırma yapmıştır. 3 boyutlu eleman modellerinden birinde kaynak bölgesini de 3 boyutlu elemanlarla modellemiş, diğerinde ise bağlantıda rijit eleman kullanmıştır. Kabuk eleman modelinde ise kaynak bağlantısında rijit elemanlar kullanmıştır. Yaptığı çalışmalar sonucunda, yakınsak koşullar altında kabuk elemanlarla yapılan modellerin, nokta kaynağı ömür hesabında daha iyi

sonuçlar verdiğini savunmuştur. Deng [18], kabuk elemanlarda uygulanmakta olan değişik nokta kaynağı modelleri arasında karsılaştırma yapmamış, hangisinin deneysel sonuçlarla daha iyi uyuruşunun bulunmasının gerekli olduğunu savunmuştur.

Mori [28], yapının modellenmesinde kabuk elemanları, kaynak bölgesinde ise her bir nokta kaynak çifti için kaynak merkezini kiriş elemanlar ile bağlamıştır. Yaptığı alışmalar sonucunda çok sayıda nokta kaynak içeren yapılar için yorulma ömrü açısından en optimum sonucu bu modelin verdiğini bulmuştur.

Rupp [19], nokta kaynağında çentik ucundaki gerilmeler veya gerilme yoğunlaşması faktörleri yerine, yerel yapısal gerilmeler ile yorulma ömür deneyleri arasında iliksi kurmuştur.

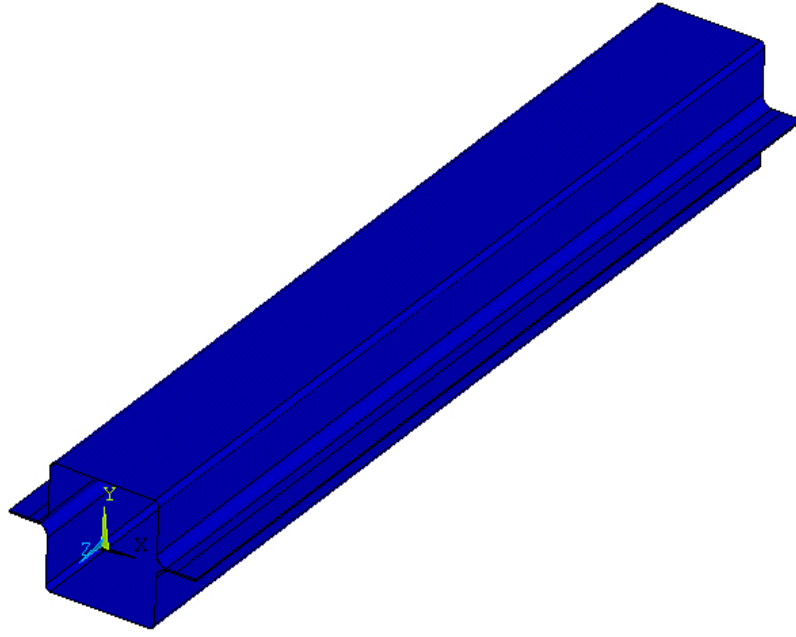
Radaj [15], kaynak çekirdeğinin kenarındaki eşdeğer gerilme yığılması faktörünü deney sonuçları ile karsılaştırarak yorulma ömür hesabı yapmaktadır. Sonuçlar farklı iki malzemeden yapılmış sacların kaynakları ve farklı kalınlıktaki malzemeler arasındaki kaynak bağlantıları için genelleştirilmiştir. Radaj [15], kaynak bağlantısını rijid kabul etmiştir ve kaynağa etkiyen burulma momentinin etkisini hesaba katmamıştır. Radaj [15]'in kullandığı aynı teknik, Zhang [16] ve Zhang [21] tarafından da kullanılmıştır. Nakahara [20], nokta kaynağı çekirdeğinin analizini yapmıştır. 3 yönde kuvvet ve momenti teker teker kaynak çekirdeğine uygulamış, çekirdek kenarındaki maksimum asal gerilme değerini yorulma deneyi sonuçları ile karsılaştırarak yorulma ömür hesabı yapmıştır. Nakahara [20], kaynak çekirdeğini rijit kabul etmiştir. Nakahara [20]'de, kaynak çekirdeği köşesinde, teorik yöntemle bulunan sonuçlarla sonlu eleman modelleri ile bulunan sonuçların farklılık gösterdiği belirtilmiş, bu farklılığın sebebi olarak da kaynak çekirdeğinin rijitliğinin farklılığı ve yük dağılımının tekilliği gösterilmiştir.

Sheppard [22] eşdeğer bir yapısal gerilme tanımlamakta ve çatlak ilerleme ömrü ile yorulma ömrünü aynı kabul etmekte, deney sonuçlarını kullanarak yorulma ömrü ile maksimum eşdeğer yapısal gerilme arasında bir bağıntı kullanmaktadır. Newman [23], bir nokta kaynağın yorulma davranışını bir serbestlik dereceli çatlak ilerleme problemi olarak modellemiş ve düzeltilmiş Paris atlak ilerleme modelini kullanarak yorulma ömrü için bir denklem elde etmiştir.

Kang ve Barkey [24], mevcut deney sonuçlarını kullanarak çok değişkenli enterpolasyon ve ekstrapolasyon formülleri ile nokta kaynağının yorulma ömrünü belirlemeye çalışmıştır. Diğer yandan, Sohn [25], nokta kaynağının yorulma ömrünü belirlemek için deney sonuçları kullanarak bir uzman sistem geliştirmiştir. Salvini [26], sonlu elemanlar metodu ile elde edilen kaynak bölgesindeki gerilme değerinin teorik olarak ekstrapolasyonu ile kaynak çekirdeği kenarındaki gerilme değerini hesaplamakta ve deneysel sonuçları kullanarak yorulma ömrünü belirlemektedir. Benzer bir teknik, Zhang [27] tarafından da kullanılmaktadır.

9.1 Sonlu Elemanlar Modeli

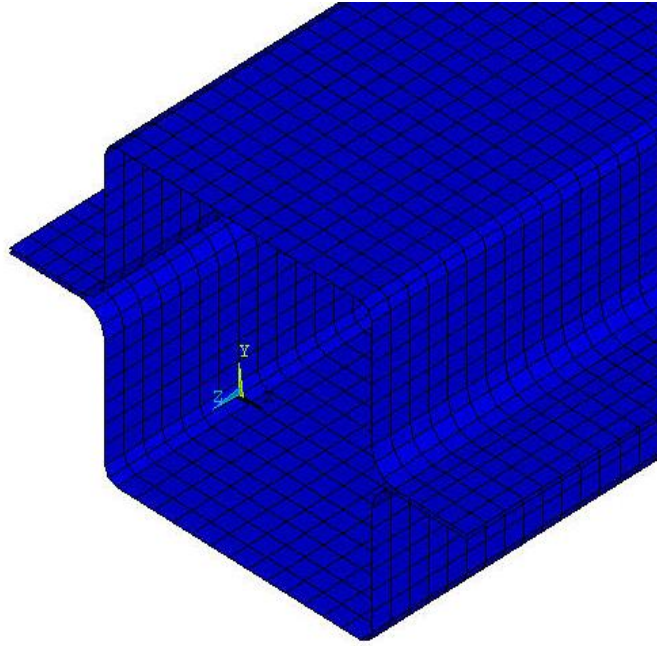
İlk olarak üç farklı kalınlık değerine sahip profiller ANSYS ortamında oluşturuldu. Şekilde 9.1’de oluşturulan katı model görülmektedir.



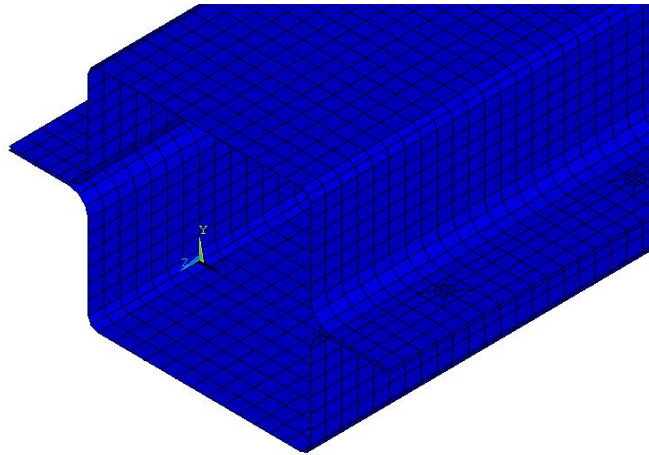
Şekil 9.1: İçi Boş Kare Kesitli Profile Ait Model

İkinci aşamada bu modele ait sonlu elemanlar ağ yapısı oluşturuldu. Model 11,460 eleman ve 11,772 düğüm noktasından oluşmaktadır. Profil yüzeyleri için SHELL63 alt ve üst profilleri bağlayan nokta kaynak çekirdek bağlantılarında ise BEAM188 eleman tipleri kullanılmış olup eleman boyutu ortalama olarak 5 mm alınmıştır. Kaynak bölgelerinde özel bir ağ yapısı kullanılmıştır. Bu özel ağ yapısının şekli ve mukavemet özellikleri FEMFAT ortamında oluşturulmuştur. FEMFAT ortamına aktarılan model üzerinde kaynak bölgesindeki elemanların mukavemet özellikleri

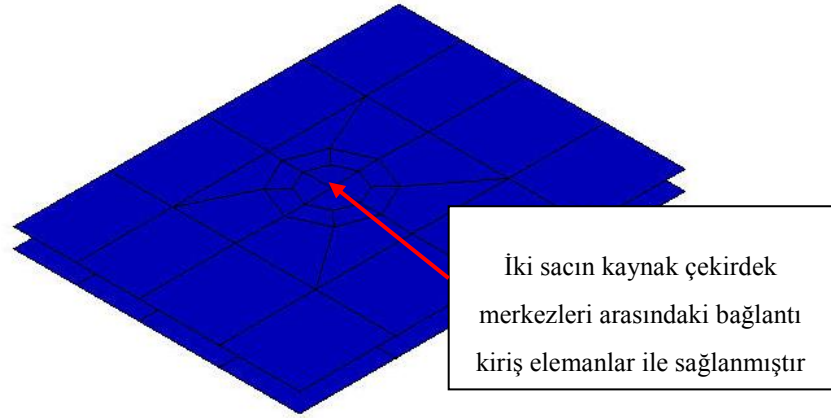
katsayılarla çarpılarak düzeltilmiştir. Burada amaç analizde oluşacak tekilliklerin seviyesini düşürmektir. Bu bölgede yeniden bir ağ yapısı oluşturuldu. Yeni oluşturulan elemanların boyutları 1.5 mm'ye kadar inmektedir. 1, 1.5 ve 2 mm kalınlığa sahip profiller için sırasıyla 4.5, 5.5 ve 6.5 mm çapında kaynak çekirdekleri kullanılmıştır. Profil malzemesi ASTM A366 olup, elastisite modülü için 210 MPa, yoğunluk için 7.85 kg/m^3 ve poisson oranı için 0.3 değerleri girilmiştir. Her bir kalınlık için farklı modeller kurulmuştur. Aşağıda Şekil 9.2'de ilk oluşturulan ağ yapısı, Şekil 9.3'te sonradan oluşturulan kaynak bölgesindeki özel ağ yapısı ve Şekil 9.4'te ise kaynak bölgesinin ayrıntısı görülmektedir.



Şekil 9.2: İlk Oluşturulan Sonlu Elemanlar Ağ Yapısı



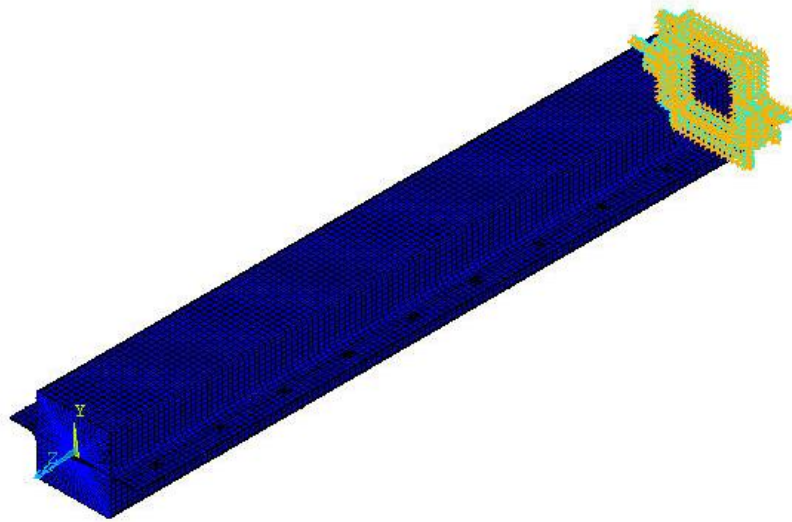
Şekil 9.3: Özel Ağ Yapısına Sahip Sonlu Elemanlar Modeli



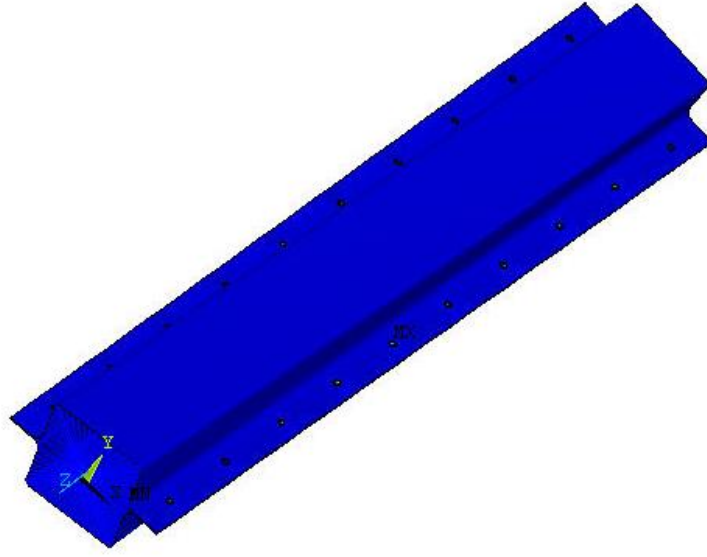
Şekil 9.4: Kaynak Bölgesindeki Ağ Yapısının Ayrıntıları

9.2 Sonlu Elemanlar Analizi ve Sonuçlar

Hazırlanan sonlu elemanlar modeli Şekil 9.5'te görüldüğü gibi bir ucundan x, y ve z yönlerinde hareket edemeyecek şekilde mesnetlenmiş ve diğer uçtan ise 160 Nm moment uygulanmıştır. Moment profil merkezine yerleştirilen bir düğüm noktasına uygulanmış ve kuvvet aktarımı profile bağlı rijit çubuk elemanlar üzerinden gerçekleştirilmiştir. Bu analiz ile oluşturulan sonlu elemanlar modelinin doğrulanması amaçlanmıştır. Numune üzerine strain-gage'lerin bağlandığı test düzeneğinde ± 160 Nm dinamik yük uygulanmıştır.

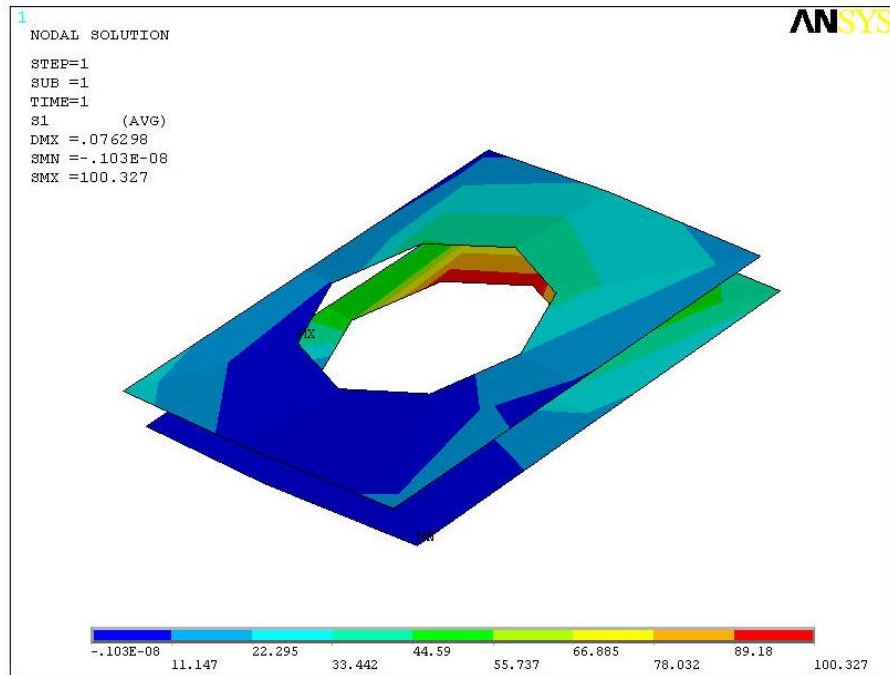


Şekil 9.5: Model Üzerine Uygulanan Sınır Şartları

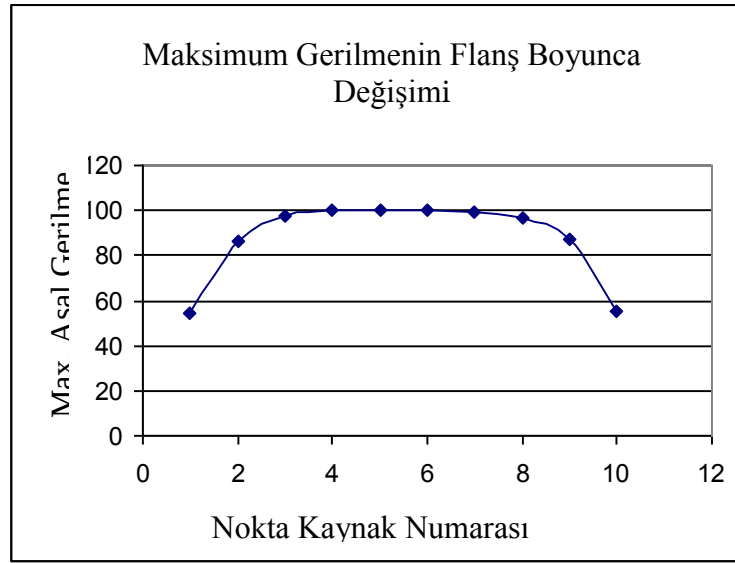


Şekil 9.6: 1 mm Kalınlığa Sahip Model İçin Maksimum Asal Gerilme Sonuçları

Yukarıda Şekil 9.6’da 1 mm kalınlığa sahip model için maksimum asal gerilme sonuçları görülmektedir. Şekil 9.7’de ise gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen gerilme dağılımının kaynak bölgesindeki ayrıntısı görülmektedir. Maksimum gerilmeler kırmızı renkle görülen kaynak bölgelerinde ortaya çıkmış olup en yüksek gerilme değerinin orta noktadaki kaynakta oluştuğu görülmüştür.

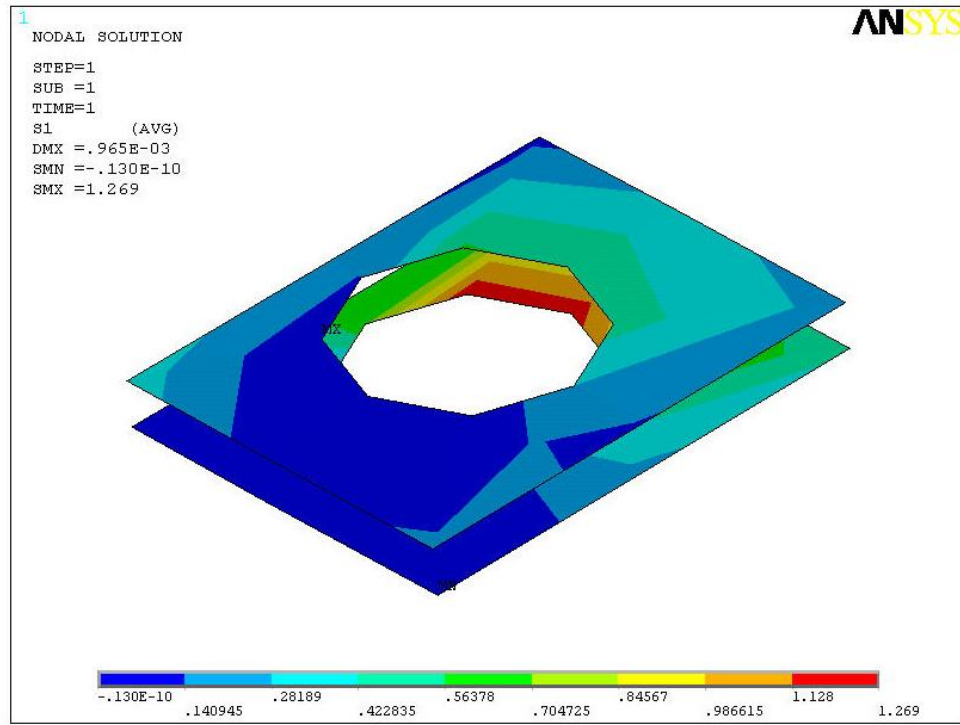


Şekil 9.7: 1 mm Kalınlığa Sahip Model İçin Maksimum Asal Gerilme Sonuçlarının Kaynak Bölgesindeki Ayrıntısı

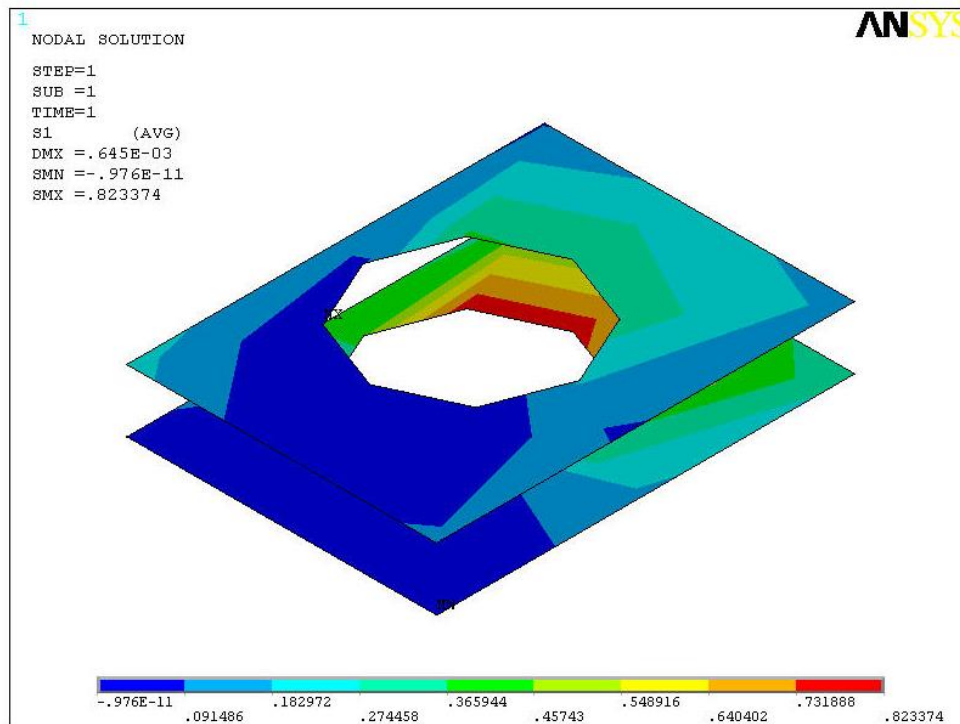


Şekil 9.8: 1 mm Kalınlığa Sahip Model İçin Maksimum Asal Gerilmenin Flanş Boyunca Değişimi

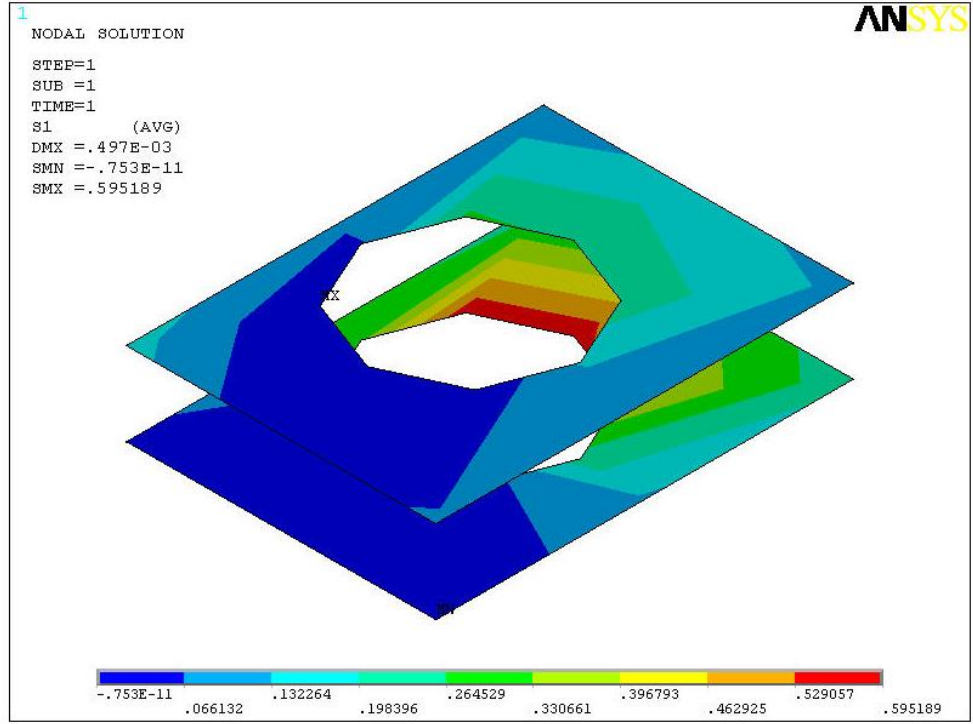
Yukarıda Şekil 9.8’de maksimum asal gerilmenin flanş boyunca değişimi görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde ± 160 Nm dinamik burulma momenti altında yorulmaya zorlanan numunenin beşinci nokta kaynak bölgesinde yaklaşık 100 MPa mertebesinde maksimum asal gerilme değerleri elde edilmiştir. Deneysel çalışmada yapılan ölçümlerde maksimum asal gerilme değeri 100–105 MPa mertebesinde bulunmuştu. Bu noktada elde edilen sonuçlar deneysel çalışma ile karşılaştırılırsa sonuçlar arasında uyum olduğu görülür. Kurduğumuz sonlu elemanlar modeli doğrulanmıştır. Aşağıda Şekil 9.9, Şekil 9.10 ve Şekil 9.11’de her bir kalınlık değeri için birim moment yüklemesi altında gerçekleştirilen sonlu elemanlar analiz sonuçlarının kaynak bölgesindeki ayrıntısı görülmektedir. Şekillerde kaynak merkezindeki elemanlar ihmal edilmiştir. Kaynak merkezleri tek noktadan bağlandığı için gerilme sonuçlarında tekillik problemleri meydana gelmiştir merkez noktalarında. Sayısal çözümün algoritmasından kaynaklanan bu problem zaten beklenen ve bilinen bir sorundur. Sorunun çözümü için gerçekçi olmayan kaynak dairesi içindeki elemanlara ait gerilme analiz sonuçları ihmal edilmiş ve çevresindeki elemanlara ait gerilme sonuçları kullanılmıştır sonraki yorulma analizlerinde. Bu nedenle resimlerde kaynak dairesi içindeki elemanlar görülmemektedir. Sonuçlar incelendiğinde kalınlık artışıyla birlikte kaynak bölgesinde oluşan maksimum gerilme değerlerinde azalma olduğu görülmektedir.



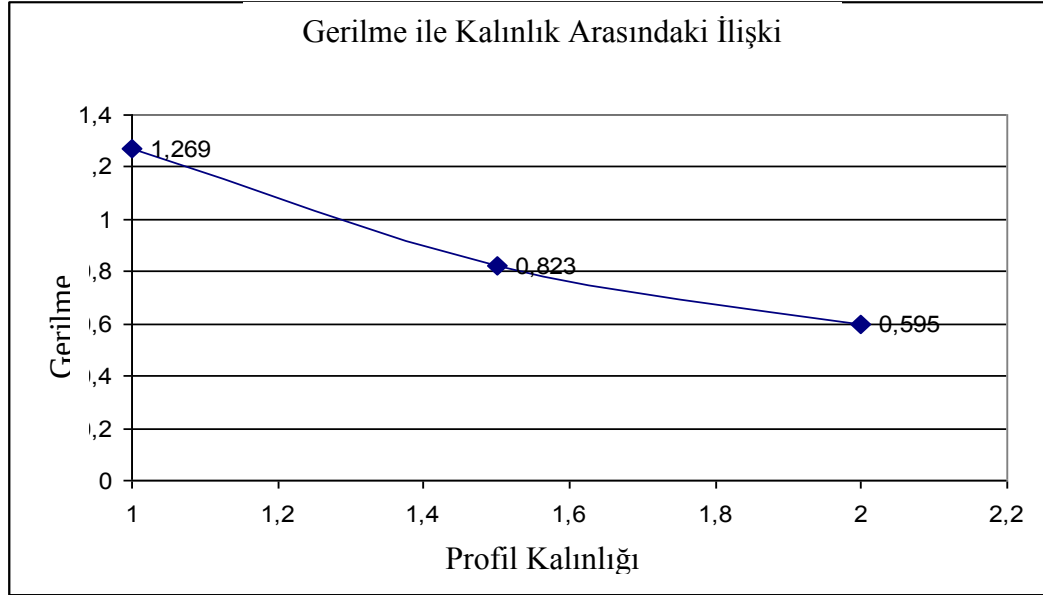
Şekil 9.9: Birim Moment Altında Yorulmaya Zorlanan 1 mm Kalınlığa Sahip Model İçin Maksimum Asal Gerilme Sonuçlarının Kaynak Bölgesindeki Ayrıntısı



Şekil 9.10: Birim Moment Altında Yorulmaya Zorlanan 1.5 mm Kalınlığa Sahip Model İçin Maksimum Asal Gerilme Sonuçlarının Kaynak Bölgesindeki Ayrıntısı



Şekil 9.11: Birim Moment Altında Yorulmaya Zorlanan 2 mm Kalınlığa Sahip Model İçin Maksimum Asal Gerilme Sonuçlarının Kaynak Bölgesindeki Ayrıntısı



Şekil 9.12: Birim Moment Altında Yorulmaya Zorlanan Modellerde Ortaya Çıkan Maksimum Gerilmelerin Kalınlığa Bağlı Olarak Değişimi

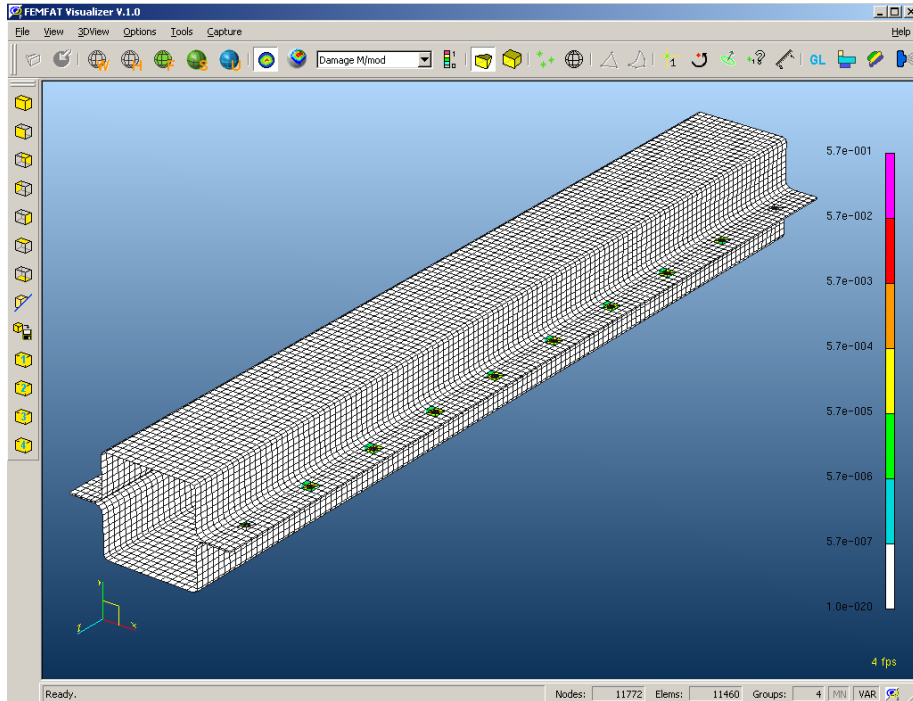
Şekil 9.12 incelendiğinde kalınlık artışının kaynak bölgesi civarındaki gerilmelerin önemli ölçüde düşürdüğü görülmüştür.

9.3 Sanal Yorulma Testi ve Sonuçlar

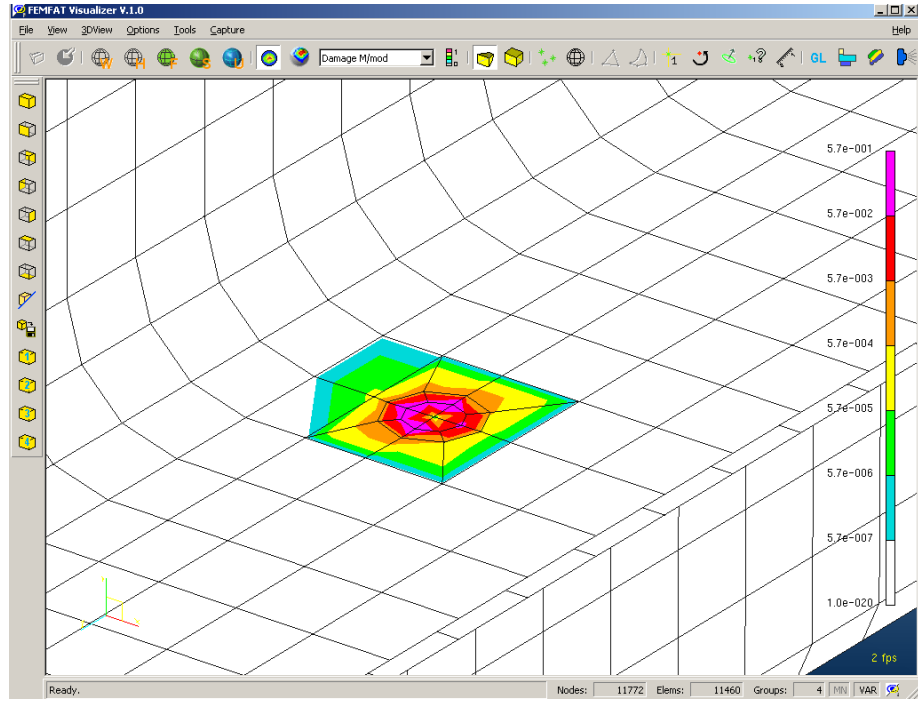
Sanal yorulma analizleri için Magna Steyr firması tarafından geliştirilen FEMFAT yazılımı kullanılmıştır. Farklı kalınlık ve yükleme senaryoları için gerçekleştirilen testlerin benzeri FEMFAT ortamında sanal olarak gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen sanal yorulma testleri şu adımları içermektedir:

- 1) Sonlu elemanlar modelinin FEMFAT ortamına aktarılması
- 2) Sonlu elemanlar analiz sonuçlarının FEMFAT ortamına aktarılması
- 3) Dinamik yüklemenin tanımlanması
- 4) Malzemenin tanımlanması
- 5) Nokta kaynak veritabanının aktif hale getirilmesi
- 6) Analiz
- 7) Hasar ve ömür sonuçlarının görüntülenmesi

Yukarıdaki adımlar sırayla uygulanmış ve yorulma analizleri sanal ortamda gerçekleştirilmiştir. Aşağıda şekil 9.13'te sanal testlerin sonuçları görülmektedir.



(a) Hasar Analizi



(b) Hasarlı Bölgenin Ayrıntısı

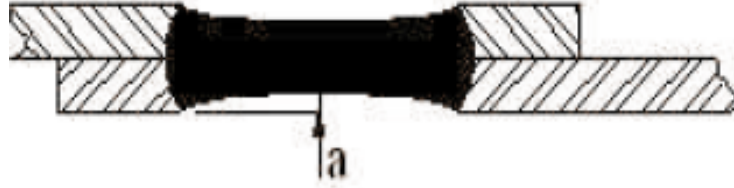
Şekil 9.13: Sanal Test Sonucu Oluşan Hasar Resimleri a) Hasar Analizi, b) Hasarlı Bölgenin Ayrıntısı

FEMFAT'ın malzeme kütüphanesinde çentiksiz, yuvarlak kesitli, yüzeyi parlatılmış özel test numuneleri için elde edilmiş S-N eğrileri bulunmaktadır. Gerçek işletme şartlarında çalışan makina parçalarının yorulma ömürlerini tahmin edebilmek için bu S-N eğrileri çeşitli katsayılar ile çarpılarak düzeltilmelidir. FEMFAT, işletme şartlarını tanımlayan verileri girmemizi sağlayarak S-N eğrisinin düzeltilmesini otomatik olarak kendisi gerçekleştirmektedir.

Tablo 9.1: Sanal Test Sonuçları

Kalınlık 1mm		Kalınlık 1.5 mm		Kalınlık 2 mm	
Test	Ömür	Test	Ömür	Test	Ömür
Burulma	(çevrim)	Burulma	(çevrim)	Burulma	(çevrim)
Momenti		Momenti		Momenti	
(Nm)		(Nm)		(Nm)	
+/- 160	217,250	+/- 221	106,678	-280/+320	92,421
+/- 180	120,034	+/- 225	97,847	-320/+320	75,529
+/- 200	70,622	+/- 228	91,743	-300/+330	74,184
+/- 207	59,347	+/- 230	87,950	-280/340	72,727

Nokta kaynaklı bağlantıya sahip içi boş kare kesitli düz profillerin yorulma ömürlerinin bilgisayar ortamında hesaplanabilmesi için elimizde bulunan gerilme yığılması, malzeme, yüzey pürüzlülüğü, ortalama gerilme ve mikro plastisite gibi etkenler FEMFAT ortamında sayısallaştırılıp hesaba katılmıştır. Ancak bu çalışmada sayısallaştırılamayan iki faktör daha vardır; bunlar kaynak işlemi sırasındaki çökme etkisi ve homojen olmayan soğuma sonrasında oluşan artık gerilmelerdir. Bu iki etki yorulma ömrü üzerinde çok büyük öneme sahiptir.



Şekil 9.14: Kaynak Sırasında Oluşan Çökme

Kaynak işlemi sırasında elektrotlar belli bir süre sac parçaları birbirine bastırır. Basınçtan dolayı Şekil 9.14'te görüldüğü gibi bir miktar çökme meydana gelir. Çökme neticesi kaynaklı bağlantılarda gerilme yığılması oluşur. Kesit azalması ve neticesinde meydana gelen gerilme yığılmaları yorulma ömründe azalmalara yol açmaktadır. Çökme miktarının belirlenip bilgisayar destekli yorulma hesaplarına katılması ömür hesaplarının doğruluğunu arttıracaktır. Kaynak sırasında meydana gelen çökme miktarları ultrasonik tahribatsız muayene yöntemleriyle hesaplanabilir.

Kaynak işlemi sırasında elektrotlar üzerinden yüksek akım geçmektedir. Akım geçerken oluşan ısı, elektrotlar tarafından uygulanan basıncın bir sonucu olarak sacların tam bir temas haline getirildiği yerel bir alanda yoğunlaşır. Akım geçmeye devam ettikçe ara yüzeyde erime gerçekleşir ve bir kaynak banyosu oluşuncaya kadar sıcaklık artar; eğer bu anda akım kesilecek olursa, bağlantı alanı soğur ve basınç altında katılaşma meydana gelir. Bu şekilde oluşan kaynak dikişi, saclar arasında bağlantı boyunca yük taşıyabilen yerel bir bağ oluşturur. Fakat bu erime ve yüksek hızda homojen olmayan soğuma sonucunda ısıl etkiye maruz kalan bölgede artık gerilmeler oluşur. İçinde artık gerilme bulunan elemanların yorulma dayanımı düşer. Bilgisayar destekli analizlerin doğruluğunu arttırmak için meydana gelen artık gerilmelerin seviyesinin bilinmesi ve analizlere aktarılması gerekir. Bu amaçla kaynak işlemi sırasında oluşan artık gerilmeleri ölçmek için X-ışınlarının kırınımı prensibine dayanan bir difraktometre cihazı kullanılabilir. Şekil 9.15'de bu amaçla kullanılan örnek bir cihaz görülmektedir.



Şekil 9.15: RIGAKU MSF-3M Difraktometre Cihazı

Bu çalışma içerisinde çökme miktarı ve artık gerilme analizleri için ölçme yöntemleri kullanılmamıştır. Yapılan literatür taraması neticesinde profil üzerinde oluşabilecek maksimum artık gerilme sınırlarına ulaşılmıştır. LINDGREN'in çalışmasına göre 1mm kalınlıkta sac parçalar için artık gerilmeler ± 75 MPa arasında kalmaktadır. Bu artık gerilmeler FEMFAT ortamına aktarılıp sanal testler tekrarlanmış ve tablodaki sonuçlara ulaşılmıştır.

Tablo 9.2: Artık Gerilmeler Eklendikten Sonra Elde Edilen Sanal Test Sonuçları

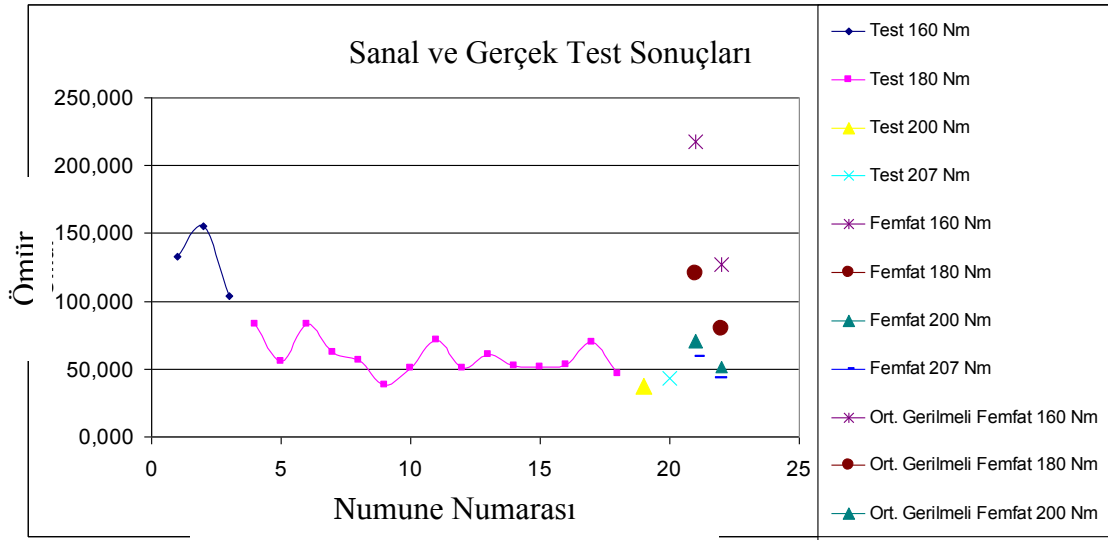
Kalınlık 1mm		Kalınlık 1.5 mm		Kalınlık 2 mm	
Test	Ömür	Test	Ömür	Test	Ömür
Burulma	(çevrim)	Burulma	(çevrim)	Burulma	(çevrim)
Momenti		Momenti		Momenti	
(Nm)		(Nm)		(Nm)	
± 160	126,952	± 221	54,735	-280/+320	53,163
± 180	79,809	± 225	50,480	-320/+320	43,011
± 200	51,573	± 228	47,574	-300/+330	42,790
± 207	43,497	± 230	45,746	-280/340	42,589

10. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Makina parçalarında gerilme yığılması olan bölgeler muhtemel yorulma çatlağı başlangıç noktalarıdır. Yorulma analizlerini yüksek doğrulukla gerçekleştirebilmek için bir gerilme yığılması kaynağı olan nokta kaynaklarının sonlu elemanlar modellerinin doğrulanması gerekir. Bu amaçla bir numune üzerine strain-gage'ler bağlanmış ve gerilme analizi neticesinde dinamik yüke maruz kalan numune üzerinde oluşan gerilmeler elde edilmiştir. Sonlu elemanlar analiz sonuçları incelendiğinde +/-160 Nm dinamik burulma momenti altında yorulmaya zorlanan numunenin beşinci nokta kaynak bölgesinde yaklaşık 100 MPa mertebesinde maksimum asal gerilme değerleri elde edilmiştir. Deneysel çalışmada yapılan ölçümlerde maksimum asal gerilme değeri 100–105 MPa mertebesinde bulunmuştu. Bu noktada elde edilen sonuçlar deneysel çalışma ile karşılaştırıldığında sonuçlar arasında uyum olduğu görülür. Kurduğumuz sonlu elemanlar modeli doğrulanmıştır.

Sac kalınlığı arttıkça nokta kaynak civarında oluşan gerilmelerin beklendiği üzere önemli ölçüde düştüğü görülmüştür.

1 mm kalınlığa sahip yirmi numune, 1.5 mm ve 2 mm kalınlığa sahip 10'ar numune üzerinde İstanbul Teknik Üniversitesi Mukavemet Laboratuvarı'nda yorulma testleri gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları incelendiğinde numunelerin yorulma ömürlerinin bir dağılım gösterdiği görülmektedir. Bu dağılımın büyük olması, nokta kaynak işleminin bazı numuneler için yeterli hassasiyetle yapılmamış olmasından ya da test sırasında bazı numunelerin aşırı sıkılmasından kaynaklanmış olabilir. Kaynak işleminin belli kalite sınırları içinde yapılmış olmasına ve test düzeneğinin iyi kurulmasına dikkat edilerek bu dağılım en aza indirilebilir. Şekil 10.1'de 1mm kalınlığa sahip numuneler için sanal ve gerçek test sonuçları aynı diyagramda verilmiştir. Elimizdeki mevcut veriler ile gerçekleştirdiğimiz sanal test sonuçları ile gerçek test sonuçları karşılaştırıldığında %100'e varan hataların olduğu görülmektedir. Bu tarz bir yaklaşımla farklı tasarım alternatifleri yorulma ömürleri açısından birbirleriyle kıyaslanabilirler ancak gerçek ömür değerlerine ulaşamaz.



Şekil 10.1: 1 mm Kalınlığa Sahip 20 Numune İçin Gerçek Test Ve Sanal Test Sonuçları

Bu çalışmada sayısallaştırılamayan yorulma ömrünü önemli ölçüde etkileyebilecek iki faktör daha vardır; bunlar kaynak işlemi sırasındaki çökme etkisi ve homojen olmayan soğuma sonrasında oluşan artık gerilmelerdir. Bu iki etki yorulma ömrü üzerinde büyük öneme sahiptir. LINDGREN'in çalışması dikkate alınarak kaynak bölgelerinde 75 MPa mertebesinde artık gerilmenin olduğu varsayılmış ve bu varsayımla gerçekleştirilen sanal test sonuçlarının gerçek ömür dağılımının büyük ölçüde içinde kaldığı görölmüştür. Ortalama gerilmeli durumda gerçekleştirilen sanal test sonuçları da şekil 10.1'de görölmektedir. Tablo 10.1, tablo 10.2 ve tablo 10.3'de sanal ve gerçek testlerin kıyaslanması tablolar halinde verilmiştir.

Bu alışma neticesinde nokta kaynaklı konstrüksiyonların, güvenilir verilerin kullanılması ve çalışma boyunca anlatılan bütün etkenlerin sayısallaştırılıp sanal ortama aktarılması halinde yorulma ömürlerinin sanal ortamda bulunabileceği görölmüştür. Doğrulanmış modeller ile sanal ortamda kısa sürede çok sayıda tasarımın denenebilecek olması yapılacak gerçek yorulma testlerini en aza indirecektir. Özellikle otomotiv ve uçak sanayi için hayati öneme sahip bu konu maliyetleri düşürüp rekabet gücünü arttıracaktır.

Tablo 10.1: 1 mm Kalınlıĝa Sahip Numuneler İçin Sanal Ve Gerçek Test Sonuçları

	Ortalama Gerilmesiz Sanal Test	Ortalama Gerilmeli Sanal Test	Gerçek Test
Test Burulma Momenti (Nm)	Ömür (evrim)	Ömür (evrim)	Ömür (evrim)
+/- 160	217,250	126,952	104,000-155,000
+/- 180	120,034	79,809	38,500-83,300
+/- 200	70,622	51,573	37,347
+/- 207	59,347	43,497	43,521

Tablo 10.2: 1.5mm Kalınlıĝa Sahip Numuneler İçin Sanal Ve Gerçek Test Sonuçları

	Ortalama Gerilmesiz Sanal Test	Ortalama Gerilmeli Sanal Test	Gerçek Test
Test Burulma Momenti (Nm)	Ömür (evrim)	Ömür (evrim)	Ömür (evrim)
+/- 221	106,678	54,735	42,500-44,000
+/- 225	97,847	50,480	34,125-52,000
+/- 228	91,743	47,574	25,895-40,181
+/- 230	87,950	45,746	36,639-45,444

Tablo 10.3: 2 mm Kalınlıĝa Sahip Numuneler İçin Sanal Ve Gerçek Test Sonuçları

	Ortalama Gerilmesiz Sanal Test	Ortalama Gerilmeli Sanal Test	Gerçek Test
Test Burulma Momenti (Nm)	Ömür (evrim)	Ömür (evrim)	Ömür (evrim)
-280/+320	92,421	53,163	30,000
-320/+320	75,529	43,011	28,000
-300/+330	74,184	42,790	24,000
-280/340	72,727	42,589	47,000

KAYNAKLAR

- [1] **Dikicioğlu, A. ve Vural, M.**, 1999. Kaynak Tekniği Bölümü Ders Notları.
- [2] **Eryürek, B.**, 1995. Elektrik Direnç Kaynağı Ders Notları.
- [3] **Anık, S. ve Vural, M.**, 1993. Kaynak Yöntemleri ve Donanımları.
- [4] **Anık, S.**, 1991. Kaynak Tekniği El Kitabı, Yöntemler ve Donanımlar, İstanbul.
- [5] **Lindgreen, L.**, Finite Element Modeling and Simulation of Welding, Journal of Thermal Stresses, n.24, p.141 – 192.
- [6] **Metals Handbook, ASM**, 1983. Ninth Edition, Volume 6, Welding Brazing and Soldering, Resistance Spot Welding, U.S.A., 469-493.
- [7] **Welding Handbook**, 1973. Sixth Edition, Section 5, Applications of Welding, Chapter 90, American Welding Society.
- [8] **Demirkol, M.**, 1991. Mekanik Metalurji Ders Notları.
- [9] **Onaran, K.**, 2000. Malzeme Bilimi, Bilim Teknik Yayınevi, İstanbul, 255-259.
- [10] **MSC. Fatigue User's Guide**, Chapter 13, Fatigue Theory.
- [11] **Zahavi, E.**, 1996. Fatigue Design: Life Expectancy of Machine Parts.
- [12] **Bishop, NWM., Sherratt, F.**, 2000. Finite Element Based Fatigue Calculations.
- [13] **SURESH, S.**, 1998, Fatigue of Materials, Cambridge Press, 2. ed., cap. 4.
- [14] **ANSYS 8.1**, 2004, Theory Manual, ANSYS Inc.
- [15] **Radaj, D.**, 1990. Local Fatigue Strength Characteristic Values for Spot Welded Joints, Engineering Fracture Mechanics, cilt 37, s. 245-250.
- [16] **Zhang, Y. and Taylor, D.**, 2001. Optimization of Spot Welded Structures, Finite Elements in Analysis and Design, cilt 37, s. 1013-1022.
- [17] **Bae, D. H., Niisawa, J. and Koiso, A.**, 1989. On Stres Distribution and Fatigue Strength of a Single Elliptical Spot Welded Lap Joint Under Tension Shear Load, International Journal of Vehicle Design, cilt 10, s. 284-294.

- [18] **Deng, X. and Chen, W.**, 2000. Performance of Shell Elements in Modeling Spot Welded Joints.
- [19] **Rupp, A., Störzel, K. and Grubisic, V.**, 1995. Computer Aided Dimensioning of Spot Welded Automotive Structures, SAE Report 950711.
- [20] **Nakahara, Y., Takahashi, M., Kawamoto, A., Fujimoto, M. and Tomioka, N.**, 2000. Method of Fatigue Life Estimation for Spot-welded Structures, SAE Paper 2000-01-0779.
- [21] **Zhang, S.**, 2001. Recent Developments in Analysis and Testing of Spot Welds, SAE Technical Paper, 2001-01-0432
- [22] **Sheppard, S. N. and Pan, N.**, 2001. A Look at Fatigue in Resistance Spot Welds -Notch or Crack ?, SAE Paper 2001-01-0433.
- [23] **Newman, J. A. and Dowling, N. E.**, 1998. A Crack Growth Approach to Life Prediction of Spot welded Lap Joints, Fracture of Engineering Materials and Structures, cilt 21, s. 1123-1132.
- [24] **Kang, H. and Barkey, M. E.**, 1999. Fatigue Life Estimation of Spot Welded Joints Using an Interpolation/Extrapolation Technique, International Journal of Fatigue, cilt 21, s. 769-777.
- [25] **Sohn, I., Bae, D. and Jung, W.**, 2002. Expert System for Fatigue Design of Spot-welded Joint, JSME International Journal, cilt 45, s. 481-486.
- [26] **Salvini, P., Scardecchia, E. and Demofonti, G.**, 1997. A Procedure for Fatigue Life Prediction of Spot Welded Joints, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, cilt 20, s. 1117-1128.
- [27] **Zhang, G. and Richter, B.**, 2000. A New Approach to the Numerical Fatigue-life Prediction of Spotwelded Structures, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, cilt 23, s. 499- 508.
- [28] **Mori, N., Amago, T., Ono, M., Sasanabe, M. and Hiraide, T.**, 1986. Fatigue Life Prediction Methods for Spot Welds in T-Shaped Members Under Bending, SAE technical paper no. 860604.

ÖZGEÇMİŞ

Erkan TALAY, 1979 yılında Kocaeli’nde doğdu. İlköğretimini İzmit İnkılâp İlkokulu’nda, ortaöğrenimini İstanbul Sancaktepe İlköğretim Okulu’nda tamamladı. İstanbul Bağcılar lisesinden mezun olduktan sonra 1997 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği bölümünde yüksek öğrenim hayatına başladı. 2002-2004 yılları arasında FİGES A.Ş. firmasında proje mühendisi olarak görev yaptı. Halen, 2002 senesinde İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Makina Dinamiği Titreşim ve Akustik bölümünde başladığı yüksek lisans öğrenimine ve TOFAŞ Ar-Ge Araç Performans Kısım Yöneticiliğindeki proje mühendisliği görevine devam etmektedir.