

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

116587

YORULMA ÇATLAK İLERLEMESİ VE
ÇATLAK DAVRANIŞININ NÜMERİK ANALİZİ

Mahir UZUN

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM YORULMA
DOKÜMANTASYON BÖLÜMÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

METALURJİ VE MALZEME
MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ

ELAZIĞ

2002

116587

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YORULMA ÇATLAK İLERLEMESİ VE
ÇATLAK DAVRANIŞININ NÜMERİK ANALİZİ

Mahir UZUN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
METALURJİ VE MALZEME
MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ

Bu tez,.....Tarihinde, aşağıda belirtilen Jüri Tarafından
Oybirliği/Oyçokluğu ile Başarılı/Başarısız olarak Değerlendirilmiştir.

(İmza)
Danışman

(İmza)
Üye

(İmza)
Üye

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../.....tarih
vesayılı kararıyla onaylanmıştır.

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**YORULMA ÇATLAK İLERLEMESİ VE
ÇATLAK DAVRANIŞININ NÜMERİK ANALİZİ**

Mahir UZUN

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Metalurji ve Malzeme

Mühendisliği Anabilimdalı

2002, Sayfa:60

Bu çalışmada yorulma çatlak ilerlemesi sayısal bir çözüm metodu olan sonlu elemanlar metodu ile modellenmiştir. Özellikle sünek malzemelerde lineer kırılma mekaniği çözümleri yetersiz kalmaktadır. Elasto-plastik yaklaşımlar ise çok karmaşık analitik çözümler gerektirmektedir. Sayısal metotlardan biri olan sonlu elemanlar metodu kullanılarak elasto-plastik yaklaşım çatlak ilerlemesi sırasında çatlak ucunda meydana gelen gerilmeler ve yer değiştirmeler incelenmiştir. Sonlu elemanlar ile çözüm amacıyla ANSYS paket programı kullanılmıştır.

AISI 1070 ve 304 çelikleri için, merkez çatlaklı (CCT) numuneler üzerinde çalışıldı. Çatlak ilerlemesi sırasında, çatlak ucu civarındaki gerilme dağılımları gözlemlendi. Çatlak ucundaki gerilmenin mertebesi belli bir çevrim sayısına kadar uygulanan çevrim sayısı ile artış göstermiş daha sonra sabit kalmıştır. Bu durum malzemenin pekleşmesi ile yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kırılma mekaniği, Yorulma, Sonlu Elemanlar, Çatlak kapanması, ANSYS.

ABSTRACT**MASTER THESIS****THE FATIGUE CRACK PROPAGATION AND
ANALYSIS OF CRACK BEHAVIOUR****Mahir UZUN****Firat University****Graduate School of Natural and Applied Sciences****Department of Metallurgical and****Materials Engineering****2002, Page: 60**

In this study, fatigue crack propagation is simulated by using one of the numerical analysis methods, finite element method. Linear fracture mechanics approach is not sufficient for ductile solids. However, elastic-plastic fracture mechanics approach require much more complicated mathematical models and most of the time the solution of them are too difficult. Therefore, the finite element method is applied for a case of fatigue crack propagation and stress analyses at the end of the crack are studied. ANSYS package program is used for the finite element solution.

Fatigue crack propagation is applied to the CCT specimens made from AISI 1070 and 304 stainless steel. Stress and strain distributions are observed around the crack tip. At the beginning, stress level increases with increasing applied cycle number and then it reaches a steady state level. This behavior is attributed to the work hardening of the materials.

Key Words: Fracture mechanics, fatigue, finite element, crack closure, finite element and ANSYS.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın başından buyana beni yönlendiren danışmanım sayın Yrd. Doç. Dr. M. Halidun KELEŞTEMUR'a, bölüm başkanımız sayın Doç. Dr. Mustafa AKSOY'a, benimle beraber çalışan ve yardımcı olan arkadaşım sayın Arş. Gör. Şükrü YILDIRIMA'a, ANSYS programı ile ilgili yardımlarından dolayı sayın Dr. Muhammet KARATON'a, ayrıca çalıştığım kurumun müdürü olan ve çalışmalarımından dolayı bana destek veren sayın Mak. Yük. Müh. M. Şahin DUMAN'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	I
ABSTRACT	II
TEŞEKKÜR	III
İÇİNDEKİLER	IV
ŞEKİLLER LİSTESİ	VI
TABLolar LİSTESİ	IX
SİMGELER LİSTESİ	X
1. GİRİŞ	1
2. KIRILMA MEKANİĞİ	2
2.1. Enerji Kriteri Yaklaşımı.....	2
2.2. Elastik Kırılma Mekanîği Yaklaşımı.....	4
3. YORULMA VE KIRILMA MEKANİĞİ	7
3.1. Yorulma.....	7
3.1.1. Klasik Yorulma Yaklaşımı.....	8
3.1.1.1. Yorulma Dayanımına İlişkin Genel Tanım.....	10
3.1.1.1.1. Değişken Bölgede Yorulma Dayanımı.....	10
3.1.1.1.2. Dalgalı Bölgede Yorulma Dayanımı.....	11
3.1.1.2. Yorulma Dayanımına İlişkin Özel Tanımlar.....	11
3.1.1.2.1. Değişken Yorulma Dayanımı.....	11
3.1.1.2.2. Dalgalı Yorulma Dayanımı.....	12
3.1.1.3. Yorulma Ömrü.....	12
3.1.1.4. Yorulma Dayanımının Smith Diyagramı İle Gösterilişi.....	12
3.1.2. Yorulmaya Lineer Elastik-Plastik Kırılma Mekanîği Yaklaşımı.....	14
3.1.2.1. Çatlak Kapanması.....	17
3.1.2.2. Plastiklik Sebebiyle Çatlak Kapanması.....	19
3.1.2.3. Pürüzlülük Sebebiyle Çatlak Kapanması.....	20
3.1.2.4. Oksitlenme Sebebiyle Çatlak Kapanması.....	20
3.1.2.5. Faz Dönüşümü Sebebiyle Çatlak Kapanması.....	20
3.1.2.6. Çatlak Ucunun Düzgün Hareket Etmemesi ve Körleşme Sebebiyle Çatlak Kapanması.....	21

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1. Elastik malzemelerde çatlak önündeki gerilmeler	4
Şekil 2.2. Kırılma Tipleri	5
Şekil. 3.1. Wöhler eğrisi ve hasar çizgisi	9
Şekil.3.2. Değişken çekme bölgesinde yorulma dayanımı	10
Şekil.3.3. Dalgalı çekme bölgesinde yorulma dayanımı	11
Şekil.3.4. Değişken yorulma dayanımı	11
Şekil.3.5. Dalgalı yorulma dayanımı	12
Şekil 3.6. Çekme-basma zorlamaları için SMITH yorulma dayanımı diyagramı	13
Şekil 3.7. Sabit yükleme altında, çatlak uzunluğu, a , ile çevrim sayısı, N , nin değişimi	15
Şekil.3.8. Yorulma çatlak ilerlemesinin gerilme şiddet faktörü ile değişmesi	15
Şekil. 3.9. Üç farklı gerilme şiddet faktörü uygulaması için yorulma çatlak kesişmesi çevresindeki plastik bölgenin durumu	18
Şekil 3.10. Çatlak kapanması ile ilgili şematik resimler	19
Şekil.3.11. Faz dönüşümlü çatlak kapanmasının şematik olarak gösterilmesi	21
Şekil 3.12. Mümkün olan çatlak dallanmasının şematik gösterilmesi	22
Şekil 4.1. İki boyutlu elemanlar için local ve global koordinatlar	24
Şekil 4.2. Sabit yükte çatlak ilerletme algoritmalarının çatlak açılma/kapanma Oranları	26
Şekil 4.3. Sabit gerilme şiddeti yüklemesinde çatlak ilerletme algoritmalarının çatlak açılma/kapanma oranları	27
Şekil 4.4. Yorulma çatlak gelişmesi için kullanılan numune geometrileri	27
Şekil 4.5. (4.11) ve (4.12) denklemleri kullanılarak süreksiz kapanma aşamalarının hesaplanmasının karşılaştırılması	29
Şekil 4.6. $\frac{S_{\max n}}{\sigma_0} = 0.7$ için Çatlak gelişiminin çatlak uzunluğu ile değişimi	30
Şekil 4.7. Değişken Maksimum gerilme için çatlak gelişiminin çatlak uzunluğu ile değişimi	31
Şekil 4.8. Sonlu elemanlar metodu ile bölünmüş çentikli numune	32
Şekil 4.9. $R=-1$ ve $R=0$ yüklemeleri için değişik gerilme durumları	33
Şekil 4.10. $R=-1$ yüklemesinde ve $l/c=0.6$ için çatlak önündeki maksimum ve minimum plastik bölgeler	34

4. YORULMA ÇATLAK İLERLEMESİNDE NÜMERİK ANALİZ	23
4.1. Nümerik Metotların Gelişimi	23
4.1.1. Sonlu Elemanlar Metodu	23
5. ANSYS PAKET PROGRAMI	35
5.1. Programa Giriş	35
5.1.1. Sonlu Elemanlar Metodunun Adımları	35
5.1.1.1. Problem Geometrisinin Ayrıştırılması	35
5.1.1.2. Alan Değişkeninin Değişimini Gösteren Şekil Fonksiyonunun Seçimi	36
5.1.1.3. Eleman Özelliklerinin Bulunması	36
5.1.1.4. Eleman Özelliklerinin Birleştirilmesi	37
5.1.1.5. Sistem Denklemlerinin Çözümü	37
5.1.1.5.1. Katı Modelin Oluşturulması	37
5.1.1.5.2. Eleman Tipinin Seçilmesi	38
5.1.1.5.3. Malzeme ve Eleman Sabitlerinin Tayini	38
5.1.1.5.4. Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması	39
5.1.1.5.5. Yükleme ve Sınır Şartlarının Tayini	39
5.1.1.5.6. Çözüm	40
5.1.2. Modellemede Dikkat Edilecek Hususlar	40
5.1.2.1. Malzemede Geometrik Yaklaşım	40
5.1.2.2. Modellemede Simetriden Faydalanma	40
5.1.2.3. Sonlu Eleman Geometrik Şekilleri	41
6. ANSYS'DE YORULMA UYGULAMASI	43
7. ANALİZ SONUÇLARI VE SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI	57
7.1. Sonuçlar	57
7.2. Sonuçların Karşılaştırılması	66
8. GENEL SONUÇLAR	69
9. KAYNAKLAR	70

Şekil.5.1. Problem geometrisinin makul sayıda elemanla ifade edilmesi	36
Şekil 5.2. Karmaşık geometrinin modellenmesi	38
Şekil 5.3. Düz dişli çark sonlu elemanlar modeli	39
Şekil 5.4. Düzlemsel Simetri	41
Şekil 5.5. Bir sonlu elemanın doğal koordinatlardan fiziksel koordinatlara eşlenmesi	41
Şekil 6.1. Merkez çatlaklı (CCT) numunesi	43
Şekil 6.2. Merkez çatlaklı numunenin ANSYS’de oluşturulurken düğüm noktalarının kullanılması	44
Şekil 6.3. Merkez çatlaklı numunenin geometrik ölçüleri	44
Şekil 6.4. ANSYS’de noktaların birleştirilerek geometrinin oluşturulması	45
Şekil 6.5 Merkez çatlaklı numunenin elemanlara bölünmesi	46
Şekil 6.6. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede 1.Çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum	47
Şekil 6.7. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede 1.Çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum	48
Şekil 6.8. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede 9.çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum	49
Şekil 6.9. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede 9.çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum	49
Şekil 6.10. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede 20.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	50
Şekil 6.11. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede 20.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	50
Şekil 6.12. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede 29.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	51
Şekil 6.13. 304 paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede 29.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	51
Şekil 6.14. 1070 Çeliği için $l/c= 0.6$ oranında 1. Çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin durumu	52
Şekil 6.15. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 1.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	53

Şekil 6.16. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 10.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	53
Şekil 6.17. 304 paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 10.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	54
Şekil 6.18. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 20.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	54
Şekil 6.19. 304 paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 20.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	55
Şekil 6.20. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 30.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	55
Şekil 6.21. 304 paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 30.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi	56
Şekil. 7.1. 1070 çelik için $c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme Değişimi	58
Şekil. 7.2. 304 paslanmaz çelik için $c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi	58
Şekil. 7.3. 1070 Çelik ve 304 paslanmaz çelik için $c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi arasındaki ilişki	59
Şekil. 7.4.. 1070 Çelik çelik için $l/c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi arasındaki ilişki	60
Şekil. 7.5.. 304 Paslanmaz çelik çelik için $l/c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi arasındaki ilişki	60
Şekil. 7.6. 1070 Çelik ve 304 paslanmaz çelik için $l/c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi arasındaki ilişki	61
Şekil 7.7 a. Şheitoğlu' nun yapmış olduğu $S_{max}/\sigma_0=0.7$ değerinde 1070 çelik için çatlak gelişimi ile gerilme durumu arasındaki ilişki. b. S_{max} değerinin denklem (2.3)'ten hesaplanması sonucunda 1070 çeliği için çatlak gelişmesi ile gerilem arasındaki ilişki	66
Şekil 7.8. a. Lalor'un $l/c= 0.6$ için elde etmiş olduğu çatlak ucundaki plastik bölge. b. ANSYS programında $l/c=0.6$ için 1070 çelikteki çatlak ucundaki plastik bölge.c. ANSYS programında $l/c=0.6$ için 304 paslanmaz çelikteki çatlak ucundaki plastik bölge	67

TABLOLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1. Stabil yorulma kırılmasının üç rejime ait karakteristikleri	17
Tablo 6.1. AISI 1070 ve ASTM 304 Paslanmaz çeliğin mekanik ve kimyasal Özellikleri	43
Tablo7.1. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede 36 çevrimde her bir çevrime denk gelen maksimum gerilme değerleri	62
Tablo7.2.304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede 40 çevrimde her bir çevrime denk gelen maksimum gerilme değerleri	63
Tablo7.3..1070 çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 31 çevrimde her bir çevrime denk gelen maksimum gerilme değerleri	64
Tablo7.4. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ oranında 30 çevrimde her bir çevrime denk gelen maksimum gerilme değerleri	65

SİMGELER LİSTESİ

K	:	Gerilme Şiddet Faktörü
σ_f	:	Malzemenin kırılmadan dayanabileceği Gerilme
γ	:	Yüzey Enerjisi
E	:	Elastisite Modülü
a	:	Çatlak Boyunun Yarıısı
G	:	Kırılma İçin Gerekli Toplam İş
R	:	Uygulanan Maksimum ve Minimum Yük Oranı
N	:	Uygulanan Çevrim Sayısı
H	:	Plastik Modül
$S_{açılma}$	:	Çatlağın Açıldığı Gerilme
S_{max}	:	Uygulanan Maksimum Gerilme
C	:	Çatlak Başlangıç Uzunluğu
CCT	:	Merkez Çatlaklı Çekme Numunesi
K_c	:	Kritik Gerilme Şiddet Faktörü
da/dN	:	Çatlak İlerleme Oranı
ΔK	:	Gerilme Şiddet Faktörü Aralığı

1.GİRİŞ

Hasara uğrayan konstrüksiyon elemanlarında malzeme yorgunluğu sebebi ile hasar büyük bir yekün oluşturmaktadır. 1800'lü yılların ortalarında ilk olarak demiryolları endüstrisinde ortaya konan ve daha sonra üzerinde geniş bir araştırma başlatılan yorulma hasarı; teknolojinin her geçen gün sağladığı yeni imkanlarla çok daha iyi anlaşılabilir bir duruma gelmiştir. Mekanizma olarak yorulmanın tam olarak ortaya konulmasına rağmen, yorulma çatlak ilerlemesi sırasında malzemenin üzerindeki gerilme analizi analitik olarak ancak sınırlı bir çözüme sahiptir. Son yirmi yılda bilgisayar teknolojisindeki büyük gelişmeler nümerik çözümlerin de gerçekleşmesine büyük katkılar sağlamıştır. Daha önce analitik çözümleri çok zor olan analizler, nümerik çalışmalar ile çözümü mümkün hale gelmiştir. Sonlu elemanlar, sınır tabaka, sonlu farklar gibi nümerik çözümlerin bilgisayar uygulamaları, genel kapsamlı olarak paket programlar şeklinde ortaya konulmuş ve bu programlarla yapı elemanlarından, magnetizmaya kadar geniş bir alan içerisinde analizler gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada üzerinde çatlak bulunan ve dinamik yüklere maruz bırakılan numune üzerinde çatlak kapanması da dikkate alınarak analiz yapılması amaçlanmıştır.

Birinci safhada kırılma mekaniği ve yorulma tarif edilmiş ve mekanizmaları verilmiştir. İkinci safhada yorulma çatlak ilerlemesi ile ilgili yapılan değişik analizler incelenmiş ve mevcut duruma en iyi uyan model seçilmiştir. Son safhada ise ANSYS diye bilinen sonlu eleman paket programı, belirlenen bu modele göre modifiye edilerek, 1070 ve AISI 304 Çelikler için değişik yükleme çevrimlerinde çözümler elde edilmiş ve bu çözümlerden elde edilen sonuçlar bu konuda yapılan diğer çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

2. KIRILMA MEKANIĞI

Kırılma mekaniğinin hasar analizi uygulamalarındaki temel noktası, gerilme altındaki malzemelerde çatlak ve gerilme konsantrasyonunu artırıcı faktörleri göz önüne alarak kırılma problemlerini incelemesidir. Makine ve konstrüksiyonlarda kullanılan malzemelerde genellikle çentik etkisi yapabilecek süreksizlikler mevcuttur. Süreksizlikler, bu malzemelerin üretimi ile ilgili mikro boşluklar, inklisyonlar vb. olabileceği gibi elemanın çalıştığı yerdeki geometrik şekli esası ile keskin radyüsler şeklinde de olabilir. Bu süreksizlikler etrafında gerilme yoğunlaşması oluşur. Süreksizlikler çevresindeki gerilme yoğunlaşmaları malzemenin akma gerilmesinin altındaki yüklemelerde dahi mikro seviyede plastik deformasyonun oluşmasına sebep olur ve çatlak başlangıcı için kaynak teşkil eder.

Metalik malzemelerin öncelikle gevrek kırılma karakterini inceleyen teoriler ve deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler kalitatif deneyler olup malzemelerin mukayesesinde faydalıdır. Fakat bir konstrüksiyon mühendisi veya kırılma ile yakından ilgilenen araştırmacılar için bu deneyler yeterli olmamaktadır. Kırılma mekaniği analizi ile hem malzemenin kırılma nedeni anlaşılabilir, hem de imalat ve kullanma esnasında herhangi bir çatlakın teşekkülü önlenir.(Kayalı, 1983)

Kırılma mekaniğinde kırılma ile ilgili parametre kırılma tokluğu veya gerilme şiddet faktörü (K) dir. Gerilme şiddet faktörü (K), çatlak ucu civarında gerilme alanını belirleyen bir parametre olup, bu faktör malzemenin geometrik hali, yükleme şekli, çatlak yeri ve yönünün uyumuna bağlıdır. Kırılma analizi için iki türlü yaklaşım mevcuttur. Bunlar enerji ve kırılma mekaniği yaklaşımlarıdır.

2.1. Enerji Kriteri Yaklaşımı:

Bu yaklaşıma göre çatlak bölgesinde malzeme direncini yenecek kadar enerji birikmesi olduğunda çatlak ilerlemeye başlar.

Kırılmada enerji yaklaşımını ilk Griffith uygulamıştır.(Kayalı, 1983). Camın kırılma mekaniği bu çalışmacı tarafından incelenirken, değişik uzunluktaki cam çubuk numuneler için numune uzunluğunun artması ile mukavemetin azaldığını gözlemlenmiştir. Mukavemetteki bu düşüş camdaki yüzey veya iç yapı hatalarından

meydana geldiği şeklinde yorumlanmıştır. Çünkü cam çubuğun boyu arttıkça mikro süreksizliklerin bulunma ihtimali artmaktadır. Grifitth gevrek bir malzemede bir çatlak bulunması halinde, malzemenin kırılmadan dayanabileceği gerilmeyi tayin eden ilk bağıntıyı aşağıdaki gibi geliştirmiştir.

$$\sigma_f^2 = \left(\frac{2\gamma \cdot E}{\pi \cdot a} \right) \quad (2.1)$$

Burada;

σ_f = Kırılma gerilmesi

γ = Yüzey enerjisi

E = Elastik modül

a = Çatlak boyunun yarısı

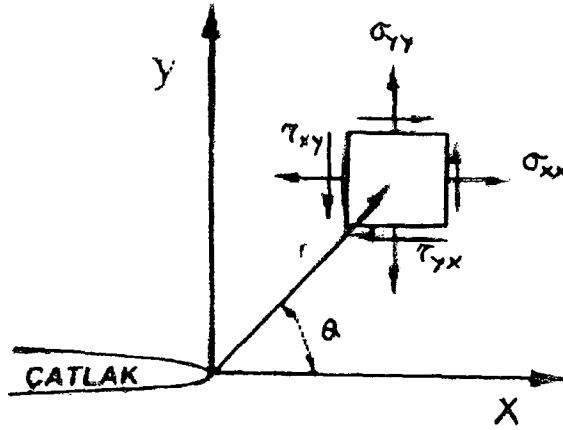
Grifitth denklemine göre, kırılmaya sebep olan gerilme miktarı (σ_f) mevcut çatlağın boyu a ile ters orantılıdır.

Grifitth denkleminde yüzey enerjisi terimi yerine genellikle kırılma işini gösteren bir parametre G kullanılır. Bu durumda

$$G = \frac{\pi \cdot \sigma_f^2 \cdot a_c}{E} \quad (2.2)$$

Burada $G = 2\gamma$ olup, kırılma için gerekli toplam işi gösterir. Grifitth analizinde, deformasyon enerjisinin çatlak ilerlemesi sırasında ara yüzey enerjisine dönüşümünü esas almıştır. Dolayısıyla G , aynı zamanda çatlağın birim yüzeyinde çatlağın ilerlemesi için gerekli enerji miktarıdır. Kırılma, G 'nin kritik değeri olan G_c 'de meydana gelir.

2.2. Elastik Kırılma Mekaniği Yaklaşımı



Şekil 2.1. Elastik malzemelerde çatlak önündeki gerilmeler

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] \quad (2.2)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 + \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] \quad (2.3)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[\sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] \quad (2.4)$$

$$\sigma_{xx} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[2 + \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] \quad (2.5)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \quad (2.6)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right) \right] \quad (2.7)$$

Irwin ve arkadaşları gevrek kırılmayı ayrı bir yaklaşımla analiz etmişlerdir. Analizlerinde çatlak ucu civarındaki gerilme durumunu esas almışlardır.(Kayalı,1983) Çatlak ucu civarındaki gerilmelerin hesaplanmasından, bir gerilme şiddet faktörü (K) parametresi geliştirmişlerdir. Gerilme şiddet faktörü (K), uygulanan gerilmenin, çatlağın boyutunun, şeklinin ve bir geometrik faktörün fonksiyonudur.

Grifitth denklemi aşağıdaki şekilde yazıldığında;

$$\sigma_f(\pi.a)^{1/2} = (E.G_c)^{1/2} \quad (2.8)$$

elde edilir.

Yukarıdaki eşitlikten; $\sigma_f(\pi.a)^{1/2}$ nin değerinin $(E.G_c)^{1/2}$ ye eşitliğinde çatlağın ilerleyeceği anlaşılmaktadır. $\sigma_f(\pi.a)^{1/2}$ teriminin çatlak ilerlemesi için gerekli kuvvet ölçüsü olduğu düşünülerek, bu terim gerilme şiddet faktörü olarak isimlendirilir. Yani $K = \sigma_f \sqrt{\pi.a}$ olarak gösterilir. Gerilme şiddet faktörü K'nin kritik bir değerinde Kc kırılma meydana gelir.

$$K_c = \sqrt{E.G_c} \text{ dir.} \quad (2.9)$$

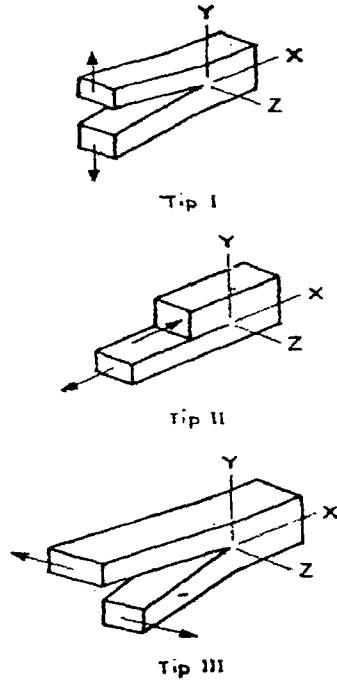
Kritik gerilme şiddet faktörü (Kc) genellikle kırılma tokluğu olarak isimlendirilir.

Gerilme şiddeti faktörü (K), yalnız gerilme durumuna bağlı ve çatlağın geometrisiyle ilgili bir parametre olup malzemenin özelliklerine bağlı değildir.

Kırılma tokluğu özelliğini (Kc) tespit etmek için gerilme şiddeti faktörü K ölçülür. $K = K_c$ olduğunda çatlak ilerler ve kırılma olur.

Yukarıdaki bağıntılar sonsuz boyuttaki levhalar için geçerlidir. Belirli boyuttaki numuneler için gerilme şiddet faktörünün hesaplanmasında deneysel veya teorik yollar geliştirilmiştir.

Kırılma tokluğu ölçülürken kırılmada üç model düşünülür.



Şekil 2.2. Kırılma Tipleri

I. Tip kırılma şeklinde gerilmenin normal bileşeni çatlak yüzüne dik olarak Y eksenine doğrultusunda etki etmektedir.

II. Tip kırılma şeklinde gerilmenin normal bileşeni çatlak X eksenine doğrultusunda etki etmektedir.

III. Tip kırılma şeklinde ise gerilmenin normal bileşeni çatlak Z eksenine doğrultusunda, çatlak dip kenarına paralel olarak etki etmektedir.

Uygulamalarda çatlak açılma şekli olan I. Tip en önemlisidir. Bu sebeple en çok bu kırılma şekli incelenmiştir.

3. YORULMA VE KIRILMA MEKANİĞİ

3.1. Yorulma

Malzemenin, statik zorlamada dayanabileceği maksimum gerilmeden daha küçük (hatta elastik gerilmeler mertebesindeki) tekrarlanan gerilmelerin etkisi ile hasara uğramasına yorulma denir.

Bir malzemeye gerilme uygulandığında, kusurlu noktalarda veya boşluklar etrafında gerilme yığılmaları meydana gelir. Bu gerilme yığılma noktaları nedeni ile bölgesel olarak plastik şekil değiştirmeler oluşur ve bunun neticesinde o bölgede sertleşme ve gevreklik ortaya çıkar. Genellikle bu durum yüzeyde oluşur.

Bölgesel plastik şekil değiştirmeler neticesinde kayma tabakaları kısmen dışarı doğru çıkaralar veya içeri gömülürler ve böylece yüzeyde bir süreksizlik (kabartma) oluştururlar. Yüzeyin süreksizleşmesi sunucunda çentik etkisi oluşur, çentik tabanındaki gerilmeler artar ve böylece çatlak oluşur.

Yorulma kopma yüzeyi uzun sürede oluşur. Karşılıklı yüzeylerin birbirleri üzerine periyodik olarak basınç yapması neticesinde bu yüzeyin görünümü parlak ve kaygandır; ayrıca bu yüzeyde korozyon belirtilerine de rastlanılabilir. Yorulmaya genellikle iç yapıdaki kusurlar etrafında meydana gelen yerel gerilme yığılmaları da neden olabilir. Bundan dolayı yorulma iç yapıya çok bağlıdır.

İç yapıda bulunan, çatlak, çentik, boşluk, sert parçacık ve ani kesit değişimleri civarındaki gerilmeler etkisinde de yerel plastik şekil değiştirmeler meydana gelir. Böylece çentik oluşur ve ilerleyerek çatlağı ve tekrarlı yükler altında yorulma kırılmasını oluşturur.

Çatlak çevrimin sadece gerilme bileşeni esnasında ilerler. Yorulma çatlağının ilerlemesinin son aşamasında, kırılmanın meydana geldiği aşırı yükleme olur. Çatlak ilerlemesi belli bir noktaya geldiğinde, malzeme artık yeni bir çevrimdeki yükü karşılamaya yeterli durumda değildir. Bu noktadan sonra, kırılma çok hızlı bir şekilde gerçekleşir ve genellikle plastik deformasyon meydana gelir.(Aran, 1983)

3.1.1. Klasik Yorulma Yaklaşımı

Düzgün veya çentikli parçalarda, belirli ortalama gerilme için parçanın kırılmadan veya belirli bir şekil değiştirmeyi aşmadan sonsuz çevrim sayısında taşıyabileceği gerilme genliğine yorulma dayanımı denir. Müsaade edilebilir şekil değiştirmenin miktarı yorulma değerinin yapıldığı şartlara veya deney malzemesi cinsine bağlıdır.

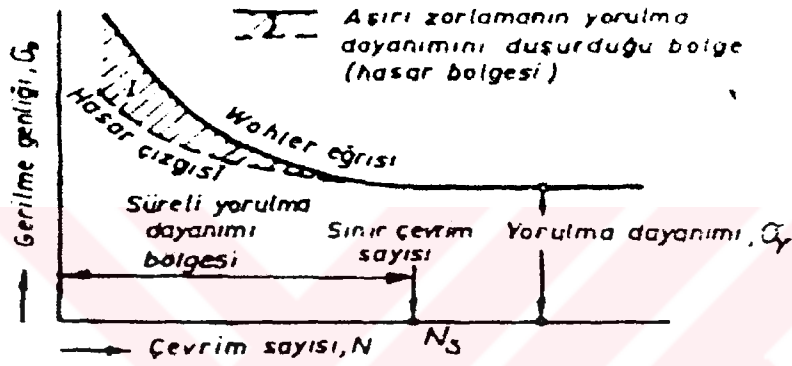
Sonsuz sayıda yük tekrarını kırılmadan veya aşırı şekil değişimine uğramadan taşıyabilen bir yapı elamanı, yorulmaya karşı dayanıklıdır denir. Taşınabilir maksimum gerilme genliği de yapı elamanının yorulma dayanımı olarak adlandırılır. Bir yapı elamanının yorulma dayanımı sadece bir malzeme özelliği olmayıp, bunun yanında parçanın büyüklüğü, biçimi ve üretim şekline bağlı olduğundan anma gerilmesi ile verilen yorulma dayanımı, belirli bir biçim ve yüzey kalitesindeki parçanın konstrüktif dayanımı diye de tanımlanır.

Malzemelerin yorulma dayanımlarının saptanması için eksene paralel doğrultuda mekanik veya elektrolitik olarak parlatılmış düzgün deney parçaları kullanılır. Çentik duyarlılığının araştırılması için de, çentik kat sayıları belli çentikli deney parçalarından yararlanılır.

Yorulma dayanımı normal olarak Wöhler yöntemiyle bulunur. Bu yöntemde, malzeme, biçim ve yüzey kalitesi bakımından tümüyle aynı olan deney parçalarının her biri, aralıksız şekilde ve farklı seviyelerde zorlanarak kırılmanın olduğu çevrim sayıları saptanır. Bir deney serisinde çoğunlukla 6-10 adet parça gereklidir. Belirli bir deney parçası için başlangıçta ayarlanan yorulma zorlanması deney sırasında değiştirilmez, yani tek kademeli yorulma deneyinde zorlama sistematik olarak deney sırasında değiştirilir. Her bir zorlama kademesi belirli çevrim sayıları arasında sabit kalır; zorlamaların sırası istenildiği gibi seçilebilir; yani giderek artabilir, azalabilir veya karışık olabilir. Sadece iki zorlama seviyesinin bulunduğu deneyler iki kademeli yorulma deneyi olarak alınır. (Aran, 1983)

Deneyin amacına, malzeme ve deney makinesine göre yük veya şekil değiştirme genlikleri kontrol edilir ve bu büyüklükler gerilme veya birim şekil değiştirme değerlerine düşürülür. Wöhler yönetiminde bir deney serisinde tüm parçalar için

ortalama gerilme σ_{ort} veya alt gerilme σ_{alt} sabit tutularak her deney için ayrı gerilme genliği σ_g seçilir. İlk deney parçası, üst gerilme genlikle akma sınırına yakın olacak şekilde yüksek düzeyde zorlanır. Daha sonraki deney parçalarına ise gittikçe daha düşük zorlama uygulanarak kırılma çevrim sayısının çok yüksek değerlere ulaşması sağlanır. Bir deney serisi sonunda uygulanan gerilme genlikleri ve kırılmanın görüldüğü çevrim sayılarının bir eğri olarak çizimi ile, eğer noktalar büyük dağılma göstermiyor ise Şekil 3.1. 'de verilen wöhler eğrisi elde edilir.



Şekil. 3.1. Wöhler eğrisi ve hasar çizgisi

Bu grafikte normal olarak apsis (çevrim sayısı) logaritmik, ordinat (gerilme genliği) ise metrik bölümlü olarak seçilir. Sonsuz çevrim sayısında kırılmanın görülmediği en büyük gerilme genliği yani eğrinin asimptotuna karşılık gelen diğer yorulma dayanımı olup σ_y ile gösterilir. Diğer yandan belirli bir çevrim sayısından sonra (N_s : sınır çevrim sayısı) eğri sonsuz çevrim sayısına yaklaşıyor kabul edilebilir. Sınır çevrim sayısı oda sıcaklığında ve düşük sıcaklıklarda çelik için 10×10^6 ağır ve hafif metaller ile yüksek sıcaklıklarda çelikler için 100×10^6 veya daha fazla olarak alınır. Deney süresinin kısaltılması amacıyla çelik için 2×10^6 ve hafif metaller için 10×10^6 - 50×10^6 sınır çevrim sayıları da kullanılmaktadır. Bu nedenle σ_y sembolü yanında söz konusu sınır çevrim sayısı da verilmelidir. Örneğin sınır çevrim sayısının 10^6 olması halinde $\sigma_y(10^6)$ gibi.

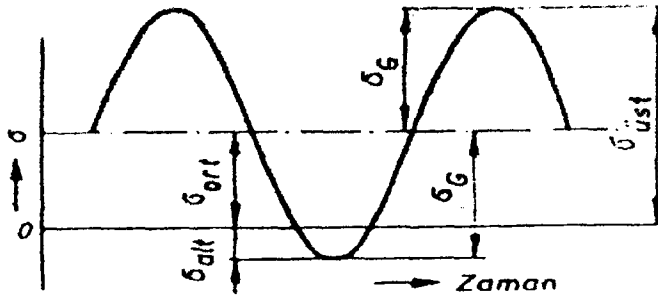
Yorulma dayanımında daha büyük gerilme genliklerinin bir süre uygulanmasının muhakkak hasara veya diğer bir deyişle yorulma dayanımının azalmasına yol açacağı söylenemez. Önemli olan bu aşırı yükün seviyesi ve bunlara ait çevrimlerin sayısıdır. Hangi koşullarda hasarın başlayacağını belirten ve görünümü bakımından Wöhler eğrisine benzeyen “hasar çizgisi” süreli yorulma bölgesi için söz konusu olup yüksek çevrim sayılarında wöhler eğrisi ile birleşir. Hasar çizgisi yorulma dayanımı üzerinde bir zorlamanın, daha aynı parçada yorulma dayanımına eşit bir zorlamada kırılma meydana gelmemek koşuluyla, en çok kaç çevrim taşınabileceğini göstermektedir.

Yorulma dayanımını malzemeye bağlı, teknolojik ve deney tekniği ile ilgili çok sayıda faktör etkilediğinden, bu değerin normal Wöhler yöntemi yani 6-10 deney parçası yardımıyla güvenilir şekilde bulunabilmesi oldukça güçtür.

3.1.1.1. Yorulma Dayanımına İlişkin Genel Tanım

3.1.1.1.1. Değişken Bölgede Yorulma Dayanımı

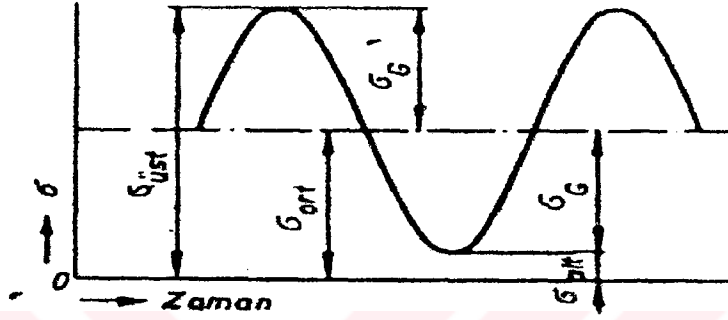
Ortalama gerilme sıfırdan farklı ve gerilme genliğinden daha küçüktür. Alt ve üst gerilmeler ters işaretlidir. ($-1 < R < 0$) Şekil 3.2. değişken çekme bölgesinde yorulma dayanımı iç zorlama durumunu göstermektedir.



Şekil.3.2. Değişken çekme bölgesinde yorulma dayanımı

3.1.1.1.2. Dalgalı Bölgede Yorulma Dayanımı

Ortalama gerilme sıfırdan farklı ve gerilme genliğinden daha büyüktür. Alt ve üst gerilmeler aynı işaretlidir. ($0 < R < 1$) Şekil 3.3. dalgalı çekme bölgesinde yorulma dayanımı için zorlama durumunu göstermektedir.

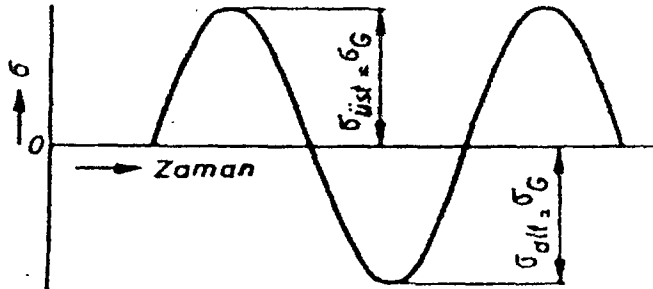


Şekil.3.3. Dalgalı çekme bölgesinde yorulma dayanımı

3.1.1.2. Yorulma Dayanımına İlişkin Özel Tanımlar

3.1.1.2.1. Değişken Yorulma Dayanımı σ_D

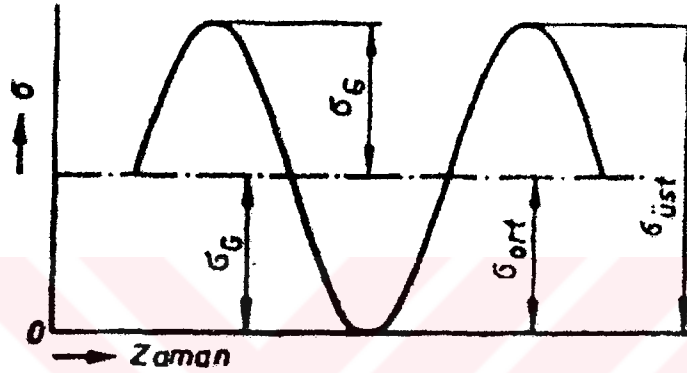
Ortalama gerilme her zaman sıfırdır, yani gerilme eşit ancak ters işaretli iki sınır değeri arasında değişir. Bu nedenle genliğin maksimum değeri alt ve üst gerilmelere eşit olup $R = -1$ 'dir. Şekil 3.4. eğmede σ_{eD} , burmada σ_D ve çekme basmada $\sigma_{\phi bD}$ sembolleri kullanılır.



Şekil.3.4. Değişken yorulma dayanımı

3.1.1.2.2. Dalgalı Yorulma Dayanımı

Gerilme genliği ortalama gerilmeye eşittir. Alt gerilme σ_{ort} sıfırdır, dolayısıyla $\sigma=0$ 'dır, Şekil 3.5. zorlama türüne bağlı olarak σ (çekme), b (basma) veya e (eğme) indisleri σ_{Dal} sembolüne eklenerek kullanılır. (örneğin; eğme için σ_{eDal}). Burmada dalgalı yorulma dayanımı σ_{Dal} değeri, genel kural dışında gerilme genliğinin iki katı yani gerilme alanına eşit olarak alınabilmektedir.



Şekil.3.5. Dalgalı yorulma dayanımı

3.1.1.3. Yorulma Ömrü

Bir deney parçası veya yapı elamanlarının yorulma ömrü yorulma dayanımından daha yüksek bir gerilmede kırılmanın olduğu çevrim sayısıdır. Yorulma ömrünün gösteriminde ortalama gerilme σ_g , söz konusu kırılma çevrim sayısına indis olarak eklenir. Örneğin;

$$N(+8\pm14)=2,2.10^6$$

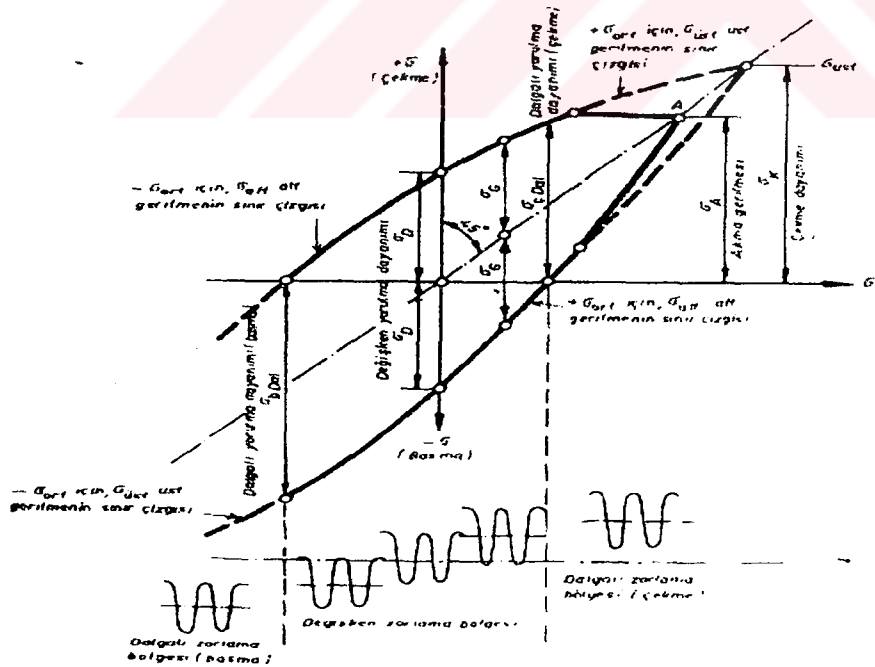
gösterimi ile $\sigma_{ort} = +8 \text{ kgf / mm}^2$ ve $\sigma_g = \pm 14 \text{ kgf / mm}^2$ olan bir zorlamada, kırılmanın $2,2.10^6$ çevrim sayında olduğu anlaşılmaktadır. (Aran,1983)

3.1.1.4. Yorulma Dayanımının Smith Diyagramı İle Gösterilişi

Değişken ve dalgalı bölgeler için saptanmış bir sıra Wöhler eğrisinden elde edilen sonuçlar Yorulma dayanımını diyagramlarında toplu olarak verilebilir. Bu

diyagramlar her zorlama şekli için ortalama gerilme, gerilme genliği, alt gerilme ve üst gerilme arasındaki bağıntıları grafik olarak gösterir.

Yorulma dayanımına etki eden zorlama değerleri arasındaki bağıntıları açık şekilde belirttiği için makine mühendisliğinde genellikle Smith yorulma dayanımı diyagramı kullanılır. Birbirine dik iki eksen den apsise ortalama gerilmeler, ordinata ise her bir ortalama gerilmeye ait yorulma dayanımının alt ve üst gerilmeleri taşınır. Şekil 3.6. değişik ortalama gerilmeler için bulunan noktaların birleştirilmesi ile alt ve üst gerilmelerin sınır çizgileri elde edilir. Ordinat ekseninin sağında üst sınır çizgisi üst gerilmeleri, üst sınır çizgisi alt gerilmeleri gösterir. Alt ve üst sınır çizgileri doğrudan çok az saptıklarından çizimin kolaylığı bakımından birer doğru ile gösterilebilirler. Apsis ve ordinatla aynı ölçek kullanıldığından 45° 'lik açı ile çizilen açıortayı da ortalama gerilmelerin değerini verir ve gerilme alanı ($2\sigma_a$)'yi ortadan böler. $\sigma_y = |\sigma_a|$ olduğuna göre her σ_{ort} değerine karşılık olan σ_y diyagramından okunabilir. Böylece sıfır noktasında; malzemenin değişken yorulma dayanımı; alt gerilme sınır çizgilerinin apsisi kestiği noktada da çekme ve basma dalgalı dayanım değerleri bulunur.



Şekil 3.6. Çekme-basma zorlamaları için SMITH yorulma dayanımı diyagramı

Makine parçalarında çoğunlukla kalıcı şekil değişimlerine müsaade edilmediğinden, diyagram üstten akma gerilmesi ile sınırlanır. Akma gerilmesinin üzerindeki yorulma değerleri ancak çok özel durumlar için aranır ve kesikli çizgiyle gösterilen mukavemet hesaplarında kullanılmaz.

3.1.2. Yorulmaya Lineer Elastik Kırılma Mekanik Yaklaşımı

Lineer elastik kırılma mekanik teorinin başarılı uygulamalarından biri de yorulma çatlak ilerlemesinin karakterizasyonu üzerinedir. Kırılma mekanik esaslı yorulma çatlak ilerlemesi analizi daha çok değişik çatlak ucu parametresinin analizi üzerine yoğunlaşmıştır. Kırılma mekanik çalışmalarının önemli bir kısmı asimptotik çatlak veya tekil alanının ağırlıklı olarak çalışılması ile yapılmaktadır. Bu bölümde daha önceki konularda takdim edilen kırılma mekaniklerinin yorulma çatlak ilerlemesi ile ilişkisi verilecektir. Tekrarlı yükleme şartları altında malzemede mevcut olabilecek kılcal çatlaklar veya kusur noktaları gerilme yoğunlaşmasının doğmasına sebep olurlar. Klasik yaklaşım da (2.1.1 konusunda verilmiştir) çatlak başlangıç safhasını oluşturan en uzun periyot bu yaklaşımda daha elastik daha gerçekçi bir değerlendirmeye tabi tutulur. 1961 yılında Paris ve arkadaşları tarafından ortaya konulan aşağıdaki çatlak ilerlemesi ile gerilme şiddet faktörü arasındaki ilişki bu yaklaşımın başlangıcı kabul edilebilir.

$$da/dN = c.\Delta K^m \quad (3.1)$$

burada;

da/dN ; Yüklenen her çevrimde yorulma çatlağının uzunluğundaki değişiklik (a : çatlak uzunluğu ve N ; yorulma çevrimi)

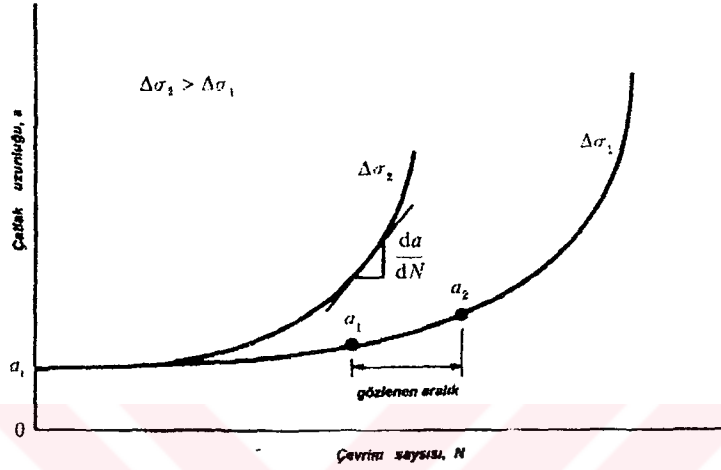
c ve m ; malzeme özelliklerine, mikroyapısına, yorulma frekansına ortalama gerilmeye, yükleme oranına bağlı ampirik sabitlerdir.

ΔK ; gerilme şiddet faktörü aralığıdır.

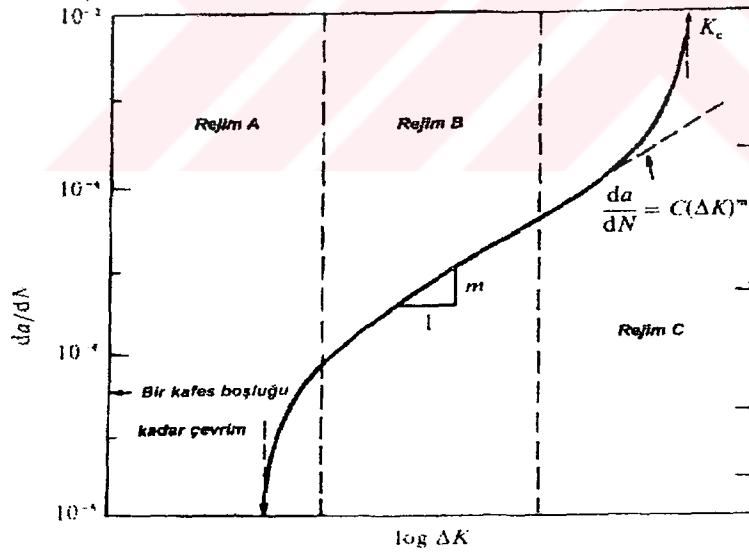
$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} \quad (3.2)$$

Paris tarafından verilen ampirik çatlak ilerleme eşitliği, yorulma çatlak ilerleme oranını karakterize eder ve sabit genlikteki bir değişken yüklemelerde yorulma çatlak

ilerleme oranı artarak devam eder. Aşağıdaki şekilde sabit bir yük altında yorulma çatlak ilerlemesi ile çevrim sayısı arasındaki ilişki verilmektedir.



Şekil 3.7. Sabit yükleme altında, çatlak uzunluğu, a, ile çevrim sayısı, N, nin değişimi.



Şekil.3.8. Yorulma çatlak ilerlemesinin gerilme şiddet faktörü ile değişmesi

Şekil 3.8.'de da/dN çatlak ilerlemesi ile ΔK gerilme şiddet faktörü aralığı arasındaki ilişki verilmektedir. Bu şekilde üç farklı çatlak ilerleme rejimi tarif edilmektedir.

Rejim A: Eşik bölgesi olarak da adlandırılır. Bu bölgede çatlak ilerleme hızı çok yavaştır.

Rejim B: Çatlak ilerleme hızının gerilme şiddet faktörüne göre lineer değiştiği bölgedir. Paris Rejimi olarak da bilinir ve Paris Eşitliği bu bölge için geçerlidir.

Rejim C: Kırılma rejimidir ki bu bölgede kırılma meydana gelir. Gerilme şiddet faktörünün en büyük olduğu bölgedir.

Makine elemanlarının tasarımı veya hasar analizi için yorulma ömrünün tahmininde Paris eşitliği kullanılabilir. Paris eşitliği integre edilir ve çatlağın a_0 dan kritik a_f değerine değiştiği dikkate alınırsa aşağıdaki sonuç elde edilir. (Suresh,1992)

$$N_f = \frac{2}{(m-2)CY^m(\Delta\sigma)^m\pi^{m/2}} \left\{ \frac{1}{(a_0)^{(m-2)/2}} - \frac{1}{(a_f)^{(m-2)/2}} \right\} \quad (3.3)$$

$m \neq 2$ için

$$N_f = \frac{1}{CY^2(\Delta\sigma)^2\pi} \ln \frac{a_f}{a_0} \quad (2.4)$$

Burada;

C ve m malzeme sabitleri Y ise Çatlak uzunluğu ile numune genişliğine bağlı bir faktördür.

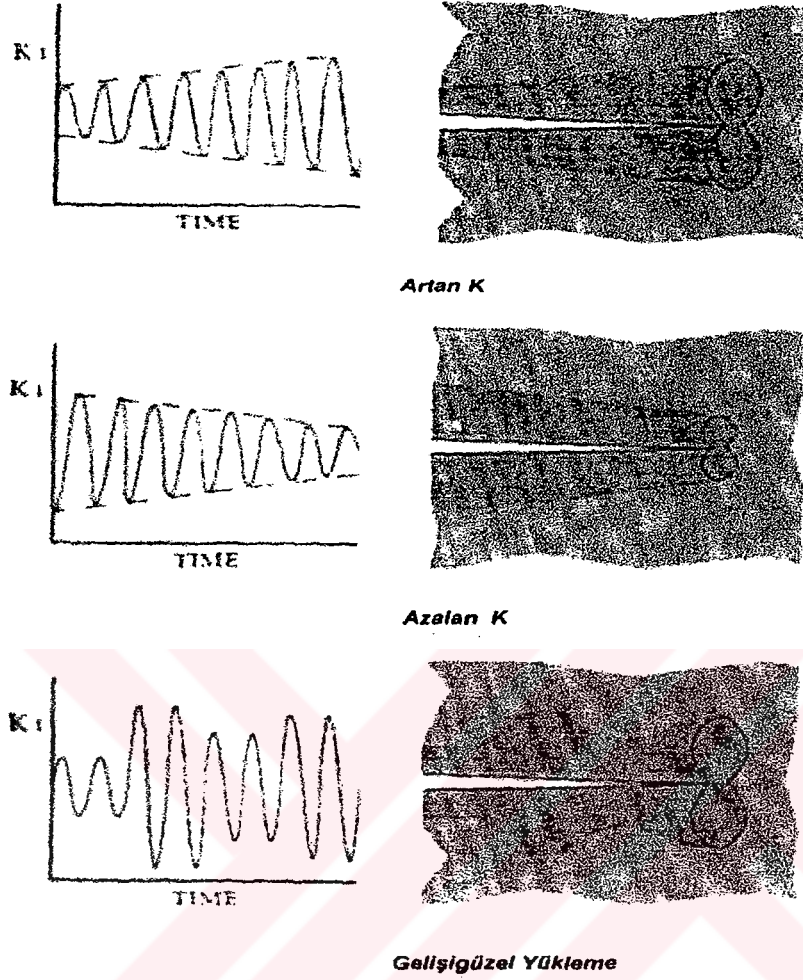
Yukarıda verilen üç farklı rejim (Rejim A, Rejim B, Rejim C) aşağıda verilen Tablo 3.1’de özetlenmeye çalışılmıştır.

Tablo 3.1. Stabil yorulma kırılmasının üç rejime ait karakteristikleri.

	Rejim A	Rejim B	Rejim C
Çatlak ilerleme oranı	Düşük ilerleme oranı	Orta ilerleme oranı (Paris Rejimi)	Yüksek İlerleme oranı
Mikroskobik hasar modu	I. aşama Tekil kesme	II. Aşama İkili kayma sistemleri	Ekstra statik Yollar
Kırılma yüzeyi tarafı	Parlatılmış veya testere dişli	Düzlemsel veya hafif dalgalı	Klivaj ya da boşlukların birleşmesi şeklinde
Çatlak Kapanma Aşaması	Yüksek	Düşük	
Mikroyapının etkileri	Çok	Az	Çok
Yükleme Oranının Etkileri	Çok	Az	Çok
Çevresel Etkiler	Çok	*	Az
Gerilme durumunun etkisi		Çok	Çok

3.1.2.1. Çatlak Kapanması

Sünek malzemelerde veya çatlak ucunda plastik deformasyon sonucu etkileşimin büyük alana yayıldığı malzemelerde yorulma çatlak ilerlemesinde bir gecikmenin meydana geldiği 1971 yılında Elber tarafından ortaya atılmıştır. Şekil 3.9. da ilerleyen bir yorulma çatlağı ucunda meydana gelen plastik bölgenin şekli verilmektedir.



Şekil. 3.9. Üç farklı gerilme şiddet faktörü uygulaması için yorulma çatlak gelişmesi çevresindeki plastik bölgenin durumu

Çatlak ilerlemesindeki gecikme değişik mekanizmalar ile tarif edilmektedir. Bu mekanizmalardan birçoğu gecikme faktörü olarak çatlak ilerleme hızını etkiler. Yorulma çatlak ilerlemesi sırasında etkili olan gecikme mekanizmaları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

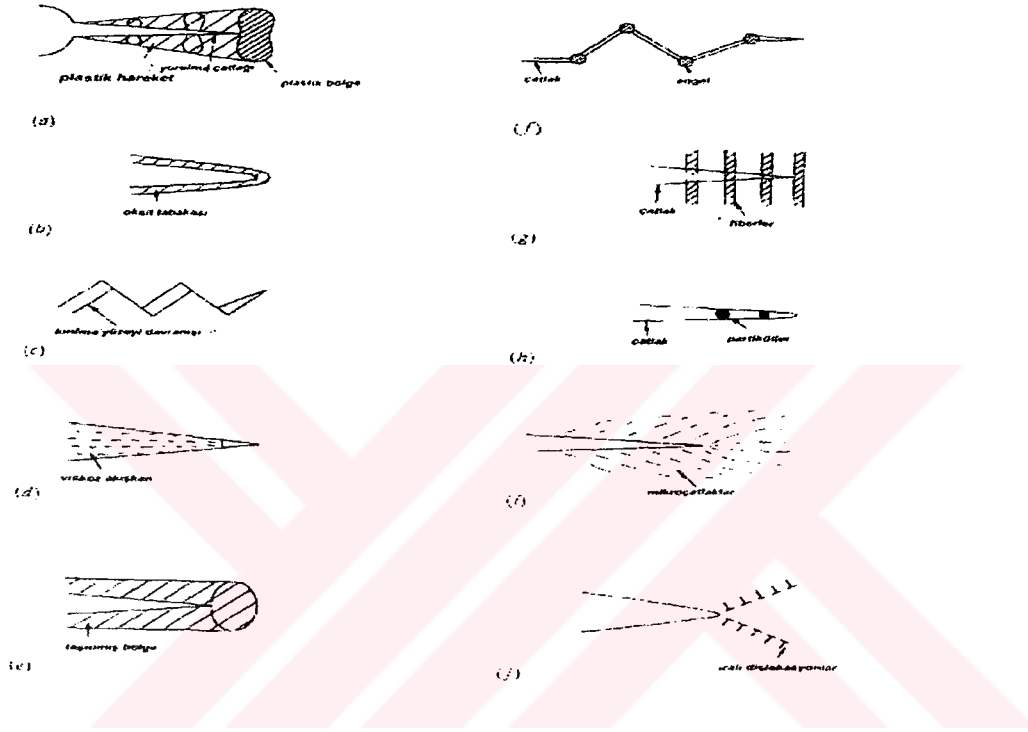
- 1- Plastisite sebebiyle çatlak kapanması
- 2- Oksitlenme sebebiyle çatlak kapanması
- 3- Pürüzlülük sebebiyle çatlak kapanması

4- Faz Dönüşümü Sebebiyle Çatlak Kapanması

5- Çatlak ucunun düzgün ilerlememesi ve körleşme sebebi ile çatlak kapanması

6- Çatlak ilerleme yönündeki süreksizler sebebi ile çatlak kapanması

Çatlak kapanması ile ilgili mekanizmalar Şekil 3.10 da temsili olarak verilmiştir.



Şekil 3.10. Çatlak kapanması ile ilgili şematik resimler

3.1.2.2. Plastiklik Sebebiyle Çatlak Kapanması

Plastiklik sebebiyle çatlak kapanması ilk olarak Elber tarafından 1970 yılında ortaya çıkarılmıştır. Çekme veya blok şeklinde aşırı yüklemeler çatlak önünde plastik bölgeyi artırırlar. Birçok araştırma sonucunda plastikliğin çatlak kapanmasını geciktirdiği anlaşılmıştır. Plastiklik sebebiyle çatlak kapanmasının gecikmesinin temel mekanizması henüz bulunamamıştır.

Bazı durumlarda plastiklik sebebiyle çatlak kapanmasının temel mekanizması malzeme tipine, çevreye ve yorulma yüklemesine bağlı olabilir.

3.1.2.3. Pürüzlülük Sebebiyle Çatlak Kapanması

Sünek ve gevrek malzemelerde düşük gerilme şiddet faktörü değişiminde, çatlak yüzeyleri arasında pürüzlülükler aktif rol oynarlar. Bununla beraber, bu durum Mod II durumunda en fazla etkisini gösterir. Araştırmalar pürüzlülük sebebiyle çatlak kapanmasının düşük gerilme şiddet faktörleri değişiminde ortaya çıktığını göstermiştir ki burada plastik bölge tane boyutundan küçüktür.

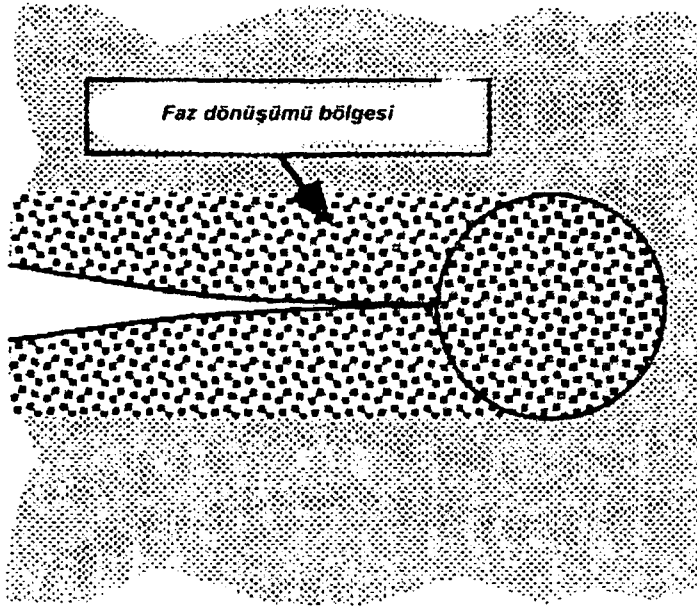
3.1.2.4. Oksitlenme Sebebiyle Çatlak Kapanması

Atmosfere açık ortamlardaki çalışmalarda çatlak bölgesinde zamanla oksitlenme meydana gelebilir ve bunun sonucunda çatlak bölgesinde oksit tabakası oluşur. Bu oksit tabakası yorulma çatlak gelişimine geciktirme şeklinde olumsuz bir etki yapar.

3.1.2.5. Faz Dönüşümü Sebebiyle Çatlak Kapanması

Yorulma çatlağı civarında bazı metastabil malzemelerde deformasyonun martenzitik dönüşüme sebep olduğu araştırmacılar tarafından ortaya çıkarılmıştır. ZrO_3 ve östenitik paslanmaz çelikler dönüşüm gösteren malzemeler için klasik örneklerdir. Çatlak bölgesindeki uygun bir hacim değişimi ve artık basma gerilmelerindeki çatlak kapanmasında martensitik dönüşüm meydana gelir. Şekil 3.11. de faz dönüşümü sebebiyle çatlak kapanması şematik olarak gösterilmektedir.

Dönüşüm sebebiyle çatlak kapanması sonuçları bilinmesine rağmen metalik malzemelerde bu güne kadar henüz nicel olarak ortaya konabilmiş değildir. Diğer taraftan seramik alanında dikkate değer çalışmalar mevcuttur.



Şekil.3.11. Faz dönüşümlü çatlak kapanmasının şematik olarak gösterilmesi

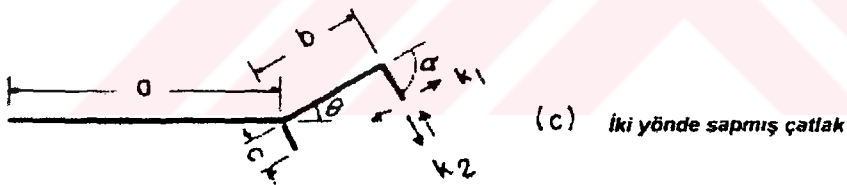
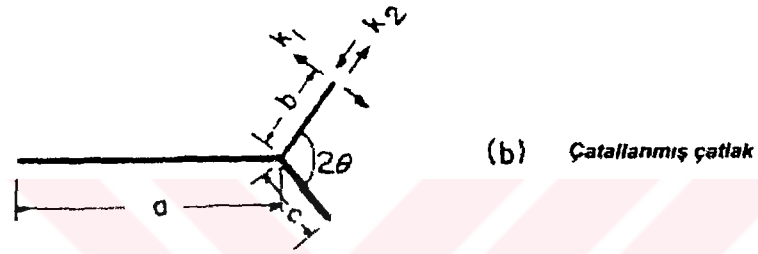
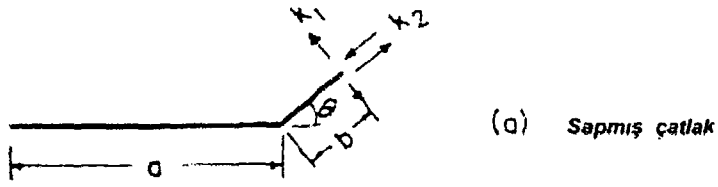
3.1.2.6. Çatlak ucunun düzgün hareket etmemesi ve körleşme sebebi ile çatlak kapanması

Malzemelerdeki kayma karakteristikleri, tane boyutu, uygulanan gerilme aşaması ve plastisite büyüklükleri çatlak modunu açıklamak için önemli parametrelerdir. Sünek yapıya sahip mühendislik malzemelerinde çekme aşırı yüklemesinde körleşme dahil çok çeşitli çatlak şekilleri görülebilir. Körleşme çatlağı geciktirir ve hatta durdurabilir. Şekil 3.12. de çatlak gelişimi sırasında muhtemel dallanma şekilleri gösterilmektedir. Tip I ve Tip II gerilme yoğunlaşma faktörleri (k_1 ve k_2 sırayla) temel çatlağın gerilme şiddetleri (K_1 ve K_2) ile ifade edilebilir.

$$k_1 = k_{11}(\theta)K_1 + K_{12}(\theta)K_2$$

$$k_2 = k_{21}(\theta)K_1 + K_{22}(\theta)K_2$$

Burada (θ) çatlak dallanma açısını göstermektedir.



Şekil 3.12. Mümkün olan çatlak dallanmasının şematik gösterilmesi

4. YORULMA ÇATLAK İLERLEMESİNDE NÜMERİK ANALİZ

4.1. Nümerik Metotların Gelişimi

Dış yüklere veya şekil değiştirmelere maruz kalan katı bir cisimde gerilme ve uzamaların dağılımını belirlemeye sık sık ihtiyaç duyulur. Sınırlı olarak, gerilmeler ve uzamalar için bir kapalı-form analitik çözüm elde etmek mümkündür. İzotropik lineer elastik katı bir cisim düzlem uzama ve düzlem gerilme yüklemelerine maruz kalırsa istenilen çözüme ulaşılabilecek bir gerilme fonksiyonu elde edilebilir.

Katı mekaniği problemlerinde sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır integral denklem metotları gibi nümerik teknikler kullanılmaktadır. Son yıllarda çoğunlukla sınırlı integral metodu ve sonlu elemanlar metodu olarak adlandırılan 2 nümerik metot kullanılmaktadır. Sınır integral metodu, sınırlı durumlarda kullanışlı olmasına karşın, çatlaklı katıların analizinde genellikle sonlu elemanlar metodu kullanılmaktadır.

4.1.1. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar metodunda ilgilenilen yapı, eleman olarak adlandırılan farklı küçük şekillere bölünmektedir. Eleman tipleri; tek boyutlu kirişler, iki boyutlu düzlem gerilme veya düzlem uzama elemanları ve üç boyutlu tuğlalar şeklinde karşımıza çıkmaktadır. Elemanlar düğüm olarak adlandırılan noktalarda birleşirler.

Stiffness Sonlu Elemanlar Metodu, genellikle gerilme analizi problemlerine uygulanmaktadır. Bu yaklaşım iki boyutlu durum için aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

Şekil 4.1, yerel ve global koordinat eksenleri ile beraber iki boyutlu düzlem gerilme veya düzlem uzama problemleri için izoparametrik iki boyutlu plaka elemanlarını gösterir. Lokal koordinatlar olarak da adlandırılan lokal (yerel) koordinatlar, eleman alanı üzerinde -1 'den $+1$ 'e değişir. Sol alt köşedeki düğümler $(-1,-1)$, lokal koordinatlara sahip iken, üst sağ köşe lokal sistemde $(+1,+1)$ 'dedir. Ayrıca lokal koordinat sisteminin mutlaka ortogonal olmadığı da söylenebilir. (ξ,η) 'da elemanlar üzerinde bir nokta dikkate alındığında, bu noktanın global koordinatları aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

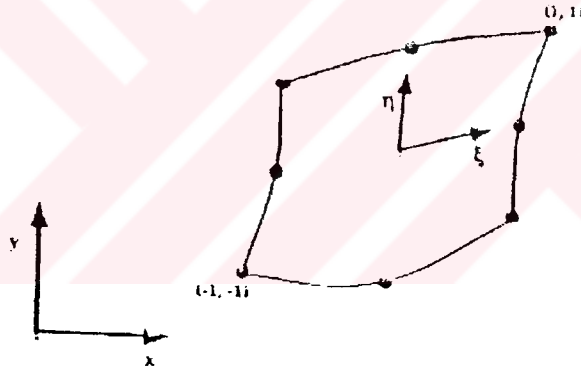
$$x = \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) x_i \quad (4.1)$$

$$y = \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) y_i$$

Burada n ; elemandaki düğümlerin sayısı N_i ; i düğümüne denk gelen şekil fonksiyonudur. Burada i . düğümün koordinatları global sistemde (x_i, y_i) ve parametrik sistemde (ξ_i, η_i) 'dir.

Şekil fonksiyonları polinomialdır. Polinomialin derecesi elemandaki düğümlerin sayısına bağlıdır. Örneğin eleman yalnızca köşelerde düğümleri içermekteyse N_i lineerdir. Şekil 4.1 köşeli ve sekiz düğümlü elemanı göstermektedir. Bu şekil Quadratic bir enterpolayonu gerektirir.

Bir eleman içinde şekil değiştirmeler aşağıdaki gibi enterpole edilir.



Şekil 4.1. İzoparametrik elemanlar için lokal ve global koordinatlar.

$$u = \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) u_i \quad (4.2)$$

$$v = \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) v_i$$

Burada (u_i, v_i) sırasıyla x ve y doğrultularındaki düğümsel şekil değiştirmelerdir. (x, y) 'deki uzama matrisi aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\{\varepsilon\} = [B] \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Burada;

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

ve

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} \end{Bmatrix} = [J]^{-1} \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_1}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (4.5)$$

Burada [J] jakobien matristir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & \dots \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \dots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 & y_1 \\ \vdots & \vdots \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Gerilme matrisi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (4.7a)$$

Yine;

$$\{\Delta\sigma\} = [D(\varepsilon, \sigma)]\{\Delta\varepsilon\} \quad (4.7b)$$

Böylece katının başından sonuna kadar gerilme ve uzama dağılımı düzlemsel şekil değiştirmeler ve anayasal denklemlerden çıkarılabilir (Anderson, 1991). Gerilmeler ve uzamalar genellikle her bir elemandaki değişik Gauss noktaları ve integrasyon noktalarında değerlendirilir. İki boyutlu elemanlar için 2x2 Gaussian integrasyonu tipik olanıdır ve burada her bir eleman üzerinde 4 integrasyon noktası bulunmaktadır.

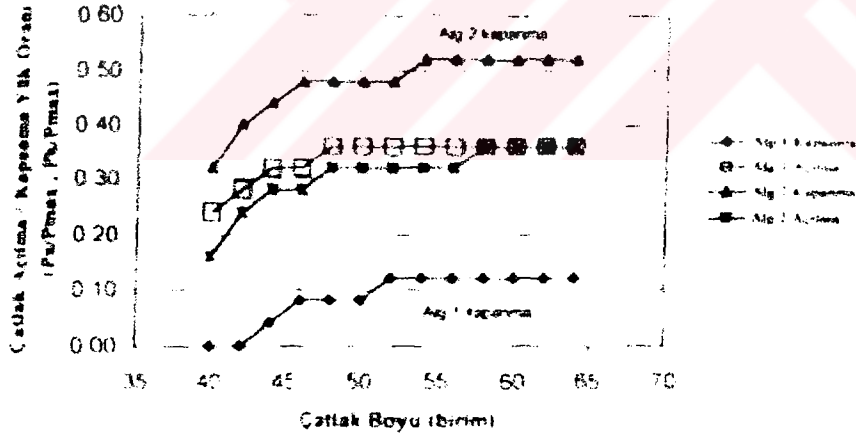
$$[k] = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D] [B] \det[J] d\xi d\eta \quad (4.8)$$

Burada, T ; matrisin transpozunu gösterir. Denklem (4.8), minimum enerji prensiplerinden belirlenebilmektedir.

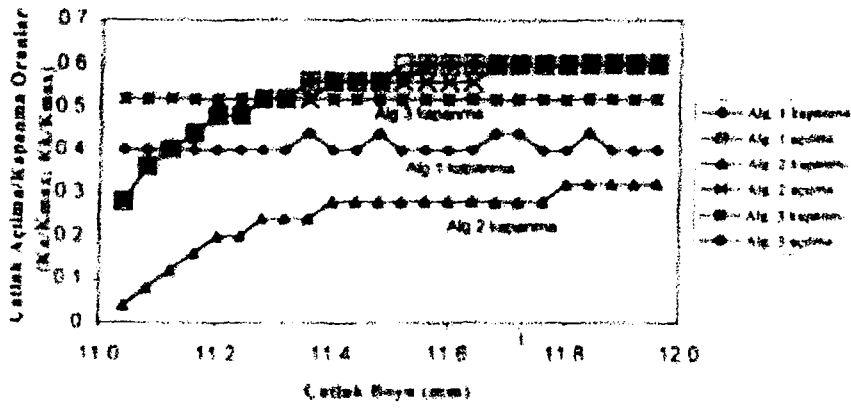
Eleman stiffness matrisleri, global stiffness matrisi $[K]$ 'yı vermek için düzenlenmektedir. Global kuvvet, şekil değiştirme ve stiffness matrisleri aşağıdaki gibi ilişkilendirilmektedir.

$$[K][u] = [F] \quad (4.9)$$

Yorulma çatlak ilerlemesi ile ilgili bir çok araştırma yapılmış ve yayınlar yayınlanmıştır. Yorulma çatlak ilerlemesi ile ilgili HEPER ve VARDAR'ın 'Sonlu Elemanlar Yorulma Çatlağı Modeli ile Yorulma Çatlağı İlerleyişinde Elastik Plastik Malzeme Etkilerinin İncelenmesi' isimli makalelerinde aşağıdaki sonuçları elde etmişlerdir.

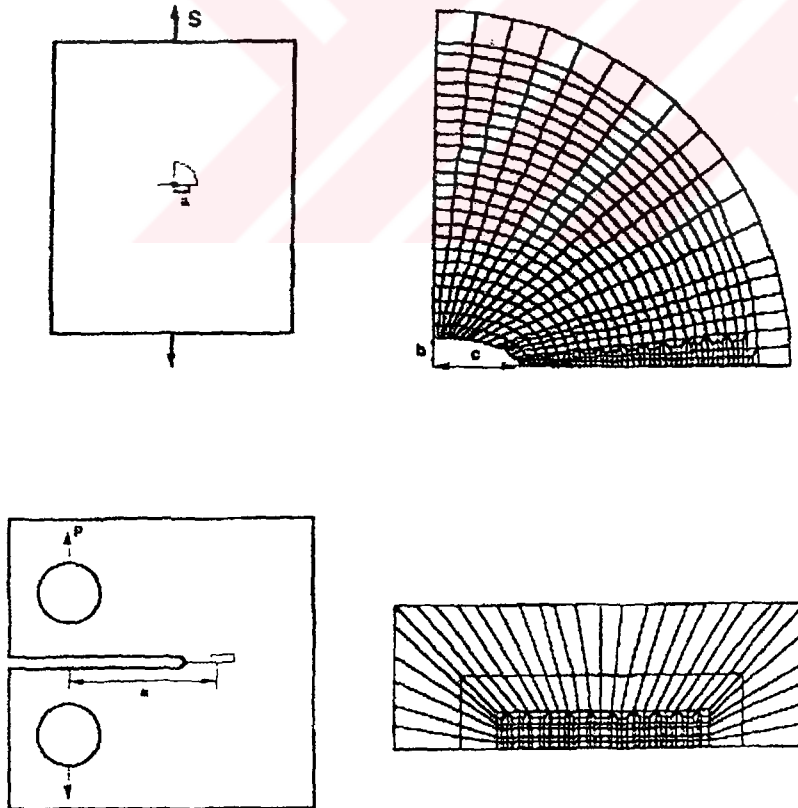


Şekil 4.2. Sabit yükte çatlak ilerletme algoritmalarının çatlak açılma/kapanma oranları



Şekil 4.3. Sabit gerilme şiddeti yüklemesinde çatlak ilerletme algoritmalarının çatlak açılma/kapanma oranları

ŞEHİTOĞLU, K.GALL ve GARCÍA yapmış oldukları çalışmalarında aşağıdaki modelleri kullanmışlardır.



Şekil 4.4. Yorulma çatlak gelişmesi için kullanılan numune geometrileri

Üniversal çatlak ilerleme oranı;

$$dA / dN = c' (\Delta K_{eff})^{m'} \quad (4.10)$$

c' ve m' malzeme sabitleri, $\Delta K_{eff} = f\left(\frac{S_{max}}{\sigma_0}, R, \frac{H}{E}, \frac{\bar{\sigma}}{\sigma_H}, geometri, mikroyapı, a\right)$

$\frac{H}{E}$ = (plastik modül/elastik modül)

R: Uygulanan yük oranı

$\bar{\sigma}$: Von misses eşitlik gerilmesi

σ_H : Hidrostatik gerilme

$H / E = 0.7$, Düzlem gerilme

$$\begin{aligned} \frac{S_{açıl}^{stabil}}{S_{açılma}} &= 0.49 + 0.01R - (0.1 - 0.3R) \cdot \frac{S_{open}}{\sigma_0} \\ A &= -0.255 - 1.375R + (0.085 - 0.075R)K_t \\ B &= 0.298 + 0.563R + (-0.043 - 0.198R)K_t \\ D &= 1.700 + 1.475R + (0.100 - 0.225R)K_t \\ F &= \exp(-10xl/c)^6 \end{aligned} \quad (4.11)$$

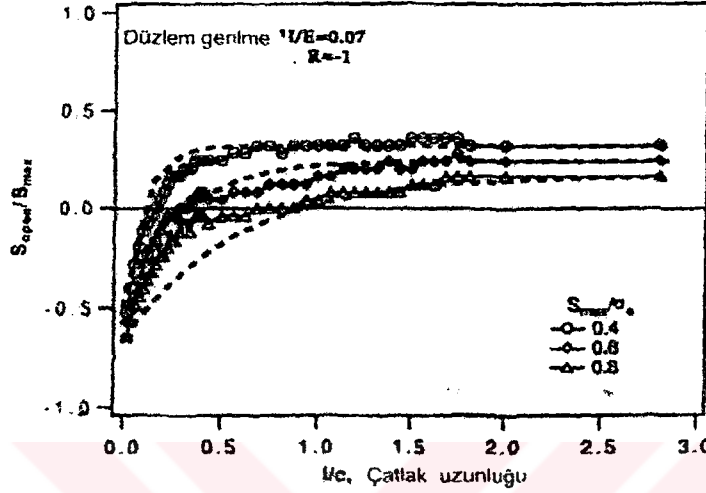
$H / E = 0.01$, Düzlem gerilme

$$\begin{aligned} \frac{S_{açıl}^{stabil}}{S_{açılma}} &= 0.95 + 0.13R - (0.70 - 0.3R) \cdot \frac{S_{open}}{\sigma_0} \\ A &= -1.138 - 1.138 + (0.163 + 0.16R)K_t \\ B &= 0.902 + 0.507R + (-0.089 - 0.164R)K_t \\ D &= 3.400 + 2.575R - 0.125R.K_t \\ F &= \exp(-10xl/c)^6 \end{aligned}$$

$$\frac{S_{açılma}}{S_{max}} = \left\{ \frac{S_{açılma}^{stabil}}{S_{açılma}} - \left[A \left(\frac{S_{max}}{\sigma_0} \right) + B \right] \exp \left[\frac{-l/c}{\left(\frac{S_{max}}{\sigma_0} \right) D} \right] \right\} (1 - F) + FR \quad (4.12)$$

Burada;

H Sertleşme modülü, R uygulanan yük oranı, σ_0 Akma gerilmesi, S_{max} Maksimum gerilme, $S_{açılma}$ çatlakla açıldığı gerilme, S_{stabil} çatlak gelişimi sırasında çatlak açılmasının stabilize olduğu gerilme.



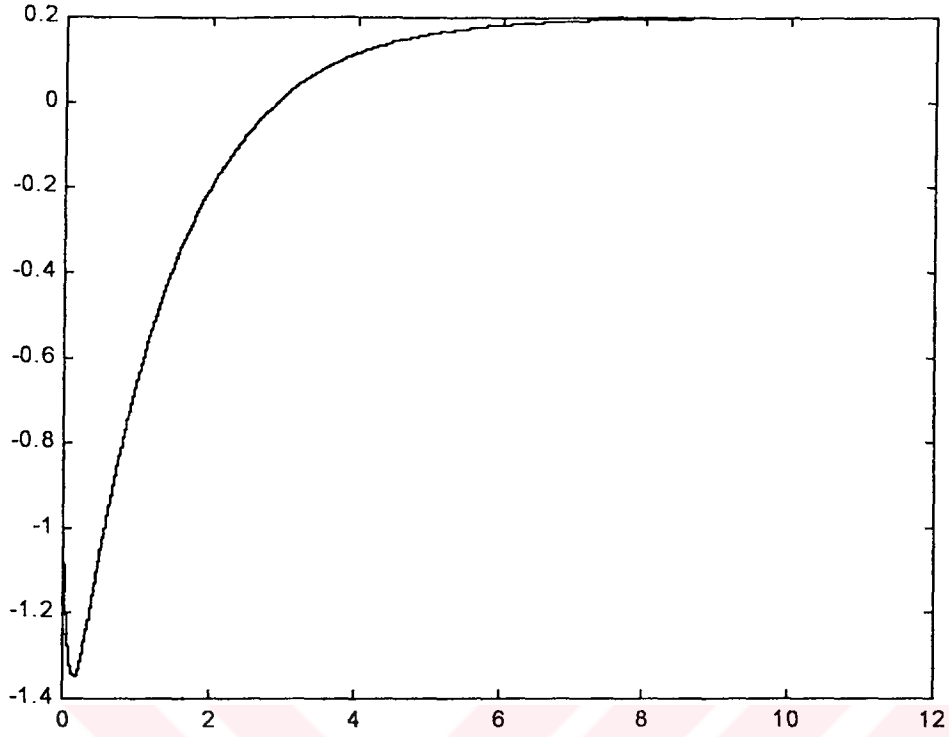
Şekil 4.5. (5.11) ve (5.12) denklemleri kullanılarak süreksiz kapanma aşamalarının hesaplanmasının karşılaştırılması

S_{stabil} / S_{max} ve l/c değerleri arttıkça çatlak açılma gerilmesinin maksimum gerilmeye oranının stabil hale geldiği görülmektedir. Şehitoğlu çatlak gelişimini test ederken kör bir çatlak için $K_t=5$, $\frac{S_{max}}{\sigma_0} = 0.7$ almıştır.

Şehitoğlu'nun kullanmış olduğu bu matematiksel ifadeler kullanılarak ve 1070 çelik için;

$$\sigma_{akma} = 430 \text{ MPa}$$

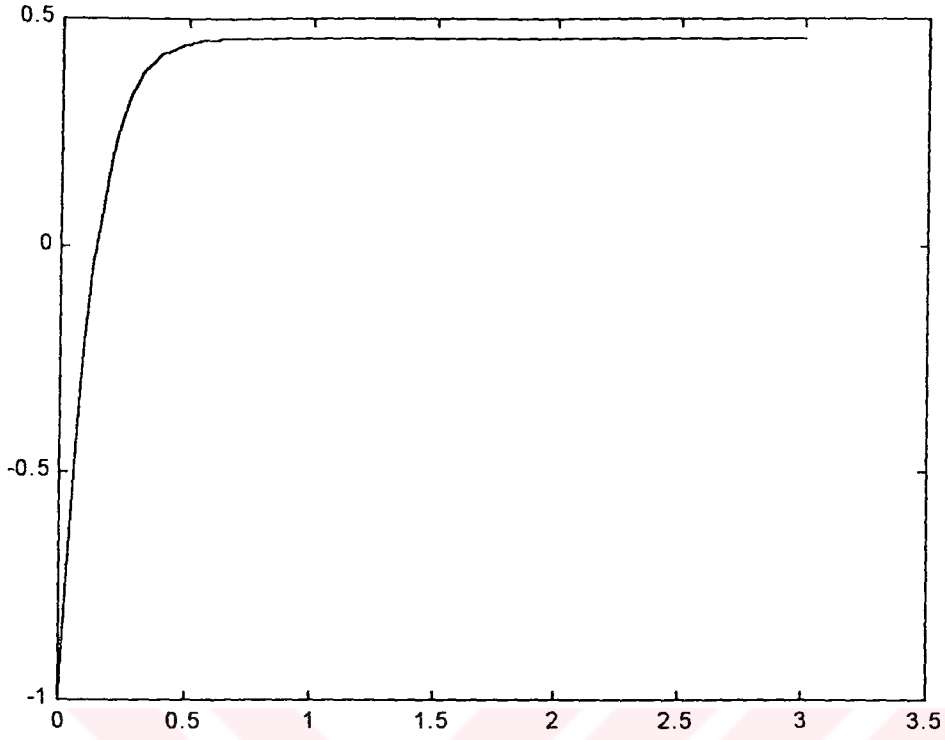
$c=0.6$ mm (çatlak başlangıç uzunluğu) alınmış ve MATLAB bilgisayar programında elde edilen sonuçların Şehitğlu'nun çalışmasındakine benzediği görülmüştür.



Şekil 4.6. $\frac{S_{max,n}}{\sigma_0} = 0.7$ için Çatlak gelişiminin çatlak uzunluğu ile değişimi.

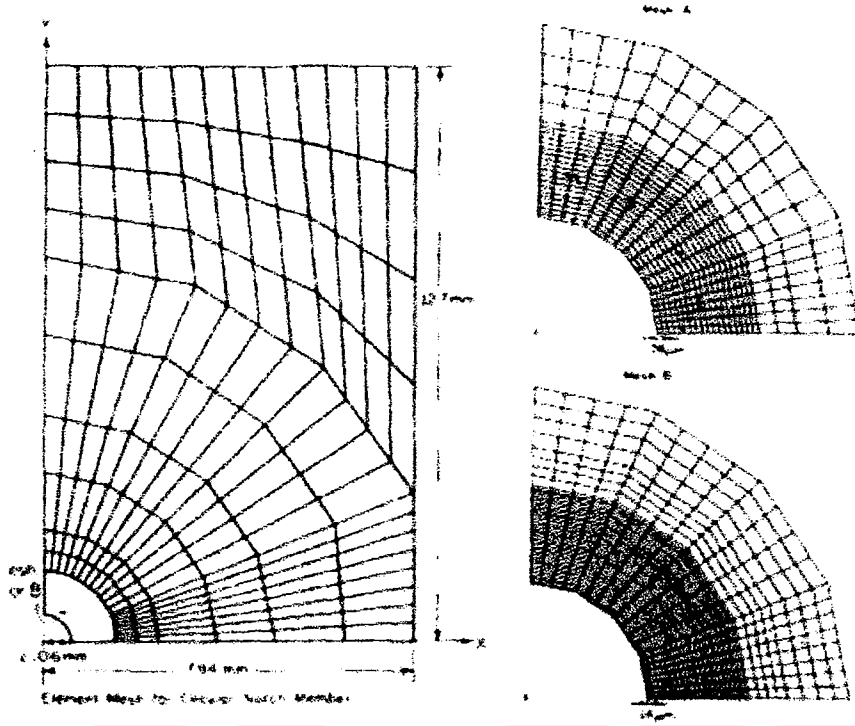
Şehitoğlu yapmış olduğu çalışmada $\frac{S_{max,n}}{\sigma_0}$ değerini 0.7 gibi sabit bir değer almıştır.

Çatlak ucu civarında çatlak ucuna olan mesafeye göre gerilmenin maksimum değeri değişmektedir. Buna göre eşitlik (2.3) kullanılarak Çatlak ucundan $r = 0.51e^{-15}$ m mesafe uzaklıkta, $K_I = 13.3 \text{ MPa.m}^{1/2}$ maksimum gerilme şiddet faktörü hesaplanmış ve bu gerilmeye göre MATLAB bilgisayar programında bir program yapılmış ve elde edilen sonuçların Şehitoğlu'nun çalışmasına tamamen benzediği görülmüştür. Programın kendisi ve elde edilen grafik aşağıda sunulmuştur.



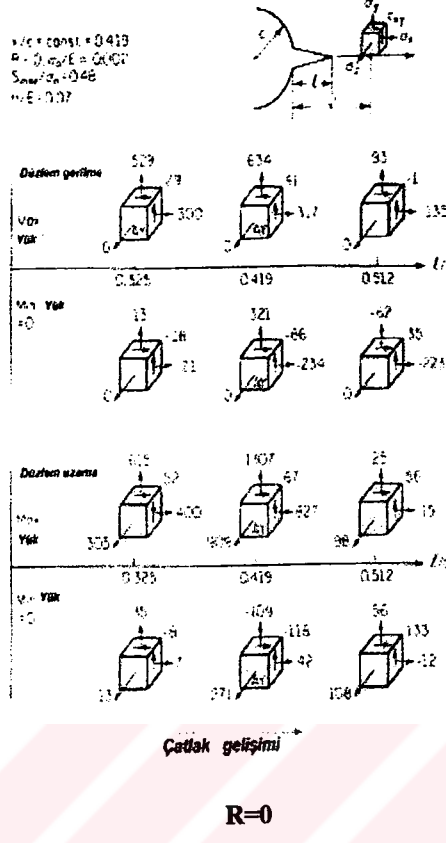
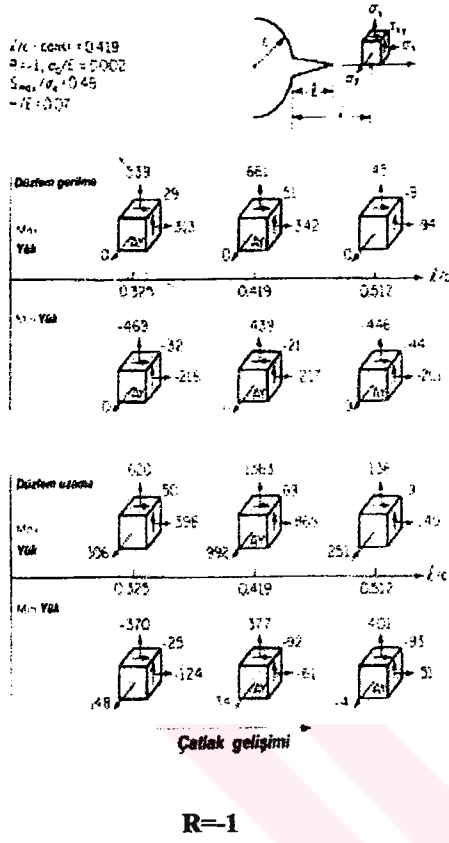
Şekil 4.7. Değişken Maksimum gerilme için çatlak gelişiminin çatlak uzunluğu ile değişimi.

Lalor ve Şehitoğlu yapmış oldukları çalışmada aşağıdaki iki boyutlu elasto-plastik sonlu eleman modelini kullanmışlardır. A modeli 630 eleman ve 690 sahip iken B modeli 1140 eleman ve 1218 noda sahiptir. A modeli için çatlak ucundaki her bir elemanın genişliği 0,028 mm, B modeli için 0,014 mm'dir.



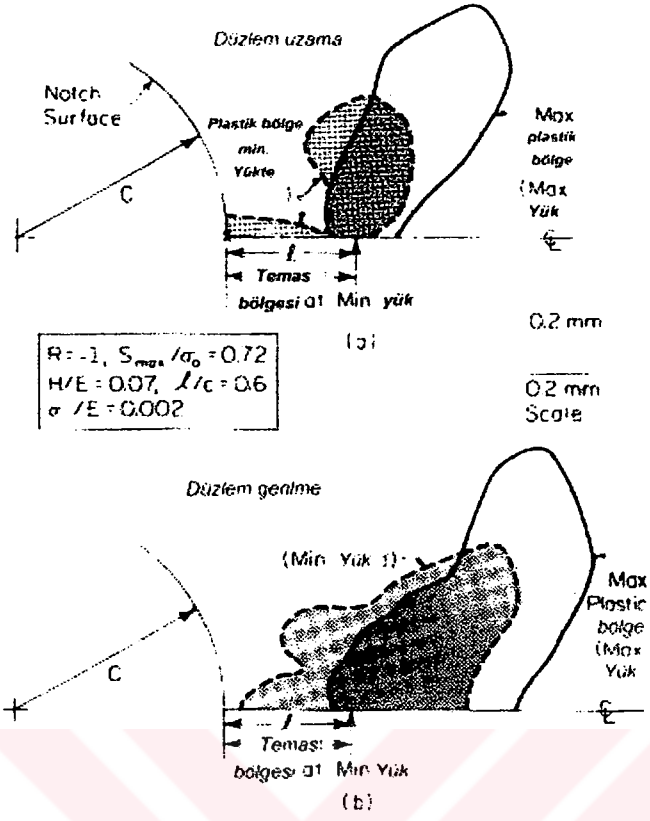
Şekil 4.8. Sonlu elemanlar metodu ile bölünmüş çentikli numune

Lalor ve Şehitoğlu, $R=-1$ ve $R=0$ gerilme oranlarında sabit genlikli Model yüklemesine tabii tutulan bir CCT numunesi için yorulma çatlak ilerlemesini analiz etmiş ve aşağıdaki gerilme değerlerini elde etmişlerdir. Bu numune için çentik 0,6 mm başlangıç yarıçapına sahiptir.



Şekil 4.9. $R=-1$ ve $R=0$ yüklemeleri için değişik gerilme durumları

Yine aynı çalışmada $l/c=0,6$ ve $R=-1$ yükleme durumunda maksimum ve minimum yükler için çatlak ucundaki maksimum ve minimum plastik bölgelerin büyüklüğü Şekil 4.10'daki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.10. $R=-1$ yüklemede ve $l/c=0.6$ için çatlak önündeki maksimum ve minimum plastik bölgeler.

5. ANSYS PAKET PROGRAM

5.1. Programa Giriş

ANSYS programı sonlu elemanlar için bir analiz ve dizayn programıdır. ANSYS programı geniş amaçlı bir programdır. Sonlu elemanları kullanan bir program olduğuna göre o zaman sonlu elemanlardan özetle ifade edilmesi gerekir.

Sonlu elemanlar yöntemi (SEY), süreklilik problemlerinin matematiksel modellerini oluşturan kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde, karmaşık sınır koşulları nedeni ile tüm problem bölgesi için geçerli bir fonksiyon bulmanın mümkün olmadığı durumlarda çözümün sonlu küçük elemanlar içinde aranması esasına dayanır. Mühendislik problemlerinin (SEY) ile analizinde aşağıda sıralanan (6) temel adım izler. (Fetvacı)

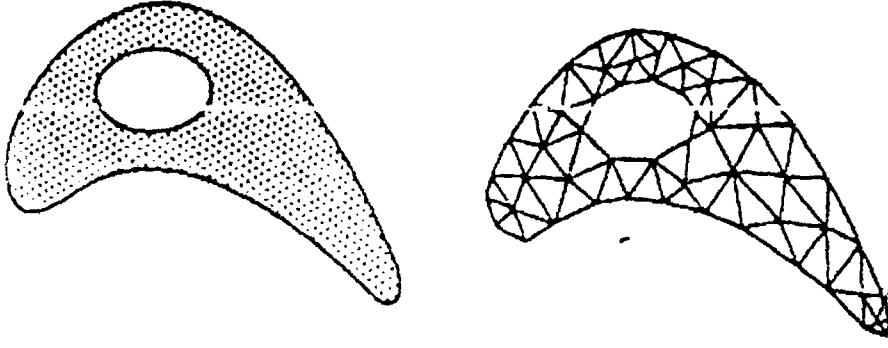
- 1) Çözüm bölgesinin ayrıştırılması
- 2) Alan değişkeninin değişimini gösteren şekil fonksiyonunun seçimi
- 3) Eleman özelliklerinin bulunması
- 4) Eleman özelliklerinin birleştirilmesi
- 5) Denklemler sisteminin çözümü
- 6) İstenilen değer hesaplarının yapılması

Sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır elemanlar metotları mühendislik problemlerinin analizinde kullanılmaktadır.

5.1.1. Sonlu Elemanlar Metodunun Adımları

5.1.1.1. Problem geometrisinin (çözüm bölgesinin) ayrıştırılması:

Sayısal modelleme problemin, sınırlarının, sınır şartlarının ve malzeme özelliklerinin matematiksel olarak ifade edilmesini geciktirmektedir. Analiz edilecek bir problemin karmaşık geometrisinin tam tanımı, yüzeydeki sonsuz sayıda noktanın konumunun belirlenmesiyle sağlanır. Bu da sonsuz sayıda denklemin çözülmesini gerektirir. Bu nedenle geometri makul sayıda elemanla yaklaşık olarak ifade edilir.



Şekil.5.1. Problem geometrisinin makul sayıda elemanla ifade edilmesi

Elemanlar birbirlerini düğüm noktalarından bağlı ve sınırları boyunca temas etmektedirler. Elemanların geometrik şekli düğüm noktalarının koordinatları cinsinden enterpolasyon fonksiyonu ile tayin edilmektedir.

5.1.1.2. Alan değişkeninin değişimini gösteren şekil fonksiyonunun seçimi

Gerilme analizi problemine yer değiştirmelerden birim şekil değiştirmeler, birim şekil değiştirmelerden gerilmeler hesaplanmaktadır. Düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerden hareketle hesaplamalar yapılır. Bundan sonra yapılan kabul, yer değiştirmenin eleman boyunca değişiminin basit bir fonksiyon olduğudur. Enterpolasyon fonksiyonu yer değiştirmenin hiçbir elemanda değişikliğinin düğüm noktalarındaki değeri cinsinden ifade edilmesini sağlar. Bu fonksiyonlar elemanların geometrik şeklini tayin eden enterpolasyon fonksiyonları ile aynı olabilir. Seçilen enterpolasyondan fonksiyonları problemin özelliğine bağlı olarak tanımlanabilir.

5.1.1.3. Eleman özelliklerinin bulunması

Eleman ağı oluşturulduktan ve enterpolasyon fonksiyonları seçildikten sonra her bir elemanın özelliklerini ifade eden matris denklemleri tayin edilmektedir. Virtüel işler prensibi veya minimum potansiyel enerji prensibi tatbik edilerek eleman rijitlik matrisi hesaplanır.

5.1.1.4. Eleman özelliklerinin birleştirilmesi

Eleman ağı ile temsil edilen sistemin özelliklerini bulmak için eleman özelliklerinin birleştirilmesi gerekmektedir. Diğer bir anlatımla her bir elemanın özelliklerini ifade eden matris denklemler elde edilir. Sistemin matris denklemleri ile aynı formda olmasına karşın tam düğüm noktalarını ihtiva ettiğinden daha fazla terime sahiptir. Elemanların düğüm noktalarında alan değişkeninin değeri bu noktayı paylaşan her elemanda aynıdır. Eleman denklemlerinin birleştirilmesi bilgisayar ile yapılır.

Sistem denklemleri ile çözüm için hazır hale gelmeden önce problemin sınır şartlarını hesaba alacak şekilde düzenlenmelidir. Sınır şartları kinematik ve statik olarak ikiye ayrılmaktadır. Statik sınır şartları düğüm noktalarına etki eden dış kuvvetlerdir. Kinematik sınır şartı, düğüm noktalarına tatbik edilen yer değiştirme kısıtlamalarıdır.

5.1.1.5. Sistem denklemlerinin çözümü

Birleştirme prosesi neticesinde olan değişkenin bilinmeyen düğüm noktası değerlerini elde etmek için çözülmesi gereken denklem seti elde edilir. Eğer denklemler lineer ise standart çözüm teknikleri kullanılır.

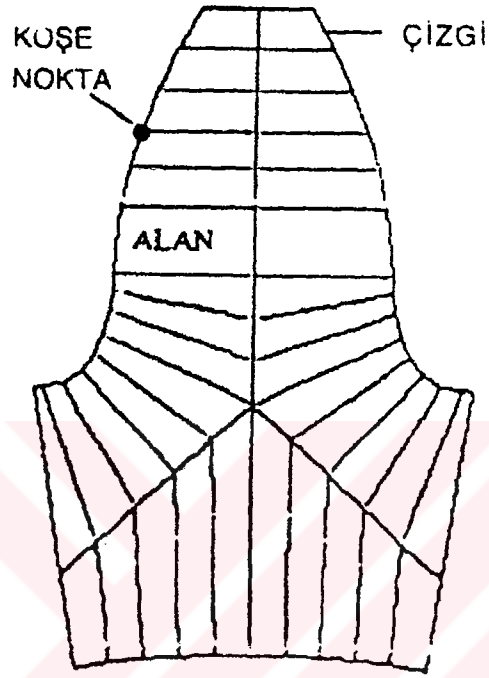
Denklemlerin çözümü neticesinde birincil bilinmeyenlerin alan değişkeni değerleri bulunur. Elastik gerilme deformasyon analizinde birincil bilinmeyen yer değiştirmelerdir. Birim şekil değiştirmeler, elastisite teorisindeki bağıntıları kullanarak elde edilir. Gerilmelerde Hook Kanunu yardımıyla birim şekil değiştirmeler hesaplanır.

Ele alınan bir problemin sonlu elemanlar metodu ile modellenmesi, çözümlenmesi ve çözüm sonuçlarının değerlendirilmesi paket programlarda üç ayrı modülde gerçekleşmektedir. ANSYS programında problemin üç ayrı modülde gerçekleşmektedir. ANSYS programında problemin analizinde takip edilen işlemler aşağıda verilmiştir. Analizde modele sınır şartlarının tatbik edilmesine kadar olan işlemler programın ön işlemci modülünde, modelin çözümlenmesi, çözümleyici modülünde ve ek hesaplar ile sonuçların sayısal veya görsel değerlendirilmesi işlemleri ise son işlemci modülünde gerçekleştirilmektedir.

5.1.1.5.1. Katı Modelin Oluşturulması:

Paket programdaki CAD olanakları ile problemin geometri kolaylıkla oluşturulabilmektedir. Problem geometrisi dikdörtgen gibi basit bir geometrik şekil ile ifade

edilebiliyorsa, programdaki hazır geometrik şekil kütüphanesinden faydalanılır. Geometrisi basit geometrik şekillerin bir kombinasyonu ile ifade edilebiliyorsa BODLEAN cebri tatbik edilmektedir. Program karmaşık geometriliyse bu durumda önce köşe noktalar oluşturulur. Bu noktalar birbirlerine çizgilerle bağlanmakta ve nihayet dört çizgisinin uygun tertibiyle dörtgen bir bölge elde edilmektedir.



Şekil 5.2. Karmaşık geometrinin modellenmesi

4.1.1.5.2. Eleman Tipinin Seçilmesi

Eleman kütüphanesinde özellikleri önceden tayin edilmiş çok sayıda eleman tipi vardır. Kullanıcı sadece bazı katsayıları gerektiğinde belirlemektedir. Eleman tipi, yapılacak analize göre seçilmektedir.

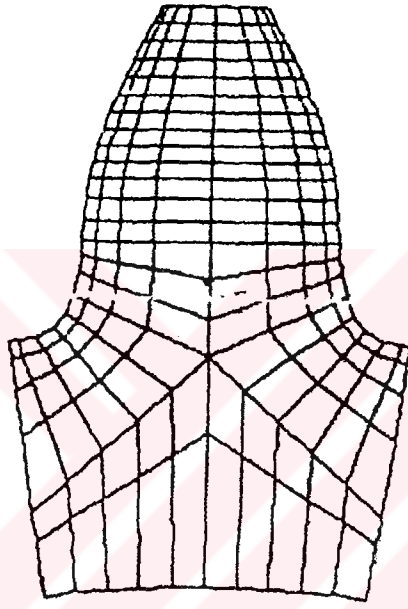
5.1.1.5.3. Malzeme ve Eleman Sabitlerinin Tayini:

Elastisite modülü, poisson oranı gibi malzeme özellikleri kullanıcı tarafından tayin edilir. Bazı problemlerde, sonlu elemanların kalınlık, atalet momenti ve kesit alanı değerleri, eleman sabitleri olarak belirlenmelidir. Bu sabitler sonlu elemanlar modelini oluşturan bireysel elemanla ayrı ayrı atanabilir.

5.1.1.5.4. Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması

Sonlu eleman, şekil, sayı ve dağılımını tayin eden parametreler katı model üzerine tatbik edilmektedir. Bu parametreler belirlendikten sonra yapı tek bir komutta otomatik olarak sonlu elemanlar modeline dönüşmektedir. Modeldeki eleman sayısı arttıkça daha hassas bir çözüm elde edilir. Buna bağlı olarak hesaplama zamanı artmaktadır.

Bu nedenle gerilmenin yüksek olması beklenen yerde eleman sayısı artırılarak ve gerilmenin düşük olması beklenen yerde, eleman sayısı düşürülerek optimum çözüm yapılır. şekil 5.3'te bu prensibe örnek bulunmaktadır.



şekil 5.3. Düz dişli çark sonlu elemanlar modeli

5.1.1.5.5. Yükleme ve Sınır Şartlarının Tayini

Yükleme ve sınır şartları düğüm noktalarına doğrudan tatbik edilebileceği gibi katı model üzerinden de tayin edilir. Düğüm noktalarının orijine olan konumlarını belirleyen parametrelerin kullanılmasıyla otomatik olarak seçilebilir ve seçilen düğüm noktalarına sınır şartları tatbik edilebilir.

5.1.1.5.6. Çözüm

Sınır şartlarının tatbikinden sonra model çözüme hazırdır. Program, sistem denklemlerini sınır şartlarına göre düzenler ve çözer. Çözüm neticesinde incelenen büyüklüğün (gerilme analizi problemlerinde yer değiştirmelerin) tüm düğüm noktalarındaki değerleri hesaplanmış olur.

5.1.2. Modellemede Dikkat Edilecek Hususlar

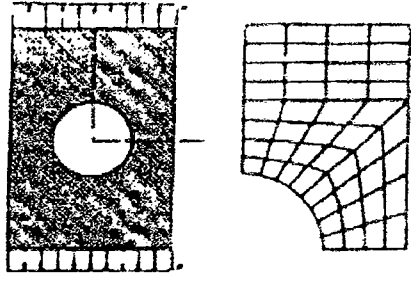
Ele alınan problemin modellenmesinde zamandan tasarruf sağlamak gayesi ile bir takım kabuller yapılır. İlk olarak problem geometrisinin düzlemsel olarak tanımlama imkanı araştırılır. Ayrıca yapıda herhangi bir simetri var ise ve bu durum değerlendirilir. Bu şekilde problemin analizinde zamandan tasarruf edilmiş olur. Diğer bir husus sonlu elemanlar modelinde elemanların geometrik şeklidir. Geometrik şekillerin ideal geometrik şekillere daha yakın olması incelenen büyüklüklerin (gerilme, biri şekil değiştirme, sıcaklık) eleman içinde dağılımın daha gerçeğe yakın incelenmesini sağlar.

5.1.2.1. Malzemede Geometrik Yaklaşım

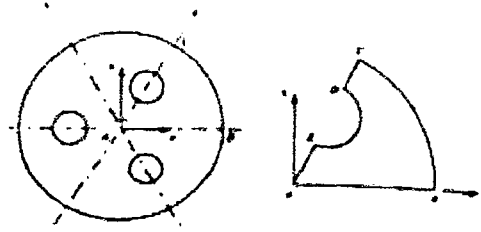
Problem geometrisi, bir düzlemde tanımlanabilir ve tatbik edilen yükler de aynı düzlemde ise, bu durumda problem düzlemsel (2 boyutlu) olarak incelenebilir. İki boyutlu problemlerin iki genel hali vardır. Düzlem gerilme ve düzlem şekil değiştirme. Düzlem gerilme yapıların, düzlemedeki boyutlarına nazaran küçük kalınlıkta olması durumunda söz konusudur. Kalınlık, düzlemdeki boyutlardan son derece büyük ise bu durumda düzlem şekil değiştirme hali mevcuttur.

5.1.2.2. Modellemede Simetriden Faydalanma

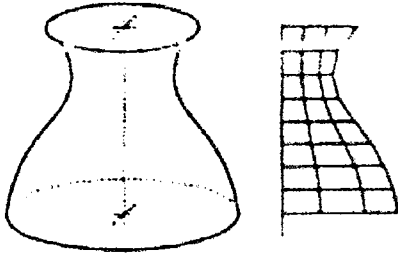
Problem geometrisinde bir simetri var ise bu durumda problemin simetriye esas kısmını modellemek yeterlidir. Mühendislik problemlerinde sıklıkla karşılaşılan simetri tipleri düzlemsel, dairesel ve eksenel simetridir. Simetriden faydalanılarak yapılan modellemelerde dikkat edilmesi gereken, sınır şartlarının, problemin bütünü temsil edecek şekilde tatbik edilmesidir. Biz de problemimizde düzlem gerilme hali ve simetriden faydalanacağız.



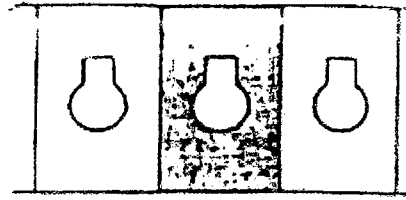
Düzlemsel Simetri



Dairesel Simetri



Eksenel Simetri

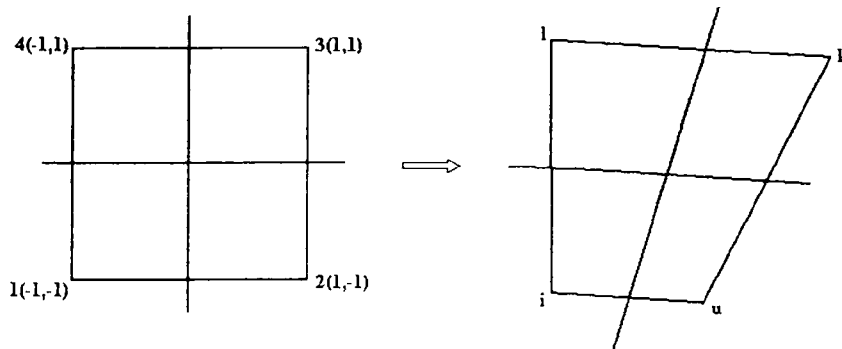


Tekrar eden Simetri

Şekil 5.4. Düzlemsel Simetri

5.1.2.3. Sonlu Eleman Geometrik Şekilleri

Elemanların matematiksel ifadeleri, ideal geometrik şekillere göre tesis edilmektedir. Sonlu eleman programlarında kullanılan elemanlardan biri de izoparametrik elemanlardır. Bu durumların formüle edilmesi doğal koordinatlarda yapılmaktadır. Çözüm bölgesinin sonlu elemanlar ağına dönüştürülmesi işleminin matematiksel prensibi elemanın doğal koordinatlardan fiziksel koordinatlara eşlenmesidir (Şekil 5.5).



Şekil 5.5. Bir sonlu elemanın doğal koordinatlardan fiziksel koordinatlara eşlenmesi.

Şekil 5.5'te verilen elemanların fiziksel koordinatlardaki şeklinin ideal haldekinden farklı olması, çözümün güvenilirliğini azatlamaktadır. Bir elemanın uzunluğunun genişliğe oranının mümkün olduğu kadar 1'e yakın olması istenmektedir. Fiziksel koordinatlarda keyfi bir dörtgen elemanın en küçük iç açısı 45° , en büyük açısı 135° olmalıdır.

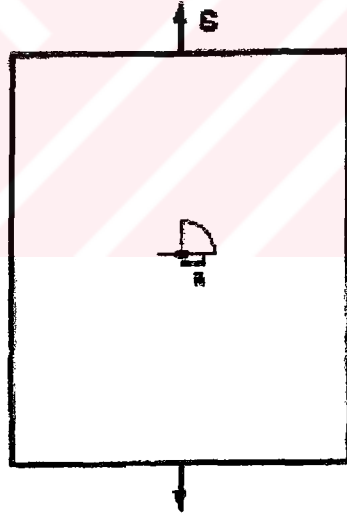


6. ANSYS'DE YORULMA UYGULMASI

ANSYS programında AISI 1070 çelik ve ASTM 304 paslanmaz çelik için aşağıdaki geometrik boyutlara ve malzeme parametrelerine sahip CCT modeli kullanılmıştır. Kullanılmış olan bu çeliklerin kimyasal özellikleri Tablo 6.1' de verilmiştir. Akma kriteri olarak Von-Misses akma kriteri kullanılmıştır.

Tablo 6.1. AISI 1070 ve ASTM 304 Paslanmaz çeliğin mekanik ve kimyasal özellikleri

Standart no	C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Ni	Mo	V
AISI 1070	0.65-0.75		0.6-0.9	≤ 0.04	≤ 0.05	-	-	-	-	-
ASTM 304	≤ 0.08	≤ 1	≤ 2.0	≤ 0.045	≤ 0.030	-	18.0-20.0	8.0-10.50	-	-

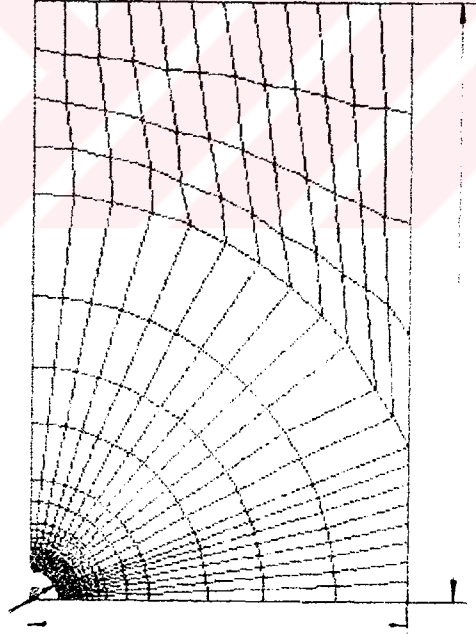


Şekil 6.1. Merkez çatlaklı (CCT) numunesi

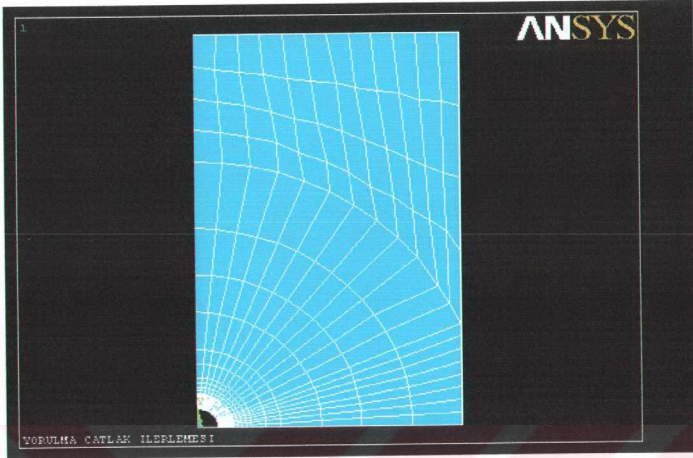
ANSYS' de simetri özelliğinden faydalanılarak numunenin dörtte biri alınmış ve bunun üzerine çözüm uygulanmıştır. İlk önce verilen geometrik ölçüler dikkate alınarak çatlak bölgesi hassas olacak şekilde geometri belli oranlarda elemanlara bölünecek şekilde APDL (Ansys Parametric Design Language) kullanılarak düğüm noktaları belirlenmiştir. Daha sonra bu noktalar birleştirilerek elemanlara bölünerek ana geometri elde edilmiştir.



Şekil 6.2. Merkez çatlaklı numunenin ANSYS’de oluşturulurken düğüm noktalarının kullanılması

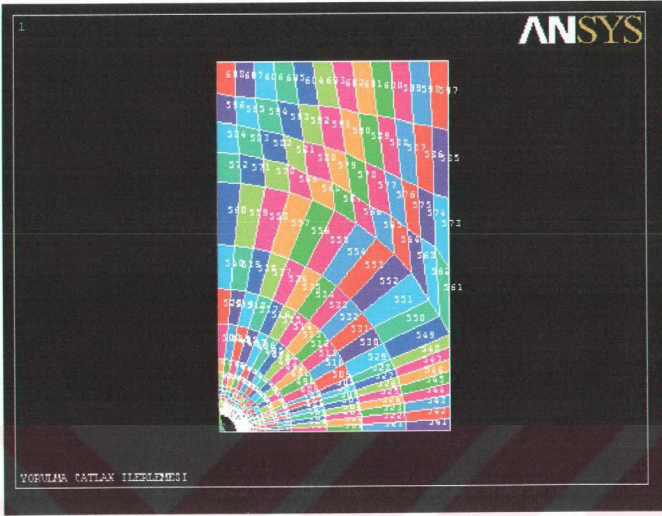


Şekil 6.3. Merkez çatlaklı numunenin geometrik ölçüleri



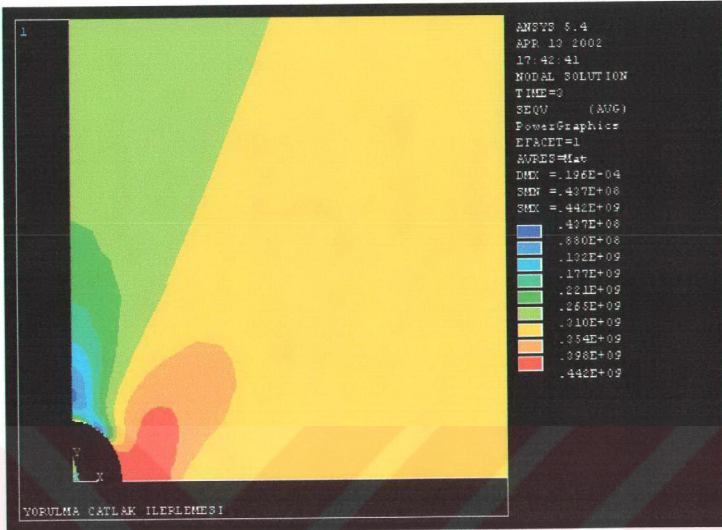
Şekil 6.4. ANSYS'de noktaların birleştirilerek geometrinin oluşturulması

Geometri oluşturulduktan sonra Şekil 6.5'de görüldüğü gibi elemanlara bölünür. Elemanlara bölündükten sonra çekme doğrultusunda sabit yük sinüsoidal olarak girildi ve belirli çevrim sayılarına göre malzemede dinamik gerilme analizi yapıldı.



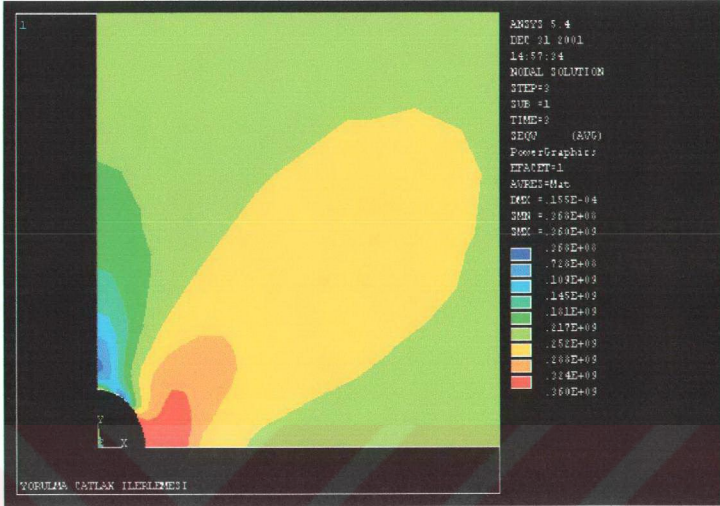
Şekil 6.5 Merkez çatlaklı numunenin elemanlara bölünmesi.

1070 çeliği için akma gerilmesi=430 MPa, elastisite modülü=205 GPa ve poisson oranı=0.27 ve Uygulanan gerilme S_{max} =310 MPa olarak alınmış ve 1. çevrimdeki yükleme sonucunda malzemedeki deformasyon ve gerilme değişimi Şekil 6.6'deki gibi tespit edilmiştir.



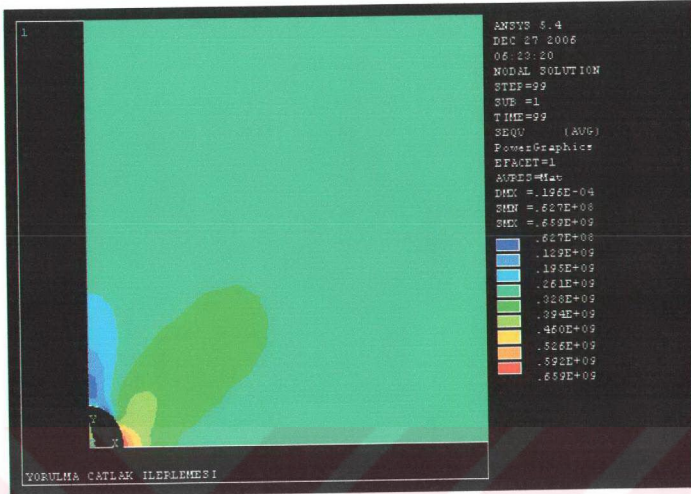
Şekil 6.6. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numune 1.Çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum.

304 paslanmaz çelik için akma gerilmesi=351 MPa, elastisite modülü=205 GPa ve poisson oranı=0.27 ve Uygulanan gerilme $S_{max}=245$ MPa olarak alınmış, 1. çevrimdeki yükleme sonucunda malzemedeki deformasyon ve gerilme değişimi Şekil 6.7 'deki gibi tespit edilmiştir.

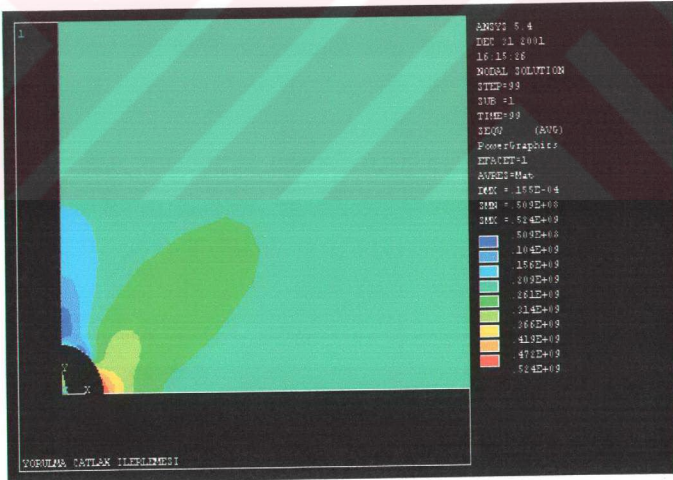


Şekil 6.7. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede 1.Çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum.

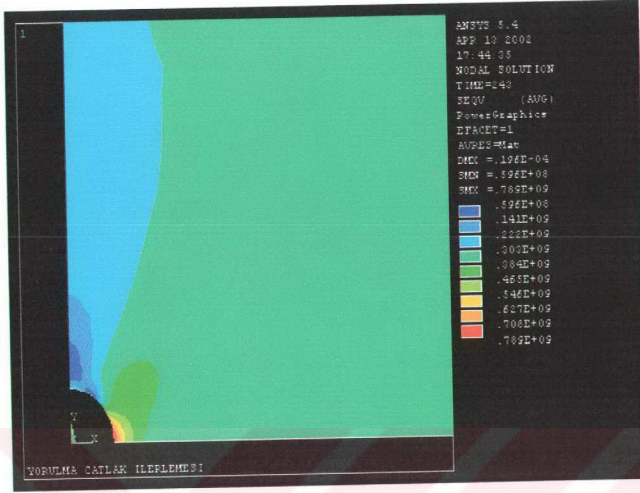
Şekil 6.8 ve 6.9’da sırasıyla 1070 çeliği ve paslanmaz çelik için 9. çevrimdeki yükün maksimum değeri için gerilme durumları gösterilmektedir.



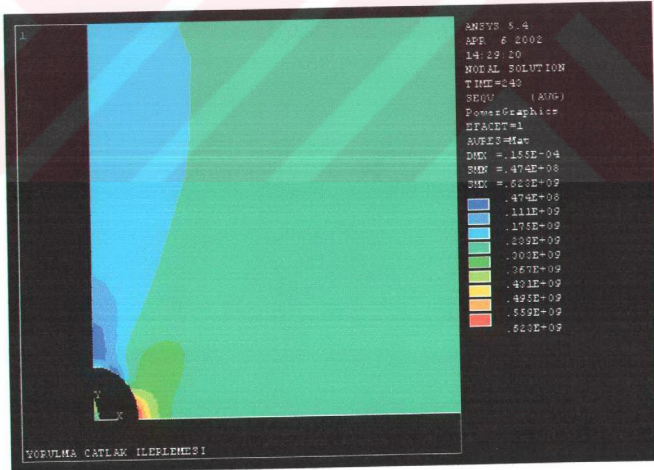
Şekil 6.8. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numune 9.çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum.



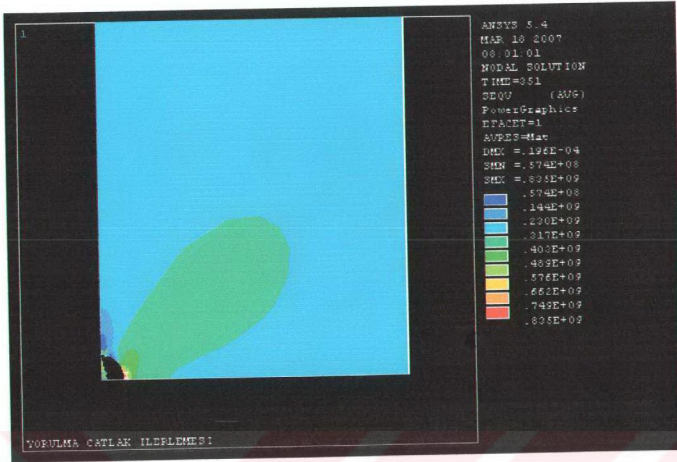
Şekil 6.9. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numune 9.çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum.



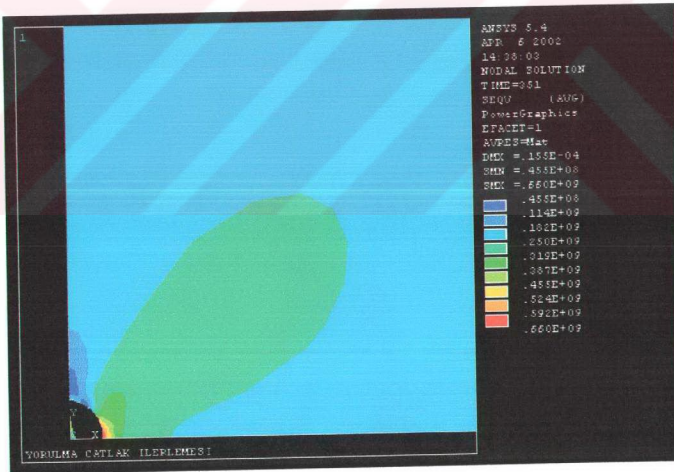
Şekil 6.10. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numune 20.çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum.



Şekil 6.11. 304Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numune 20.çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum.



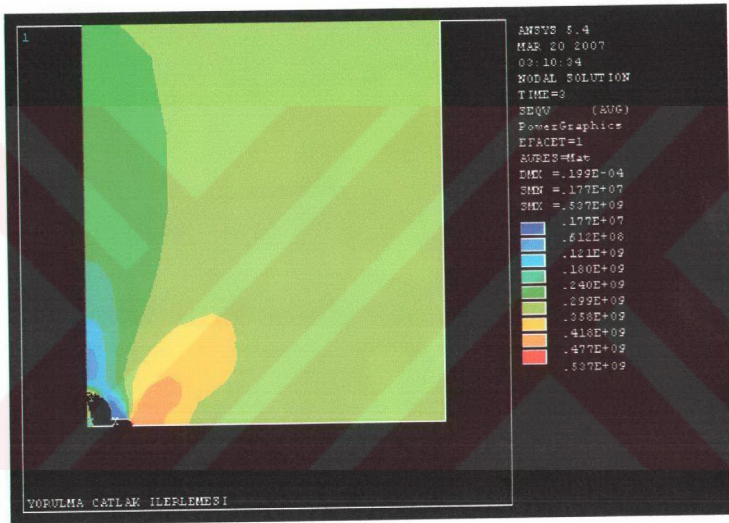
Şekil 6.12. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numune 29.çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum.



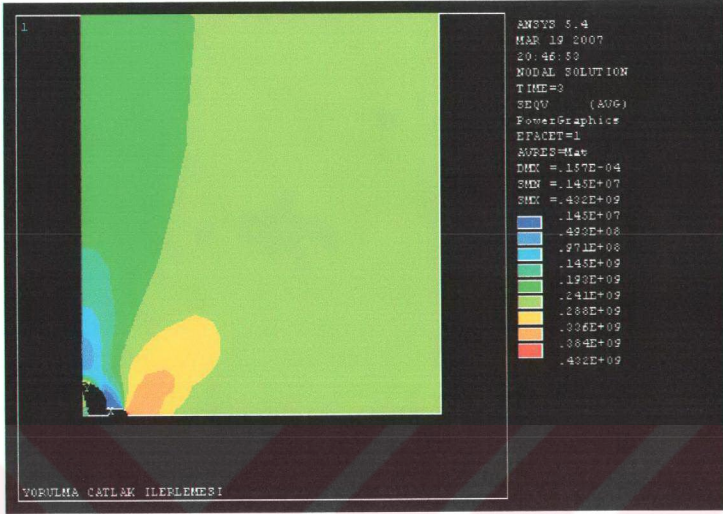
Şekil 6.13. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numune 29.çevrimdeki yükün maksimum değerindeki durum.

1070 çeliği için akma $l/c=0.6$ değerinde akma gerilmesi=430 MPa, elastisite modülü=205 GPa ve poisson oranı=0.27 ve Uygulanan gerilme $S_{max}=310$ MPa olarak alınmış ve 1. çevrim için çatlak ucundaki gerilme değişimi tespit edilmiştir. Şekil 6.14'ten görüldüğü gibi aynı numunede çatlak ucundaki maksimum gerilme çatlaksız numuneye göre daha fazladır.

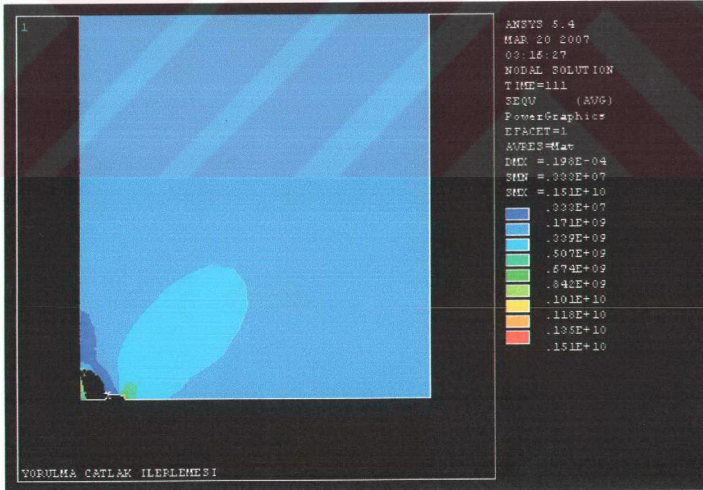
Şekil 6.15'te ise $l/c=0.6$ için 304 paslanmaz çelik malzemede 1. çevrimin maksimum yükü için gerilme çatlak ucundaki gerilme değişimi tespit edilmiştir.



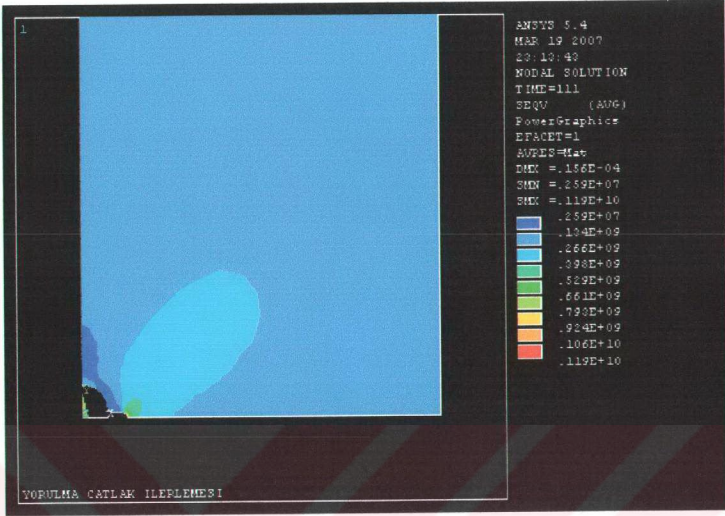
Şekil 6.14. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ değerinde 1.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi



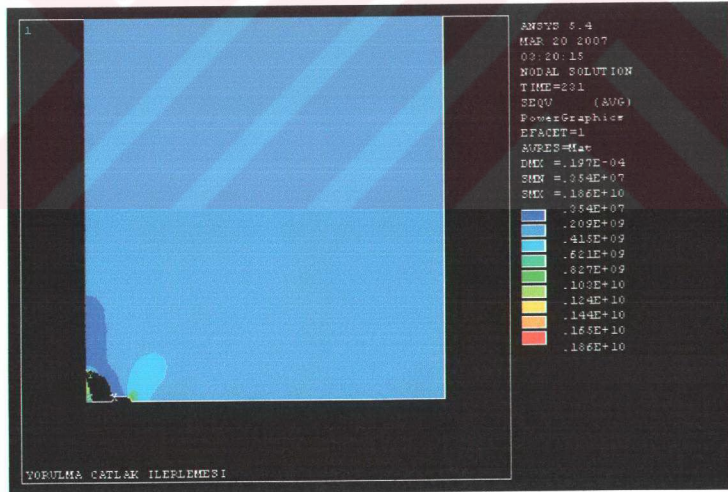
Şekil 6.15. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numune $l/c=0.6$ değerinde 1.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi



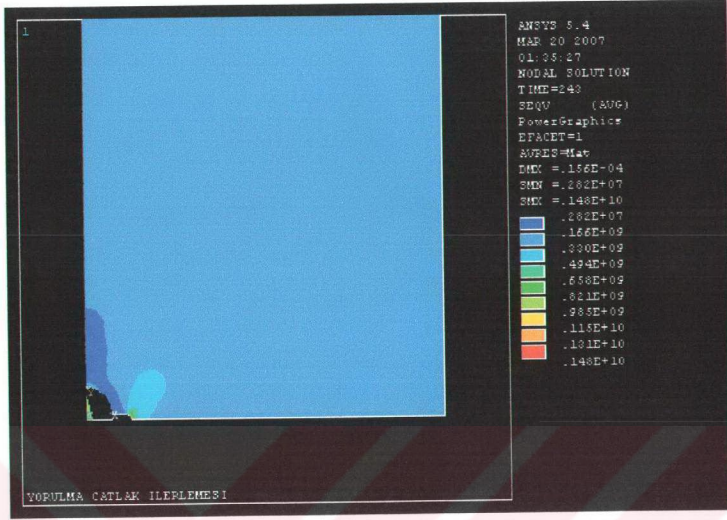
Şekil 6.16. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numune $l/c=0.6$ değerinde 10.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi



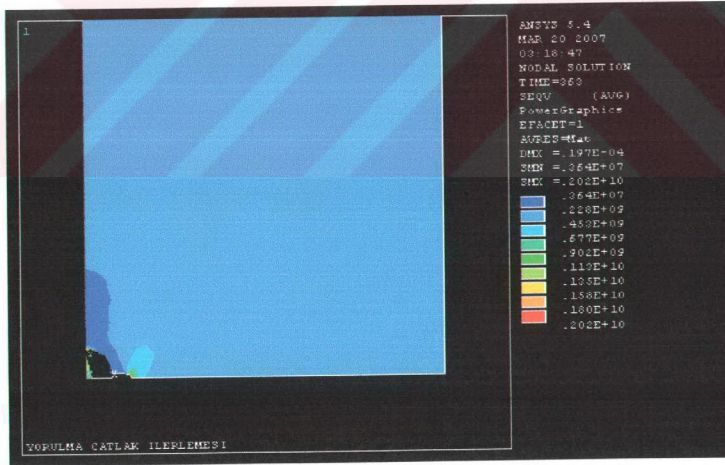
Şekil 6.17. 304 paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numune $l/c=0.6$ değerinde 10.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi



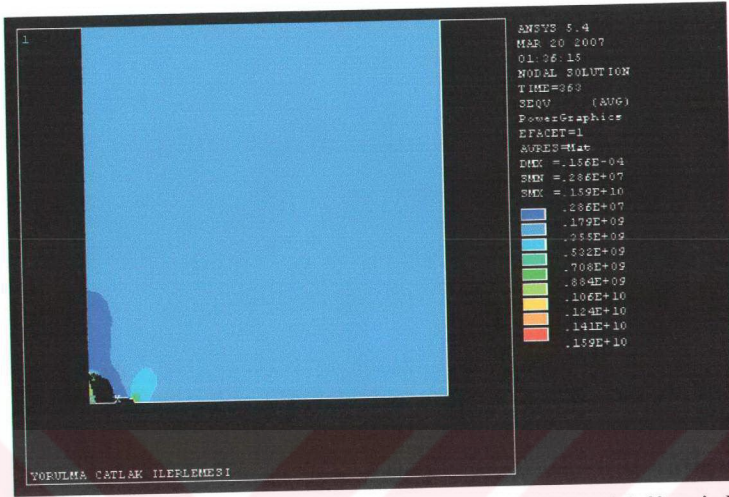
Şekil 6.18. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numune $l/c=0.6$ değerinde 20.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi



Şekil 6.19. 304 paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numune $l/c=0.6$ değerinde 20.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi



Şekil 6.20. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numune $l/c=0.6$ değerinde 30.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi



Şekil 6.21. 304 paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numune $l/c=0.6$ değerinde 30.çevrimde çatlak ucundaki gerilmenin değişimi

Düzlem gerilme için 1070 çeliğinde $R=-1$, $\sigma_0/E=0.002$, $S_{max}/\sigma_0=0.48$ ve $H/E=0.07$ durumu için $l/c=0.4$ ve $l/c=0.5$ değerleri için maksimum SX, SY ve SXY gerilmeleri tespit edilmiş ve aşağıda sunulmuştur.

$l/c=0.4$ için;

SX=267.99 MPa

SY=535.63 MPa

SXY= 71 MPa

$l/c=0.5$ için;

SX=274 MPa

SY=766.6 MPa

SXY= 74 MPa

7. ANALİZ SONUÇLARI VE SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

7.1. Sonuçlar

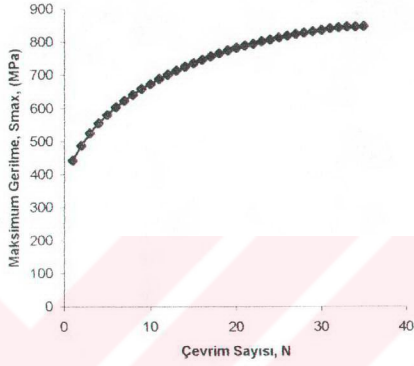
Bu programda CCT numunesine sinüsoidal değişen sabit değerli bir gerilme, değişik çevrimde çatlaklı ve çatlaksız durumlar için uygulanmış ve malzemedeki deformasyon, plastisite durumu ve gerilme değişimleri gözlenmeye çalışılmıştır. Elde edilen sonuçların Bölüm 5'te verilen makalelerde elde edilen sonuçlara büyük oranda benzemesine karşılık; sonuçlar arasındaki farklılıklar, seçilen numune geometrisi ve çatlağın durumundan kaynaklanmaktadır.

Merkezinde delik bulunan ve çatlaksız olan CCT numunesine $S_{max}=310e6$ Pa değerinde bir gerilme 40 çevrim için uygulanmış ve elde her bir çevrim için maksimum gerilmeler tespit edilip aşağıdaki grafikte verilmiştir. Şekil 7.1.'den de görüldüğü gibi çevrim sayısı arttıkça pekleşmeye bağlı olarak maksimum gerilme de artmakta, ancak belli bir çevrim sonra bu artış stabil duruma geçmektedir. ANSYS paket programında yorulma çatlağının ilerletilmesine maksimum gerilme değerinin stabil hale geldiği çevrim dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir.

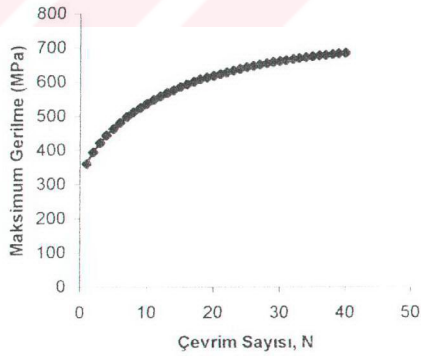
Aynı uygulama 304 paslanmaz çelik numunesi için de gerçekleştirilmiş ve Şekil 7.2'deki grafik elde edilmiştir.

Gerek 1070 ve gerekse AISI 304 paslanmaz çelik için elde edilen grafiklerde ilk 10 çevrimde malzemedeki çatlak bölgesindeki gerilmelerin hızla arttığı ve daha sonraki çevrimlerde ise gerilmelerdeki bu artış hızının azaldığı ve belirli bir çevrimden sonra da sabit hale geldiği tespit edilmiştir.

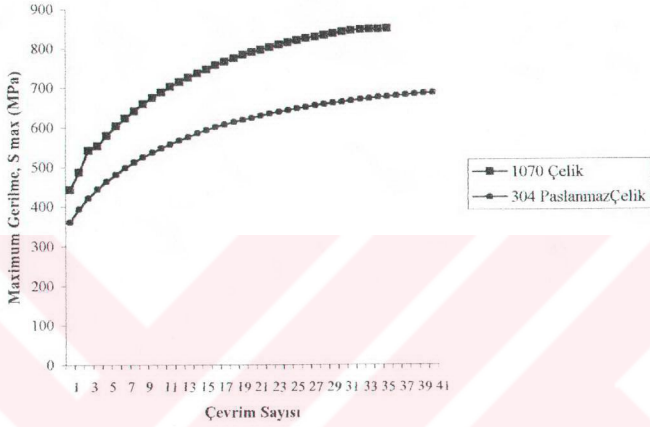
Malzemedeki $l/c=0.6$ oranında çatlak ilerletilmiş ve bu durumda aynı gerilme 10 çevrim boyunca uygulanmıştır. Burada 10. çevrime gelen maksimum gerilme değerinin çatlaksız numunedeki 10. çevrimde meydana gelen maksimum gerilmeden yaklaşık 3.5 kat daha büyük olduğu ve çatlak ilerlemesinin gerilme değerine etkisinin büyük olduğu görülmüştür.



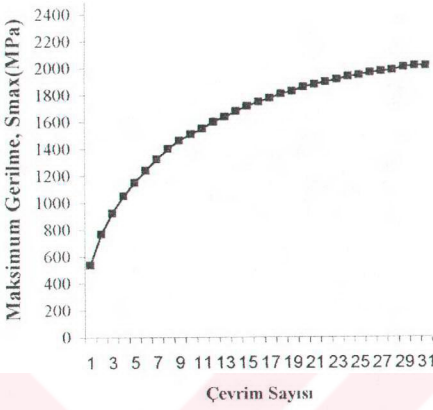
Şekil. 7.1. 1070 çelik için $c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi



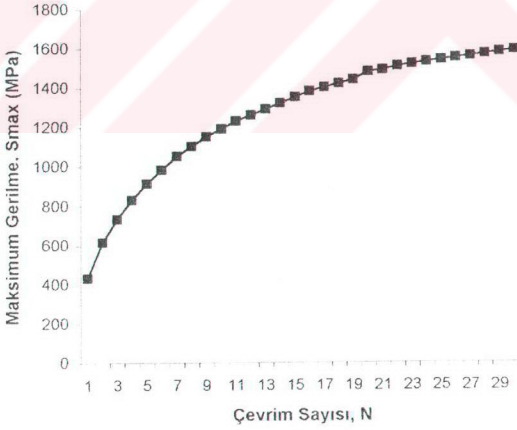
Şekil. 7.2. 304 paslanmaz çelik için $c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi



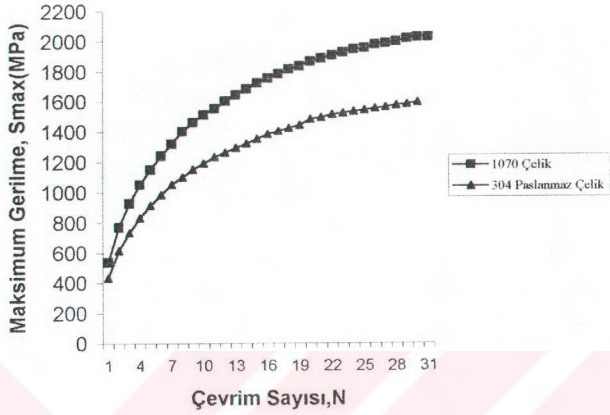
Şekil. 7.3. 1070 Çelik ve 304 paslanmaz çelik için $c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi arasındaki ilişki



Şekil. 7.4.. 1070 Çelik çelik için $l/c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi arasındaki ilişki



Şekil. 7.5.. 304 Paslanmaz çelik çelik için $l/c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi arasındaki ilişki



Şekil. 7.6. 1070 Çelik ve 304 paslanmaz çelik için $l/c=0.6$ değeri için çevrim sayısı ile maksimum gerilme değişimi arasındaki ilişki

1070 çelik ve 304 Paslanmaz çeliğin merkez çatlaklı ve $l/c=0.6$ değeri için 30 çevrim sonucunda her çevrim için çatlak ucundaki maksimum gerilmeler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo7.1. 1070 Çelik için merkez çatlaklı numunede 36 çevrimde her bir çevrime denk gelen maksimum gerilme değerleri.

Çevrim Sayısı	Maksimum Gerilme Değeri MPa	Çevrim Sayısı	Maksimum Gerilme Değeri MPa
1	442	19	774
2	487	20	782
3	542	21	789
4	554	22	794
5	580	23	801
6	603	24	807
7	623	25	813
8	641	26	818
9	659	27	823
10	674	28	827
11	689	29	831
12	702	30	835
13	714	31	840
14	725	32	843
15	736	33	845
16	746	34	846
17	756	35	846,5
18	765	36	847

Tablo7.2.304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numune 40 çevrimde her bir çevrime denk gelen maksimum gerilme değerleri

Çevrim Sayısı	Maksimum Gerilme Değeri MPa	Çevrim Sayısı	Maksimum Gerilme Değeri MPa
1	360	21	623
2	394	22	628
3	421	23	633
4	444	24	638
5	463	25	642
6	480	26	646
7	497	27	650
8	511	28	654
9	524	29	657
10	536	30	660
11	547	31	663
12	557	32	666
13	567	33	669
14	575	34	671
15	585	35	674
16	592	36	676
17	600	37	678
18	607	38	680
19	613	39	682
20	618	40	684

Tablo7.3..1070 çelik için merkez çatlaklı numune $l/c=0.6$ değerinde 31 çevrimde her bir çevrime denk gelen maksimum gerilme değerleri

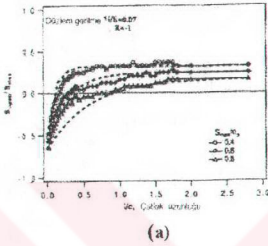
Çevrim Sayısı	Maksimum Gerilme Değeri MPa	Çevrim Sayısı	Maksimum Gerilme Değeri MPa
1	537	16	1750
2	768	17	1780
3	925	18	1810
4	1050	19	1830
5	1150	20	1860
6	1240	21	1880
7	1320	22	1900
8	1400	23	1920
9	1460	24	1940
10	1510	25	1950
11	1550	26	1970
12	1600	27	1980
13	1640	28	1990
14	1680	29	2010
15	1720	30	2020
		31	2020

Tablo7.4. 304 Paslanmaz çelik için merkez çatlaklı numunede $l/c=0.6$ oranında 30 çevrimde her bir çevrime denk gelen maksimum gerilme değerleri

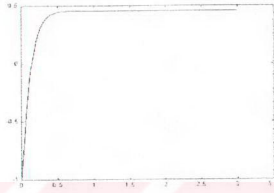
Çevrim Sayısı	Maksimum Gerilme Değeri MPa	Çevrim Sayısı	Maksimum Gerilme Değeri MPa
1	432	16	1380
2	614	17	1400
3	731	18	1420
4	829	19	1440
5	911	20	1480
6	982	21	1490
7	1050	22	1510
8	1100	23	1520
9	1150	24	1530
10	1190	25	1540
11	1230	26	1550
12	1260	27	1560
13	1290	28	1570
14	1320	29	1580
15	1350	30	1590

7.2. Sonuçların Karşılaştırılması

ANSYS programında yapılan ve MATLAB bilgisayar paket programlarında yapılan çalışmalar sonuçlarının bu çalışmalarda değinilen diğer çalışmalarla büyük miktarda benzer sonuçları elde edilmiştir.



(a)

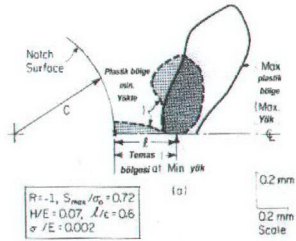


(b)

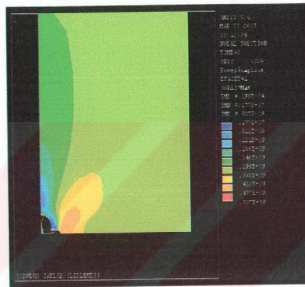
Şekil 7.7 a. Şehitoğlu' nun yapmış olduğu $S_{max}/\sigma_0=0.7$ değerinde 1070 çelik için çatlak gelişimi ile gerilme durumu arasındaki ilişki. b. S_{max} değerinin denklem (2.3)'ten hesaplanması sonucunda 1070 çeliği için çatlak gelişmesi ile gerilme arasındaki ilişki.

Şehitoğlu yapmış olduğu çalışmada S_{max}/E değerini 0.7 gibi sabit bir değer almıştır (Şehitoğlu,1996). Bu çalışmada ise denklem (2.3.) kullanılarak gerilme değerleri hesaplanmış ve Şehitoğlu'nun vermiş olduğu matematiksel bağıntılar kullanılarak bir bilgisayar programı yazılmış ve elde edilen sonuçların Şehitoğlu'nun elde etmiş olduğu sonuçlara çok benzediği görülmüştür Şekil (7.7).

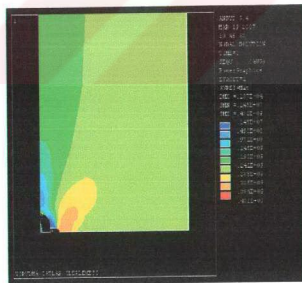
Lalor ve Şehitoğlu' nun yapmış oldukları bir diğer çalışmada $R=-1$, $S_{max}/\sigma_0=0.72$, $H/E=0.07$, $l/c=0.6$, $\sigma/E=0.002$ değerleri için çatlak ucu için bir plastik bölge elde edilmiştir (Lalor, 1987). ANSYS programında aynı parametreler ve aynı çatlak oranı kullanılarak elde edilen çatlak ucu plastik bölgesinin Lalor'un çalışmasına benzediği Şekil 7.8.'de görülmektedir.



(a)



(b)



©

Şekil 7.8. a. Lalor'un $l/c = 0.6$ için elde etmiş olduğu çatlak ucundaki plastik bölge. b. ANSYS programında $l/c=0.6$ için 1070 çelikteki çatlak ucundaki plastik bölge. c. ANSYS programında $l/c=0.6$ için 304 paslanmaz çelikteki çatlak ucundaki plastik bölge

ANSYS programında çatlak ilerletme mekanizmasının temeli, çatlak ilerleme doğrultusunda diğer çalışmalar ışığında çatlak buyu belirlenerek geometriden belli elemanların belirli çevrimler sonucunda çıkarılması ile gerçekleşmektedir. Çatlağın genişliği ve hangi çevrimde ilerletildiği diğer çalışmalarda verilmediği için aradaki bazı farklılıkların seçilen çatlak genişliğinden ve çevrim sayısından kaynaklandığı tahmin edilmektedir.



8. GENEL SONUÇLAR

Bu çalışmada yorulma çatlak gelişimi ile ilgili Şekil 4.7' de de görüleceği üzere malzemede çatlak ilerledikçe malzemede belli bir süre sonra artan gerilme oranının sabit hale geldiği tespit edilmiştir. Ayrıca ANSYS Paket programında 1070 ve AISI 304 çelik için CCT numunesi seçilmiş ve bu numuneye çatlakın ilerlemediği yani başlamadığı durumda sırasıyla 310 ve 245 MPa'lık gerilme 40 çevrim boyunca uygulanmış ve şekil 7.1 ve 2'de görüldüğü gibi gerilmenin 40 çevrime kadar arttığı ancak 40 çevrim ve daha sonra gerilme artışının sabit hale geldiği görülmüştür. Bu gerilme artışı ve daha sonra gerilmenin sabit hale gelmesinin sebebi , malzemede gerilmenin maksimum olduğu yerde pekleşmenin meydana gelmesine bağlanmıştır.

Ayrıca değişik çatlak boyları için yine aynı malzemelere değişik yüklemelerde çevrimler uygulanmış ve şekil 6.11,12,14,15'tende görüleceği gibi aynı çevrim adımı, çatlak ucundaki gerilmenin çatlaksız veya daha az çatlak ilerlemesi olan safhalara göre daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

ANSYS paket programının, malzemelerde yorulma çatlak ilerlemesi ve etkilerinin gözlenmesinde başarıyla uygulanabilen bir program olduğu gözlenmiştir.

9. KAYNAKALAR

- Anderson, T.L., 1991, Fracture Mechanics, Dep. Of Mech. Eng. Texas A&M Univ., Texas, 22s
- Aran, A., 1983, Yorulma T  B  TAK Marmara Bilimsel ve Endüstriyel Araştırma Enstitüsü Malzeme Araştırma Bölümü. 210 s.
- Fetvacı, M., Sonlu Elemanlar Metodu İle Modellemede Temel Prensipler. Mühendis ve Makine dergisi. 470.
- Heper, R., Vardar,   ., Sonlu Elemanlar Yorulma   atlağı Modeli ile Yorulma   atlağı İlerleyişinde Elastik-Plastik Malzeme Etkilerinin İncelenmesi. Bođaziçi Üniv. Makine Müh. Bölümü. 1999.
- Kayalı, E., S., 1983, Metalik Malzemelerin Mekanik Deneyleri. İstanbul Teknik Üniv. yayını, yayın no: 1262. İstanbul, 180s
- Keleřt  mur, H., 1998, Fatigue Crack Growth Behavior and Overload Effect of AISI 304 Stainless Steel in Different Atmospheres. Dok. Tezi, Buffalo Üniversitesi New York.
- Lalor, L., P., an Sehit  đlu, H., (1987) Fatigue Crack Closure Outside a Small-Scale Yielding Regime. Mechanics of Fatigue Crack Closure, ASTM STP 982
- Sehit  đlu, H., Gall, K., and Garcia, A.M., 1996, Recent advances in fatigue crack growth modeling. Departmen of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, IL 61801, USA:
- Suresh, S., 1992, Fatigue of materials. Cambridge   niv. yayını . USA

EK-1

ÇATLAK GELİŞİMİ İLE GERİLME DEĞİŞİMİ ARASINDAKİ GRAFİĞİ VEREN
BİLGİSAYAR PROGRAMI

```
Kt=5;
R=-1;
sigmaakma=351e+6;
delta=.00001;
a=.0006;
Ki=13.3;
Lo=0-delta;
c=a;
for i=0:10000
    Lo=Lo+delta;
    L(i+1)=Lo;
    teta=0;
    r=051e-15;
    Smax=(Ki/(sqrt(2*pi*r)))*(cos(teta/2))*(1+sin(teta/2)*sin(3*teta/2));
    A=-.255-1.375*R+(.085-.075*R)*Kt;
    B=.298+.563*R+(-.043-.198*R)*Kt;
    D=1.7+1.475*R+(.1-.225*R)*Kt;
    F=exp(-10*L(i+1)/c);
    SK=.49+.01*R-(.1-.3*R)*(Smax/sigmaakma);
    Sy(i+1)=(SK-(A*(Smax/sigmaakma)+B)*exp((-
L(i+1)/c)/((Smax/sigmaakma)*D)))*(1-F)+F*R;
    if L(i+1)<(3*c)
        1;
    else
        break, end
end
i
plot((L/c),Sy)
```

EK-2

ANSYS PAKET PROGRAMINDA NUMUNE OLUŞTURULDUĞU, BU NUMUNEYE YÜKLEMENİN YAPILDIĞI ve YÜKLEME SONUCUNDA MALZEMENİN DAVRANIŞININ ANALİZ EDİLDİĞİ PROGRAM

/PREP7

/TITLE,YORULMA CATLAK ILERLEMESİ

C*** ANALİZ TURU VE KULLANILAN ELEMENİN SİSTEME TANITILMASI

ATYPE,STATIC

ET,1,PLANE42

C*** MALZEME DATALARININ SİSTEME TANITILMASI

MP,EX,1,205E9 !Young Modülü

MP,NUXY,1,0.27 !Poisson Oranı

TB,BISO,1

TBDATA,1,430E6 !Akma Gerilmesi

TBDATA,2,205E7 !Tanjant Modülü?

CSYS,1

C*** NOKTALARIN MODELLENMESİ

C*** 1 NOLU KISMIN MESHLENMESİ

NN=0

RB=0.0006

*DO,I,1,19

DELA=2.8125 !Aci artimi

DELR=0.000028 !Yaricap artimi

R=RB+(I-1)*DELR !Yaricap

*DO,J,1,9

NN=NN+1

DEL=DELA*(J-1)

N,NN,R,DEL

*ENDDO

C*** *ENDDO

DELA=5.625

DELR=0.000028

$R = RB + (I-1) * DELR$

*DO, J, 1, 12

NN=NN+1

$DEL = 22.5 + DELA * J$

N, NN, R, DEL

*ENDDO

*ENDDO

C*** 5 NOLU KISMIN MESHLENMESI

RB=0.0012048

*DO, I, 1, 2

DELA=2.8125

DELR=0.0001008

$R = RB + (I-1) * DELR$

*DO, J, 1, 9

NN=NN+1

$DEL = DELA * (J-1)$

N, NN, R, DEL

*ENDDO

C*** *ENDDO

DELA=5.625

DELR=0.0001008

R=RB+(I-1)*DELR

*DO, J, 1, 12

NN=NN+1

DEL=22.5+DELA*J

N, NN, R, DEL

*ENDDO

*ENDDO

C*** 9 NOLU KISMIN MESHLENMESI

RB=0.0014568

*DO, I, 1, 2

DELA=2.8125

DELR=0.0001512

R=RB+(I-1)*DELR

*DO, J, 1, 9

NN=NN+1

DEL=DELA*(J-1)

N, NN, R, DEL

*ENDDO

C*** *ENDDO

DELA=5.625

DELR=0.0001512

R=RB+(I-1)*DELR

*DO, J, 1, 12

NN=NN+1

DEL=22.5+DELA*J

N, NN, R, DEL

*ENDDO

*ENDDO

C*** 13 NOLU KISMIN MESHLENMESI

RB=0.00206025

*DO, I, 1, 2

DELA=2.8125

DELR=0.00045225

R=RB+(I-1)*DELR

*DO, J, 1, 9

NN=NN+1

DEL=DELA*(J-1)

N, NN, R, DEL

*ENDDO

C*** *ENDDO

DELA=5.625

DELR=0.00045225

R=RB+(I-1)*DELR

*DO, J, 1, 12

NN=NN+1

DEL=22.5+DELA*J

N, NN, R, DEL

*ENDDO

*ENDDO

C*** 17 NOLU KISMIN MESHLENMESI

RB=0.00371855

*DO, I, 1, 2

DELA=2.8125

DELR=0.00120605

R=RB+(I-1)*DELR

*DO, J, 1, 9

NN=NN+1

DEL=DELA* (J-1)

N, NN, R, DEL

*ENDDO

C*** *ENDDO

DELA=5.625

DELR=0.00120605

R=RB+ (I-1) *DELR

*DO, J, 1, 12

NN=NN+1

DEL=22.5+DELA*J

N, NN, R, DEL

*ENDDO

*ENDDO

C*** 21 NOLU KISMIN MESHLENMESI

RB=0.00643215

*DO, I, 1, 1

DELA=2.8125

DELR=0.00150755

R=RB+ (I-1) *DELR

*DO, J, 1, 9

NN=NN+1

DEL=DELA* (J-1)

N, NN, R, DEL

*ENDDO

C*** *ENDDO

DELA=5.625

DELR=0.00150755

R=RB+(I-1)*DELR

*DO, J, 1, 12

NN=NN+1

DEL=22.5+DELA*J

N, NN, R, DEL

*ENDDO

*ENDDO

CSYS, 0

N, 589, 0.00794, 0, 0

N, 590, 0.00794, 0.000411107, 0

N, 591, 0.00794, 0.000822214, 0

N, 592, 0.00794, 0.001233321, 0

N, 593, 0.00794, 0.001644428, 0

N, 594, 0.00794, 0.002055535, 0

N, 595, 0.00794, 0.002466642, 0

N, 596, 0.00794, 0.002877749, 0

N, 597, 0.00794, 0.003288856, 0

N, 598, 0.0076, 0.00392, 0

N, 599, 0.00723, 0.0045, 0

CSYS, 1

NN=599

DELA=5.625

*DO, J, 1, 10

R=0.008594

NN=NN+1

DEL=33.75+DELA*J

N, NN, R, DEL

*ENDDO

CSYS, 0

NN=609

DELT=0.0010265

Z=0

X=0

Y=0.008594

*DO, J, 1, 3

NN=NN+13

X=0

Y=Y+DELT

N, NN, X, Y, Z

*ENDDO

N, 661, 0, 0.0127, 0

NN=661

DELT=0.000661666666666667

Z=0

X=0

*DO, J, 1, 11

NN=NN-1

X=X+DELT

Y=0.0127

N, NN, X, Y, Z

*ENDDO

N, 649, 0.00794, 0.0127

NN=597

DELT=0.002352861

Z=0

X=0.00794

Y=0.003288556

*DO, J, 1, 3

NN=NN+13

X=0.00794

Y=Y+DELT Y

N, NN, X, Y, Z

*ENDDO

N, 611, 0.00750, 0.00630, 0

N, 612, 0.00700, 0.00665, 0

N, 613, 0.00650, 0.00695, 0

N, 614, 0.00595, 0.00740, 0

N, 615, 0.00525, 0.00775, 0

N, 616, 0.00460, 0.00820, 0

N, 617, 0.00395, 0.00855, 0

N, 618, 0.00310, 0.00885, 0

N, 619, 0.00245, 0.00920, 0

N, 620, 0.00160, 0.00940, 0

N, 621, 0.00080, 0.00955, 0

N, 624, 0.00742, 0.00815, 0

N, 625, 0.00690, 0.00840, 0

N, 626, 0.00635, 0.00865, 0

N, 627, 0.00575, 0.00895, 0

N, 628, 0.00510, 0.00925, 0

N, 629, 0.00440, 0.00955, 0

N, 630, 0.00370, 0.00980, 0

N, 631, 0.00300, 0.00996, 0

N, 632, 0.00230, 0.0102, 0

N, 633, 0.00150, 0.0104, 0

N, 634, 0.0007, 0.01055, 0

N, 637, 0.00740, 0.0105, 0

N, 638, 0.00674, 0.01055, 0

N, 639, 0.00613, 0.01075, 0

N, 640, 0.00550, 0.01085, 0

N, 641, 0.00485, 0.01095, 0

N,642,0.00425,0.0111,0
N,643,0.00348,0.0112,0
N,644,0.0028,0.01125,0
N,645,0.0021,0.0114,0
N,646,0.00135,0.0115,0
N,647,0.00065,0.01155,0

EN,1,1,22,23,2
ENGEN,1,20,1,1,20,1
ENGEN,20,27,21,1,20,1

S1=567
Y1=588
S2=589
Y2=568
mahir=540
*DO,SY,1,20

S1=S1+1
Y1=Y1+1

S2=S2+1
Y2=Y2+1

mahir=mahir+1
EN,mahir,S1,Y1,S2,Y2
*ENDDO

S1=596
Y1=609
S2=610
Y2=597

mahir=560
*DO,SY,1,12

```
S1=S1+1
Y1=Y1+1
S2=S2+1
Y2=Y2+1
mahir=mahir+1
EN,mahir,S1,Y1,S2,Y2
*ENDDO
```

```
S1=609
Y1=622
S2=623
Y2=610
mahir=572
*DO,SY,1,12
```

```
S1=S1+1
Y1=Y1+1
S2=S2+1
Y2=Y2+1
mahir=mahir+1
EN,mahir,S1,Y1,S2,Y2
*ENDDO
```

```
S1=622
Y1=635
S2=636
Y2=623
mahir=584
*DO,SY,1,12
```

```
S1=S1+1
Y1=Y1+1
S2=S2+1
Y2=Y2+1
mahir=mahir+1
EN,mahir,S1,Y1,S2,Y2
```

*ENDDO

S1=635

Y1=648

S2=649

Y2=636

mahir=596

*DO,SY,1,12

S1=S1+1

Y1=Y1+1

S2=S2+1

Y2=Y2+1

mahir=mahir+1

EN,mahir,S1,Y1,S2,Y2

*ENDDO

C***

NSEL,ALL

NSEL,S,LOC,Y,0

D,ALL,UY

NSEL,ALL

NSEL,S,LOC,X,0

D,ALL,UX

NSEL,ALL

C***

FINISH

/SOLU

PMAX=-310e6

PORT=0

C*** OUTRES,ALL,12

*DO,CEVRIM,1,32

OUTRES,ALL,12

*DO,N,1,12

NSEL,S,LOC,Y,0.0127

PA=PORT+PMAX*SIN(N*3.141592654/6) !KONTROL

EDILECEK

SF,ALL,PRES,PA

NSEL,ALL

SOLVE

*ENDDO

*ENDDO