

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KÖŞE KAYNAĞIYLA BİRLEŞTİRİLMİŞ SİLİNDİRİK  
ELEMANLARIN KIRILMA MEKANİĞİ AÇISINDAN  
DUYARLILIK ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak. Müh. Kaan HOŞGÖR**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT**  
**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muhammet CERİT**

**Temmuz 2010**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KÖŞE KAYNAĞIYLA BİRLEŞTİRİLMİŞ SİLİNDİRİK  
ELEMENLARIN KIRILMA MEKANİĞİ AÇISINDAN  
DUYARLILIK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Kaan HOŞGÖR

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ  
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE  
İMALAT

Bu tez 05 / 07 /2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Muhammet Cerit  
Jüri Başkanı

Doç. Dr. Ali O. Ayhan  
Üye

Yrd. Doç. Dr. Ergün Nart  
Üye



## ÖNSÖZ

Kaynaklı parçalarda meydana gelen gerilme analizleri uzun süredir araştırma konusudur, bu tez çalışmasında da köşe kaynağıyla birleştirilmiş silindirik parçaların aksenal çekme ve burulma momentine maruz kalması ile kaynak kökünde oluşan gerilme şiddet faktörleri bulunmuş, gerilme ve deformasyon analizleri yapılmıştır.

Bu çalışmanın ortaya çıkarılması ve yürütülmesi esnasında beni yönlendiren, destekleyen ve yardımlarını esirgemeyen başta hocam Yrd. Doç. Dr. Muhammet CERİT 'e ve Doç. Dr. Ali Osman AYHAN' a sonsuz teşekkür ederim. Son olarak, hayatım boyunca bana maddi ve manevi her türlü desteği gösteren, her zaman yanımda olan ve bugünlere gelmemi sağlayan, her zaman örnek aldığım çok sevdiğim aileme; annem Nurten HOŞGÖR'e, babam Atilla HOŞGÖR'e, ve sevgili ablam Tuğba HOŞGÖR'e, sonsuz sevgilerimi ve teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Kırılma Mekaniğinin Gelişimi.....	3
1.2. Literatür Çalışması.....	4
BÖLÜM 2.	
KIRILMA MEKANİĞİ.....	8
2.1. Kırılma Mekaniğine Giriş.....	8
2.2. Kırılma Çeşitleri.....	9
2.2.1. Makroskobik açıdan kırılma.....	10
2.2.1.1. Gevrek kırılma.....	10
2.2.1.2. Sünek kırılma.....	12
2.2.1.3. Sürünme kırılması.....	13
2.2.1.4. Yorulma kırılması.....	13
2.2.2. Mikroskobik açıdan kırılma.....	13
2.2.2.1. Ayrılma kırılması.....	13
2.2.2.2. Kayma kırılması.....	14
2.3. Kırılma Mekaniği Çeşitleri.....	14
2.3.1. Lineer elastik kırılma mekaniği.....	14

2.3.1.1. Griffith teorisi.....	15
2.3.1.2. Irwin teorisi.....	16
2.3.1.3 Kırılma modelleri.....	17
2.3.2. Elastik plastik kırılma mekaniği.....	21
<b>BÖLÜM 3.</b>	
<b>SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ve ANSYS.....</b>	<b>22</b>
3.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	22
3.2. Sonlu Elemanlar Metodunun Çözümü.....	22
3.3. Eleman Tipleri.....	23
3.4. Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları.....	25
3.5. Ansys Paket Programını Giriş.....	25
<b>BÖLÜM 4.</b>	
<b>KÖŞE KAYNAĞI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ SİLİNDİRİK ELEMANLARIN KIRILMA ANALİZİ.....</b>	<b>30</b>
4.1. Problemin Tanımlanması.....	30
4.2. Çözümü Bilinen Problem.....	34
4.3. Analiz Tipinin Belirlenmesi.....	35
4.4. Birim Atama.....	36
4.5. Eleman Tipinin Belirlenmesi.....	36
4.6. Malzeme Atama.....	37
4.7. Geometrik Modelin Oluşturulması.....	38
4.7.1. Noktaların seçimi.....	38
4.7.2. Çizgilerin oluşturulması.....	39
4.7.3. Alanların oluşturulması.....	40
4.8. Küçük Elemanlara Ayırma.....	42
4.9. Sınır Şartlarının Girilmesi.....	44
4.10. Çözüm.....	45
4.10.1. Çatlak yüzey yolu tanımlaması.....	45
4.10.2. Çatlak ucu koordinat sistemi tanımlaması.....	47
4.10.3. Gerilme şiddet faktörünün okunması.....	47

BÖLÜM 5.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	49
KAYNAKLAR.....	68
ÖZGEÇMİŞ.....	70

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$K_I$	: Gerilme Şiddet Faktörü Mode I
$K_{II}$	: Gerilme Şiddet Faktörü Mode II
$K_{III}$	: Gerilme şiddet Faktörü Mode III
$\sigma$	: Gerilme
$\nu$	: Poisson oranı
E	: Elastisite Modülü
LEKM	: Lineer Elastik Kırılma Mekaniği
EPKM	: Elastik Plastik Kırılma Mekaniği
GŞF	: Gerilme Şiddet Faktörü
$T_x$	: Geçiş Sıcaklığı
G	: Enerji Boşalma Miktarı
$\gamma$	: Yüzey Enerjisi
U	: Toplam Enerji
W	: Dış Kuvvetlerin Yaptığı İş
$K_c$	: Kırılma Tokluğu
$\mu$	: Kayma Modülü
m	: Üst Kaynak Kolu
n	: Alt Kaynak Kolu
a	: Kaynak Ağzı Uzunluğu
$r_1$	: 1.Silindirik Parçanın Yarıçapı
$r_2$	: 2.Silindirik Parçanın Yarıçapı
R	: Eğrilik Yarıçapı
$\theta$	: Çatlak Yayılma Açısı

J	: J integrali
FEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
APTM	: Ansys Parametrik Tasarım Dili
u	: x yönündeki şekil değiştirme alanı
v	: y yönündeki şekil değiştirme alanı
f(a/w)	: Şekil faktörü



## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Yapısal çatlak.....	9
Şekil 2.2.	Gevrek ve sünek kırılma.....	10
Şekil 2.3.	Delikli,keskin köşeli plakada gerilme durumu.....	11
Şekil 2.4.	Geçiş sıcaklığı.....	12
Şekil 2.5.	Kuvvet altında oluşan üç farklı kırılma modu.....	18
Şekil 2.6.	Çatlak ucundaki eksen takımı.....	18
Şekil 4.1.	Modelin 3 boyutlu şekli.....	31
Şekil 4.2.	Modelin 2 boyutlu şekli.....	31
Şekil 4.3.	Modelin boyutları.....	32
Şekil 4.4.	Örnek problem.....	35
Şekil 4.5.	Analiz tipinin belirlenmesi.....	35
Şekil 4.6.	Birim atama.....	36
Şekil 4.7.	Eleman atama.....	37
Şekil 4.8.	Malzeme davranışını belirleme.....	37
Şekil 4.9.	Koordinatlarla anahtar noktaların atanması.....	38
Şekil 4.10.	Anahtar noktaların çalışma düzleminde görünümü.....	38
Şekil 4.11.	Noktaların listesi.....	39
Şekil 4.12.	Çizgilerin oluşturulması.....	39
Şekil 4.13.	Çizgilerin listesi.....	40
Şekil 4.14.	Alanların oluşturulması.....	40
Şekil 4.15.	Çatlak ucunun yoğunlaştırılması.....	41
Şekil 4.16.	Alanların mesh büyüklüğü.....	42
Şekil 4.17.	Mesh ediliş model.....	42
Şekil 4.18.	Çatlak bölgesi yoğunlaştırılmış.....	42
Şekil 4.19.	Kuvvetin uygulanması.....	43
Şekil 4.20.	Yayıllı yükün uygulanması.....	43

Şekil 4.21.	Sınır şartlarının uygulanması.....	44
Şekil 4.22.	Ankastre sınır şartı.....	44
Şekil 4.23.	Simetrik sınır şartı.....	44
Şekil 4.24.	Çözümün başlatılması.....	45
Şekil 4.25.	Çatlak bölgesi deformasyonu.....	45
Şekil 4.26.	Yarım ve tam modeller için yörünge tanımlaması.....	46
Şekil 4.27.	Yörüngeler.....	46
Şekil.4.28.	Çatlak yüzey yolu anımlaması.....	46
Şekil 4.29.	Çatlak ucu koordinat sistemi tanımlanması.....	47
Şekil 4.30.	Gerilme şiddet faktörünün okunması.....	48
Şekil 5.1.	Kaynak üst kolu için $K_I$ değişimi.....	49
Şekil 5.2.	Kaynak alt kolu için $K_I$ değişimi.....	50
Şekil 5.3.	2.parçanın kalınlığıyla $K_I$ değişimi.....	50
Şekil 5.4.	2.parçanın yarıçapıyla $K_I$ değişimi.....	51
Şekil 5.5.	Simetrik içbükeylikte $K_I$ değişimi.....	51
Şekil 5.6.	Simetrik dışbükeylikte $K_I$ değişimi.....	52
Şekil 5.7.	Ankastre içbükeylikte $K_I$ değişimi.....	52
Şekil 5.8.	Ankastre dışbükeylikte $K_I$ değişimi.....	53
Şekil 5.9.	Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı ( $r_3$ ) ile dışbükey köşe kaynak için $K_I$ değişimi.....	53
Şekil 5.10	Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı ( $r_3$ ) ile standart köşe kaynak için $K_I$ değişimi.....	54
Şekil 5.11	Kaynak üst kolu için $K_{II}$ değişimi.....	54
Şekil 5.12.	Kaynak alt kolu için $K_{II}$ değişimi.....	55
Şekil 5.13	2.parçanın kalınlığıyla $K_{II}$ değişimi.....	55
Şekil 5.14.	2.parçanın yarıçapıyla $K_{II}$ değişimi.....	56
Şekil 5.15.	Simetrik içbükeylikte $K_{II}$ değişimi.....	56
Şekil 5.16.	Simetrik dışbükeylikte $K_{II}$ değişimi.....	57
Şekil 5.17.	Ankastre içbükeylikte $K_{II}$ değişimi.....	57
Şekil 5.18.	Ankastre dışbükeylikte $K_{II}$ değişimi.....	59
Şekil 5.19.	Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı ( $r_3$ ) ile dışbükey köşe kaynak için $K_{II}$ değişimi.....	58

Şekil 5.20.	Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı ( $r_3$ ) ile standart köşe kaynak için $K_{II}$ değişimi.....	59
Şekil 5.21.	2.parçanın kalınlığıyla $K_{III}$ değişimi.....	59
Şekil 5.22.	Kaynak üst koluyla $K_{III}$ değişimi.....	60
Şekil 5.23.	Kaynak alt koluyla $K_{III}$ değişimi.....	60
Şekil 5.24.	İçbükeylikle $K_{III}$ değişimi.....	61
Şekil 5.25.	Dışbükeylikte $K_{III}$ değişimi.....	61
Şekil 5.26.	Kaynak ayak ucu ( $r_3$ ) ile dışbükey köşe kaynak için $K_{III}$ değişimi.	62
Şekil 5.27.	Kaynak ayakucu ( $r_3$ ) ile standart köşe kaynak için $K_{III}$ değişimi...	62
Şekil 5.28.	Standart ve dışbükey köşe kaynağı kaynak ayakucuna eğrilik verilmiş.....	64
Şekil 5.29.	Çatlak ucundaki koordinat sistemi ve çatlak yayılma açısı.....	65
Şekil 5.30.	Çatlak başlangıcı.....	66
Şekil 5.31.	$a/r_1=1$ çatlak ilerlemesi.....	67
Şekil 5.32.	$a/r_1=0.75$ çatlak ilerlemesi.....	67
Şekil 5.33.	$a/r_1=0.5$ çatlak ilerlemesi.....	67
Şekil 5.34.	$a/r_1=0.25$ çatlak ilerlemesi.....	68

## **TABLULAR LİSTESİ**

Tablo 4.1	Kaynak Parametreleri1.....	33
Tablo 4.2	Kaynak Parametreleri2.....	34
Tablo 4.3	Kaynak Parametreleri3.....	34

## ÖZET

Anahtar kelimeler: Gerilme Şiddet Faktörü, Kırılma Mekanîği, Ansys Kırılma Analizi, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Köşe Kaynağı

Konstrüktif tasarımlarda köşe kaynakları sıkça karşımıza çıkar. Bu çalışmada köşe kaynağının lineer elastik kırılma mekanîği açısından analizinin yapılması amaçlanmıştır. Kaynak metali ve kaynaklanan parçalar aynı malzeme kabul edildi. Köşe kaynağı aksenal çekme ve burulma momentinin etkisinde iki boyutlu modeller oluşturularak incelenmiştir. Analiz için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmış ve Ansys programından yararlanılmıştır. Köşe kaynağında yapılan konstrüktif değişikliklerle gerilme şiddet faktörünün nasıl değiştiği incelenmiş son olarak da çekme gerilmesi altında çatlak ilerleme yönü bulunmuştur.

# **SENSITIVITY ANALYSIS OF CYLINDRICAL COMPONENTS JOINTED WITH FILLET WELD IN RESPECT TO FRACTURE MECHANICS**

## **SUMMARY**

**Key Words:** Stress Intensity Factor, Fracture Mechanics, Ansys, Finite Elements Method, Fillet Weld

Fillet welds often meets to us in constructive design. In this study it has been aim to make linear elastic fracture mechanics analysis of fillet weld. Weld metal material and material of the welded components are accepted as the same. Fillet weld joint is analyzed under tensile force and torsional moment. The models are built up by two dimensional finite elements. It has been used finite elements methods for analysis and made of Ansys programme. The different variations of filet weld combining were investigated and the result were compared. It has searched how stress intensity factors are changed according to different forms. At the end of the study it has been found crack growth direction under tensile force.

## BÖLÜM 1. GİRİŞ

Makine parçaları yanlış tasarımlar, malzeme hataları, beklenmeyen yükler, üretim hataları ve diğer karmaşık ve pek de anlaşılamayan nedenlerden dolayı kırılabilir. Aynı hatanın tekrarı istenmiyorsa hasarın nedeninin anlaşılması oldukça önemlidir. Hemen hemen tüm mühendislik malzemeleri mikroskobik boyutlarda olsalar bile çatlak içerirler. Servis koşullarında bu çatlaklar ilerleyerek birbirleri ile birleşirler ve gözle görünür bir hal alırlar. Bu şartlar altında bu elemanın yapısal bütünlüğü için mühendis çatlak veya çatlakların nasıl ve ne zaman daha da büyüyeceğini, ilerleyebileceğini ve parçanın bu şekilde hasara uğrayacağını bilmelidir. Bu soruları cevaplamaya yardımcı olan teknoloji Kırılma Mekaniğidir.[1]

Kırılma Mekaniği özellikle son yıllarda kuramsal ve deneysel olarak üzerinde en çok çalışılan mühendislik dallarından biri olmuştur. Gemilerin, boru hatlarının, basınçlı kapların ve uçakların konstrüksiyonunda kullanılan çelik ve yüksek dayanımlı alaşımli parçaların, akma dayanımlarının altındaki gerilmelerde, ya da kuramsal olarak hesaplanan konstrüktif emniyetli gerilme değerlerinin altındaki yüklerde kırılmaları, mühendisleri şaşırtan sürpriz sonuçlar olmuştur. Önceleri alışılmış konstrüksiyon teorileri ile yapılan hesaplamalarda yanlışlık yapıldığı düşünülmüş, malzeme dayanımı, keskin köşeler, delikler ve kesit değişiklikleri olan yerlerde gerilme birikimleri göz önüne alınarak yeniden konstrüktif hesaplamalar yapılmıştır. Ancak yapılan bu kuramsal hesaplamalarda malzeme yapısında bulunan çok küçük çatlaklar ve kusurlar ele alınmadığından, başarısızlıkla karşılaşılan sonuçlarda bir değişiklik olmamıştır. Anılan olumsuzluklara, tasarımda kırılma kavramı ile yaklaşıldığında çözüm getirilmiştir. Kırılma, makine elemanının kusursuz olmadığını, kusur kavramını ise, ilgili konstrüksiyona uygulanabilecek herhangi bir tahribatsız malzeme muayenesi yönteminin duyarlılık sınırları içerisinde bulunabilecek en küçük kusuru, konstrüksiyonun dayanım yönünden en kritik

yerinde mevcut olduğu varsayımını alarak, makine elemanı ömrünün hesaplanmasını ya da mevcut olan bir hatanın hasar oluşturacak bir boyuta gelebilmesi için gerekli ömür hesaplanmasını sağlar.[1]

Kırılma Mekaniği aşağıdaki temel soruların cevaplandırılmasına yardımcı olur.

Çatlak ilerleyecek mi?

Kritik çatlak uzunluğu nedir?

Bir çatlak ilerletmek için gerekli minimum enerji nedir?

Verilen bir çatlak, kritik uzunluğa ne kadar zaman sonra ulaşır?

Çatlak kararsız bir şekilde hızlı mı yoksa yavaş bir şekilde mi ilerleyecektir?

Çatlak yavaş ve kararlı bir şekilde ilerleyecekse hangi hızda ilerler?

Kırılma Mekaniği ile ilgili konularında yapılacak olan çalışmalar sonucu kırılmanın insanlığa verdiği zarar azaltılabilir. Modern yapılar, üretim hatalarına karşı geçmiş dönemdekilere göre daha az toleranslıdır. Bu yüzden kullanılan dizayn işleminde emniyet katsayısının önemi daha da belirgin olmaktadır. Ancak kullanılan yeni analitik metotlarla birlikte gerilmeler, öncesine kıyasla daha doğru bir şekilde hesaplanabilmektedir. Bunun sonucu olarak tasarımcılar değişik kodlarda belirtilen emniyet katsayısı değerine yaklaşmaktadırlar. Öte yandan şu gerçekte bilinmektedir ki dış kuvvetlerin, malzeme özelliklerinin veya yapının özelliklerinin matematiksel olarak tespiti tam olarak yapılamamaktadır. Bunun sonucu olarak yapısal hasarlar ortaya çıkmaktadır. Bu hasarlar iki önemli konuyu ön plana çıkarmaktadır, emniyet ve ekonomiklik. Emniyet problemi, ekipman kullanıcılarını riske atmaktadır. Ekonomik problemler ise ekipmanın ömrünü ve ürün maliyetini olumsuz yönde etkilemektedir. Emniyet problemleri oldukça tehlikeli olabilir. Bir parçanın hasarı ürünün tümünü tahrip edebilir ve kullanıcılarının hayatını tehlikeye sokabilir. Bir türbin kanadının hasarı, bir milin veya fren sisteminin hasarı sistemin kontrolünü etkiler. Bu hasarlar önceden bir uyarı olmaksızın aniden ortaya çıkabilir. Ekonomik problemler ise yavaş yavaş ortaya çıkarlar. Bir parçanın herhangi bir yerinde çatlama ortaya çıkabilir. Parça değiştirilir ve sonra aynı parçanın başka bir yerinde veya başka parçalarda hasar oluşabilir. Bu olaylar meydana geldikçe bakım ve onarım maliyetleri üstel olarak artar. Kırılma Mekaniği, çatlak veya boşluk içerebilen mühendislik yapılarının emniyetli bir şekilde çalışmalarını sağlayan bir bilim dalıdır.



İnsan hayatını güvence altına almanın yanı sıra önemli finansal kazanımları da beraberinde getirir. Kırılma kontrolü, çatlak değerlendirilmesi, kontrol, bakım ve onarım stratejilerini de içeren mevcut en iyi yöntemler uygulandığında, kırılmanın insanoğlu için istenmeyen zararları azaltılabilir.[2]

### 1.1. Kırılma Mekanizmasının Gelişimi

Kırılmayla ilgili bir problemin ilk başarılı analizi 1920 yılında Griffith tarafından camlardaki gevrek çatlakların ilerleyişinin izlenmesiyle gerçekleştirilmiştir. Griffith, sistemin toplam enerjisindeki azalmasıyla önceden var olan bir çatlakın ilerlemeye başlayacağını formüle etmiştir. Griffith basit bir enerji dengesi öngörmüştür, gerilme altındaki bir sistemde çatlak ilerledikçe elastik germe enerjisinde bir azalma olur ki bu enerji de yeni çatlak yüzeylerinin oluşması için gerekli enerjidir. Bu teori, gevrek katılarda teorik mukavemetin tahminine yaradığı gibi kırılma mukavemetiyle hata boyutu arasındaki ilişkiyi de verir. Griffith yaklaşımı, 1944 yılında Zener ve Hollomon tarafından metalik malzemelerin gevrek kırılmasına da uygulanmıştır. Bundan hemen sonra Irwin, Griffith tipi enerji dengesinin, depo edilen şekil değiştirme (germe) enerjisi ile yüzey enerjisi artı plastik deformasyon sırasında yapılan iş arasında olması gerektiğini irdelemiştir. Irwin aynı zamanda sünek malzemelerde yeni çatlak yüzeylerinin oluşması için gerekli enerjinin, plastik deformasyon sırasında yapılan iş yanında genellikle önemsiz derecede olduğunu savunmuştur. Böylece  $G$  diye bir malzeme özelliği tanımlamıştır.  $G$ , birim kalınlık başına çatlak uzunluğundaki birim artış için depolanan toplam enerjidir.  $G$ , enerji yayılım hızı veya çatlak itici gücü olarak da adlandırılır.[3]

1950'lerin ortalarında Irwin, kırılma mekanizmasında yeni bir çığır açmıştır ve şunu söylemiştir, "Enerji yaklaşımı, gerilme yoğunluğu yaklaşımıyla eşdeğerdir". Buna göre, çatlak ucunda kritik bir gerilme dağılımına erişildiğinde kırılma oluşur. Böylece kritik gerilme yoğunluğu  $K_c$  veya enerji terimleriyle  $G_c$  kritik değeri, bir malzeme özelliğidir.

$G$  ve  $K$  'nin eşdeğerliği, Lineer Elastik Kırılma Mekanikinin (LEKM) gelişmesine temel oluşturmuştur. Çünkü bir çatlak ucunun etrafındaki ve yakınındaki gerilme dağılımı durumu her zaman (tüm malzemeler için) aynıdır. Dolayısıyla, belirli standart numunelerle  $K_c$ 'yi belirlemek için yapılan deneyler sonucunda, gerçek yapılarda ve belirli şartlar altında malzemede hangi hatalara izin verilebileceği saptanabilir. Ayrıca, gerilme yoğunluğu yaklaşımıyla yapılan deneyler sonucunda malzemelerin yorulma çatlak ilerleyişi veya gerilmeli korozyon çatlama gibi kritik altı çatlama olan hassasiyetleri de bir dereceye kadar tahmin edilebilir.[3]

LEKM, çatlak ucunda sınırlı plastik deformasyonun olduğu durumlarda geçerli olduğundan, çatlak ucunda önemli ölçüde plastik deformasyon söz konusu olduğunda Elastik-Plastik Kırılma Mekanik (EPKM) devreye girer. EPKM de, 1961 yılında Wells' in çatlak açılması (COD) üzerine yaptığı çalışmalarla başlar.

## 1.2. Literatür Çalışması

Bu bölümde, köşe kaynağı ve sonlu elemanlar yöntemi ile ilgili olarak yapılan bazı çalışmaların özetleri sunulmuştur.

Remzi TİMUR (2007), çalışmasında köşe kaynağının elasto-plastik analizinin yapılması amaçlanmıştır. Köşe kaynağının farklı türevleri olan 45 derecelik kaynak ağızı açılmış köşe kaynağı (T kaynağı) ve içbükey köşe kaynağı için de analizler yapılarak sonuçlar kıyaslanmıştır. Analiz için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmış ve Ansys programından yararlanılmıştır. Bununla birlikte oluşan artık gerilmeler neticesinde köşe kaynağında meydana gelen kritik durumlar da belirtilmiştir.[4]

Ning-Xu M.A. ve arkadaşları tarafından 1995 yılında yapılan bir çalışmada T profildeki iç köşe kaynağında meydana gelen artık gerilmeler sonlu elemanlar analizi yardımıyla hesaplanmıştır. Bu çalışmada tek paso ve çok pasolu iç köşe kaynaklı birleştirmelerdeki artık gerilmelerin dağılımı tek paso ve çok paso ile oluşturulan kaynaklar aracılığı ile incelenmiştir. Çıkan analiz sonuçları, iç köşe kaynak dikişine bitişik bölgelerde büyük enine çeki artık gerilmelerin olduğunu göstermiştir. Çok

pasolu analizde, tek pasolu analize göre daha büyük artık çeki gerilmeleri olduğu saptanmıştır.[5]

Melih DOĞAN (2007), çalışmasında köşe kaynağının türevi olan ve T kaynağı olarak bilinen kaynaklı bağlantıyı incelenmiş. Tasarımlar sonucu modellere açılan kaynak ağzının gerilmeleri nasıl etkilediği irdelemiş ve ideal duruma dair yaklaşım yapılmasını amaçlanmıştır. Deneysel malzeme olarak paslanmaz çelik numuneler tercih edilmiştir. Analiz için Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılmış ve Ansys programından yararlanılmıştır.[6]

Minguez ve Vogvell (2003) açık ve kapalı formda kaynakla birleştirilmiş malzemelerde meydana gelen gerilme dağılımlarını sonlu elemanlar yöntemiyle ve klasik hesap yöntemiyle incelemişler, bu iki farklı tip bağlantının karşılaştırmasını yapmışlardır. Kaynak bölgesinde meydana gelen kesme gerilmelerini incelemişlerdir. Kapalı kaynak formlu yapının daha mukavemetli olduğu sonucuna varmışlardır. Kapalı kaynak formunun kesme gerilmesini açık kaynaklı forma oranla yarı yarıya düşürdüğünü tespit etmişlerdir.[7]

Ferhan FIÇICI (2007), köşe kaynağının üç boyutlu kırılma analizini yapmıştır. Çalışmanın amacı, köşe kaynaklarında üç boyutlu yüzey çatlak problemlerinin modellenmesidir. Kaynak malzemesinin, sac metaller ile aynı malzeme özelliklerine sahip olduğu varsayılmıştır. Yüzey çatlağının iki bölgede olduğu düşünülmüştür, biri kaynak kökündedir, diğeri kaynak ucundadır. Yüzey çatlağının yarı eliptik çatlak yüzü görüntüsüne sahip olduğu varsayılmıştır. Yüzey çatlağı problemi, mekanik yükleme altında incelenmiştir. Modeller üç boyutlu sonlu elemanlar ile oluşturulmuştur. Çalışmada hedeflenen, çekmeye ve eğmeye maruz kalmış test numunesi için çatlak yüzü çevresinde gerilme şiddeti faktörlerinin hesaplanmasıdır.[8]

Teng ve arkadaşları 2001 yılında T köşe kaynaklarında meydana gelen artık gerilme ve distorsiyonların sonlu elemanlar yöntemi ile analizini araştırmışlardır. T köşe dolgu kaynaklarındaki termo mekanik davranışların analizi ile artık gerilmelerin ve açılma distorsiyonların hesabı sonlu elemanlar yöntemi ile bulunarak, termo elasto-

plastik analizini açıklamışlardır. Ayrıca bu çalışmada T köşe dolgu kaynaklarında zamanla kaynak yerinin besleme değişimini simüle ederek, elemanın doğma ve ölmesi tekniğini ( Birth and Death ) açıklamaktadır. Bundan başka, parça kalınlığının, kaynak nüfuziyet derinliğinin ve kaynakta kısıtlama durumlarının artık gerilme ve distorsiyonlar üzerindeki etkileri de tartışılmıştır.[9]

Dong (2001) kaynak yöntemiyle birleştirilmiş parçalarda yapısal gerilme tanımlarını ve formülasyonlarını incelemiştir. Bu formülasyonların yorulma analizine sayısal uygulamasını yapmıştır. Değişik tipte kaynaklı birleştirmeleri sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmiştir.[10]

K. ASLANTAŞ ve ark., çalışmalarında difüzyon kaynağı ile birleştirilmiş bakır ve çelik levhalarda birleşme hatasının kırılma mekaniği ile analizini incelemiştir. Bu çalışmada elektrolitik bakır ve S235 çelik levhaların birleştirilmesi sonrasında ara yüzeyde farklı konumlarda var olan çatlakların lineer elastik kırılma mekaniği ile analizi yapılmış çatlakların birleşme performansına etkileri incelenmiştir. Problem sonlu elemanlar metodu kullanılarak modellenmiştir. Çatlak ilerleme doğrultusu maksimum teğetsel gerilme teorisi kullanılarak tespit edilmiştir.[14]

R. KARA ve ark., çekme etkisindeki çelik levhada V-çentik ve çatlak etkileşimini incelemiştir. Bu çalışmada, çentikli bir plaka mikro yapısında bulunan çatlakların çentik ucuna olan değişik mesafedeki gerilim şiddet faktörü sonlu elemanlar metodu ile incelenmiştir. Kırılma analizinde lineer elastik kırılma durumu düşünülmüştür. Analizlerde her bir çatlak mesafesi için gerilim şiddet faktörü bulunarak değişen ara yer çatlak mesafenin gerilim şiddet faktörüne etkisi araştırılmıştır.[15]

Özge KUTLU, Çalışmada, içi boş bir silindirdeki üç boyutlu eliptik ve yarı eliptik çatlakların sonlu elemanlar modellemesi ele alınmıştır. Üç boyutlu çatlak ve silindir sonlu elemanlar analiz programı ANSYS kullanılarak modellenmiştir. Bu çalışmanın amacı olarak, dik olarak, silindirde değişik tipteki çatlakların modellenmesini kolaylaştırmak için Ansys Parametrik Tasarım Dili (APTD) kodları geliştirilmiştir. İkinci olarak, bu kodlar kullanılarak, problemdeki çatlak yeri, silindirin yarıçapının

kalınlığına oranı ( $R/t$ ), çatlak geometri oranı ( $a/c$ ) ve çatlağın kısa uzunluğunun silindir kalınlığına oranı gibi parametrelerin yüzeysel ve iç çatlaklar için gerilme şiddeti faktörleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Mekanik ve ısı yüklemeler incelenmiştir. Gerilme şiddeti faktörlerinin hesaplanması için yer değiştirme korelasyon tekniği kullanılmıştır.[13]

## **BÖLÜM 2. KIRILMA MEKANIĞI**

### **2.1. Kırılma Mekaniğine Giriş**

Ortaya çıkması ve gelişmesi açısından kırılma mekaniği iki ana kolda gelişmesini ve ilerlemesini sürdürmektedir. Bunlardan biri, kırılma olayının tamamen akademik olarak ele alınıp incelenmesi, ikincisi ise pratik olarak mühendislik yapılarının servis süreleri esnasında meydana gelen problemler ve bu problemlere aranan çözümlerden oluşmaktadır.

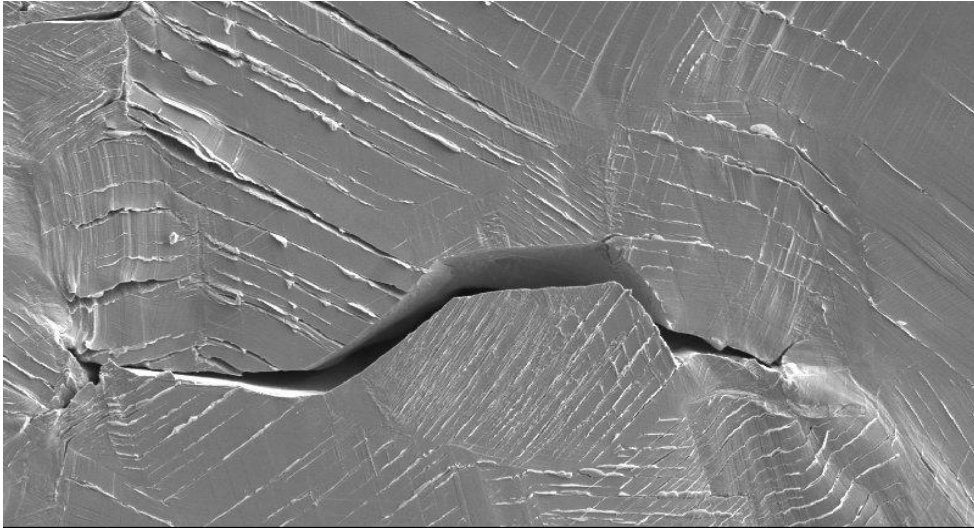
Konstrüksiyonların ekonomik, hafif ve mukavemetli olarak elde edilebilmeleri için kullanılacak malzemeler mümkün olduğu kadar ucuz, dayanımlı ve en az yer kaplayacak şekilde üretilmelidir. Üretilen malzemelerden yapılan konstrüksiyonların görevini yerine getirebilmesi için malzemenin bu şartlara uygun olarak en iyi şekilde optimize edilmesi gerekir. Malzeme mukavemeti arttıkça bazı problemler ortaya çıkmaya başlar. Malzemeler kusursuz değildir ve bununla birlikte gerek imalat gerekse montaj esnasında da bir takım kusurlar meydana gelebilir. Malzemelerin mukavemetleri arttıkça hasarlara karşı davranışları hassaslaşır. Bunun için yüksek mukavemetli malzemeler ile dizayn yapılırken bu kusurların varlığı göz önünde bulundurulmalıdır. İşte kırılma mekaniği bu temel esastan hareket eder ve malzeme içindeki kusurların nereye ve ne zamana kadar kararlı olarak büyüdüğünü ve hangi büyüklüğe ulaştığında hasara neden olduğunu araştırır. Çalışmaların ortaya çıkardığı sonuçlara göre mevcut teknolojilerin daha iyi kullanımının sağlanması durumunda kırılma sonucu oluşan hasarları 1/3 oranında azaltılabilmektedir. Diğer 1/3'lük kısmı ise uzun vadeli araştırma ve geliştirme faaliyetleri ile ortadan kaldırılabilir. Son 1/3'lük kısmının ise çok kapsamlı ve esaslı araştırma teknikleri olmaksızın şimdilik tamamen yok edilmesi mümkün olmamaktadır. Böylece kırılma sonucu oluşan hasarların 2/3'ü ya mevcut teknolojilerin kullanımı ile veya mevcut teknolojilerin

kullanımını da içine alan daha kapsamlı bir dizayn yönteminin kabul edilebilir bir zaman içinde geliştirilmesi ile ortadan kaldırılabilir.[3,11]

Malzemenin kırılma ile hasara uğraması üç ana grupta toplanabilir. Bunlar;

- Gevrek malzemedен yapılan bir parçanın ani kırılması,
- İçinde çentik veya çatlak bulunduran bir parçanın kırılması,
- Parçanın zamanla kırılmasıdır (yorulma).

Kırılma mekaniği malzemenin deformasyonunu ve kırılmasını inceler. Kırılma tokluğu ve kopma mukavemeti gibi malzeme testleri bu özellikleri ortaya koymak için gerçekleştirilir. Farklı yüklemelerde oluşan farklı malzeme hasarlarını tespit etmek üzere farklı malzeme testleri ve test sonuçlarını analiz yöntemleri geliştirilmiştir. Bu hasar türleri elastik, plastik ve sürenme türlerini içerir. Malzemede kırılmanın ortaya çıktığı gerilme, malzemenin kırılma mukavemeti olarak tanımlanır. Bu gerilme, malzemelerde atomlar arası çekme kuvvetine bağlıdır. Yapılan çalışmalar, deneysel olarak elde edilen kırılma gerilmesinin malzemenin teorik mukavemetinin 10 ila 1000 katı kadar düşük olduğunu ortaya koymaktadır. Bu farklılığın nedeni ise malzemelerde bulunan mikro çatlak ve boşluklar olduğudur.[3,11]



Şekil 2.1.Yapısal çatlak [16]

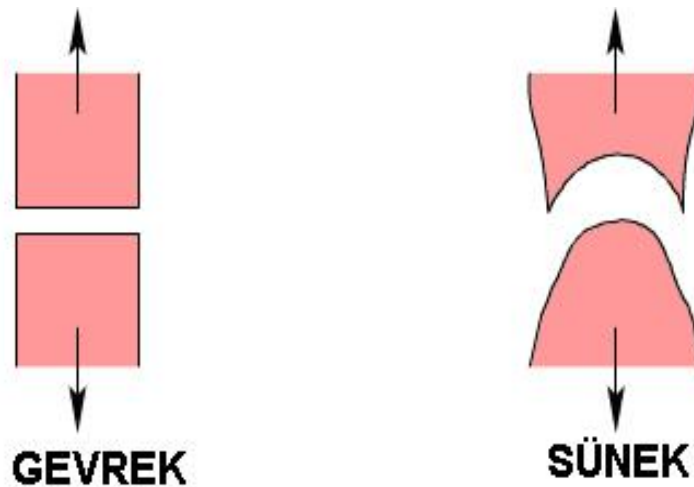
## 2.2. Kırılma Çeşitleri

Kırılma başlıca iki aşamadan oluşur. Birincisi çatlak teşekkülü, ikincisi de çatlağın ilerlemesidir. Malzemelerin kırılma öncesi durumuna göre ve kırılmaya neden olan yükleme şartlarına göre kırılma aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir.

### 2.2.1. Makroskobik açıdan kırılma

#### 2.2.1.1. Gevrek kırılma

Çok az veya hiçbir deformasyon bırakmadan malzemenin kırılmasına gevrek kırılma denir. Genellikle camlar ve seramik ile bazı metaller gevrek olarak kırılırlar. Yok sayılabilecek kadar az ya da hiç kalıcı şekil değişikliği oluşturmadan malzeme kırılır. Çatlak ilerlemesi çok hızlı olup, bu ilerleme çevre yüzey enerjisi ile oluşmaktadır. Diğer bir deyimle, çatlak oluşuktan sonra, ilerlemesi için sürekli dış gerilime ihtiyaç yoktur. Birçok durumda gevrek olarak kırılan malzemelerde, sadece kırılmış yüzey civarında çok az oranda kalıcı şekil değişikliği olduğundan, kırılan yüzeyin görünümü parlak ve düzgündür. Sünek bir malzeme bazı hallerde hiç deformasyon göstermeden gevrek bir malzeme gibi kırılırlar. Bu olaya sebep olan başlıca faktörler şunlardır.[12]

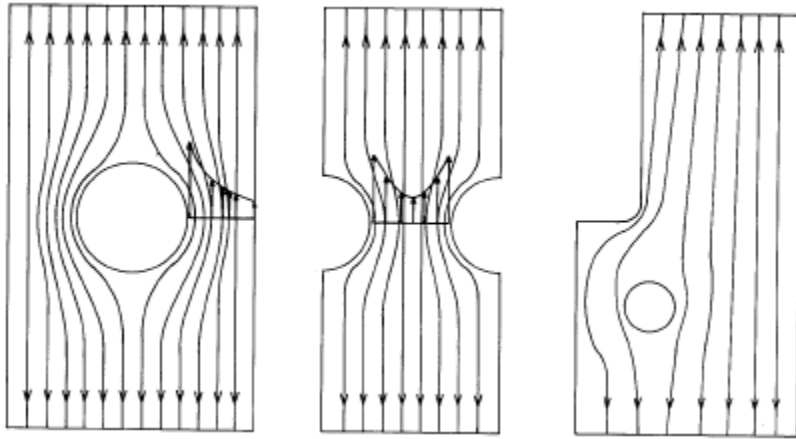


Şekil 2.2. Gevrek ve sünek kırılma [18]



### A. Çok eksenli gerilme durumu

Bu durum malzemede çatlak, yarık, delik gibi bir kusurun bulunmasından dolayı ortaya çıkar. Uygulanan yükün oluşturduğu gerilme bütün kesitte homojen değildir. Çatlak, yarık gibi kusurların civarında gerilmelerin çok büyüdüğü görülür. Şekil 2.3 den de görüleceği gibi uygulanan  $F$  kuvveti sonucu çentiksiz kısımda olan gerilme çentikli, boşluklu kısımda olan gerilmelerden daha azdır. Malzemede çatlak ucunda en büyük değerine yükseliyor. Bu da ilerde çatlağın açılması için yeterli bir sebeptir.[12]



Şekil 2.3. Delikli, keskin köşeli plakada gerilme durumu[23]

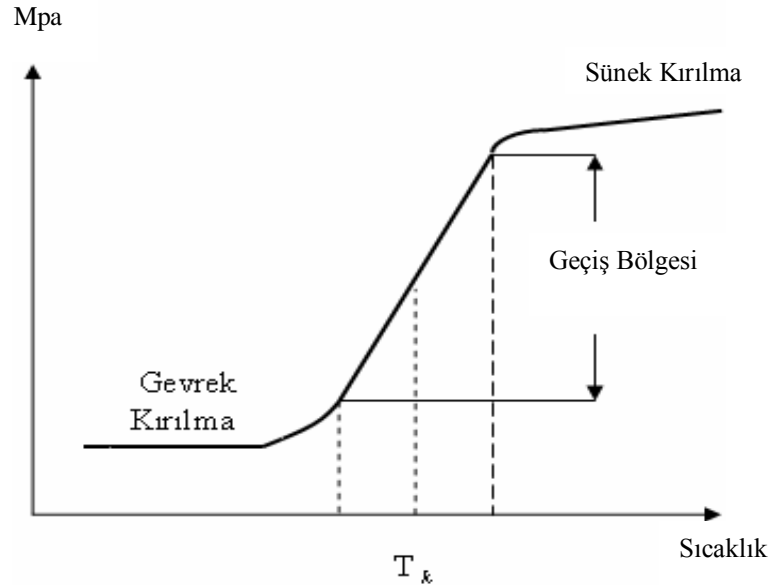
### B. Yüksek deformasyon hızı

Malzeme içerisinde dislokasyonlar herhangi bir dış etki sonucu hareket ederler. Bu hareket esnasında önüne çıkan engelleri aşarak yolunu tamamlarlar. Şayet deformasyon hızı artırılırsa dislokasyonlar da hızlanacak ve önüne çıkan engelleri aşmayarak engel önlerine birikeceklerdir. Bu yığılma sonucu iç gerilmeler oluşur ve bu da mikro çatlakları doğurur. Sonuçta malzeme daha hızlı ve sürekli deformasyonlarda aniden kırılır.[12]

### C. Düşük sıcaklık

Düşük sıcaklıklarda dislokasyonların hareketi yavaşlar malzeme mukavemeti artar ve neticede gevrekleşir. Böylece malzeme gevrek kırılma gerçekleşebilecek yapıya

sahip olur. Charpy deneyi ile malzemenin hangi sıcaklıkta gevrekleşeceğini ve bunun ölçüsünün ne olacağını tespit edebiliriz. Malzeme çeşitli sıcaklıklarda teste tabi tutulur ve ilgili sıcaklıkla absorbe ettiği enerji miktarı belirlenir. Ordinat Mpa ve absis sıcaklık olmak üzere çizilen eğri bize bu konuda önemli bilgiler verir.[17]



Şekil 2.4. Geçiş sıcaklığı[22]

Diyagrama göre en önemli bölge geçiş bölgesidir. Burada malzeme, çok dar bir sıcaklık aralığında çok büyük özellik değişimine uğramaktadır. Bu sıcaklık aralığının tespiti için  $T_K$  geçiş sıcaklığı önem taşımaktadır.  $T_K$  geçiş sıcaklığının değeri şu etmenler sonucu daha da artar;

- Çentik açısının küçülmesiyle
- Numune kalınlığının artması.
- Artan çarpma hızı ile

#### D. Partikül bombardımanı

Malzeme içinde mevcut noktasal hatalar (boş köşeler, arayer atomları vb) partikül bombardımanı ile artar. Bu hataların artması neticesinde kafes çarpmaları artarak dislokasyonların hareketi engellenir sonuç olarak malzeme gevrekleşir.[17]

### **2.2.1.2. Sünek kırılma**

Kırılma öncesi malzemede plastik deformasyon meydana gelirse bu tip kırılmaya sünek kırılma denir. Sünek kırılmayı meydana getirmek için uygulanan gerilmenin, malzemenin plastik deformasyona uğramasını sağlayacak seviyede olması gerekir. Kalıcı şekil değişikliklerinin miktarı, kırılma sonrasında malzemedeki kesit azalması veya gerilme yönünde oluşan boy uzaması ölçülerek saptanabilir. Kırılma kalıcı şekil değişikliği oluşturabilecek gerilme ile doğru orantılı olup, yavaş oluşmaktadır. Kırılma sonucu kırılma yüzeylerinin görünümü liflidir.[17]

### **2.2.1.3. Sürünme kırılması**

Yüksek sıcaklıklarda sabit gerilme veya sabit yük altındaki malzemelerin sürtünme deformasyonu sonucunda kırılmasına denir. Makroskobik açıdan sünek kırılmaya benzer ancak mikroskobik açıdan sürünmeler daha yüksek sıcaklıklarda olduğundan farklıdır.

### **2.2.1.4. Yorulma kırılması**

Malzemeler elastik limit veya çekme dayanımı altında da olsa alternatif yüklere maruz kaldıklarında zamanla kırılırlar. Buna yorulma kırılması denir. Kırılma plastik deformasyon meydana gelmeden de oluşabilir. Bu durumda çatlağın her bir periyotta biraz daha ilerlediği bilinmektedir.[17]

## **2.2.2. Mikroskobik Açıdan Kırılma**

### **2.2.2.1. Klivaj (Ayrılma) kırılması**

Kırılma, klivaj düzlemleri diye bilinen belirli kristallografik düzlemler boyunca meydana gelirse, buna klivaj kırılması denir. Klivaj düzlemleri en düşük yüzey enerjisine sahip düzlemlerdir. Bu tip kırılma, klivaj düzlemine dik normal gerilmelerin kritik bir değeri aşması ile klivaj düzlemine dik atom bağlarının

koparılması sonucunda olur. Tek eksenli gerilme halinde, çatlak, çekme yönüne dik olarak ilerleme eğilimi gösterir, bu sebeple de klivaj kırılmaları düz bir görünüm gösterir. Malzemelerin gevrek kırılması, genellikle klivaj kırılması şeklinde olur. Klivaj kırılmasında genellikle tanelerin şekli bozulmaz ve yüzeyin görünüşü düzdür, kırılma yüzeyi ışırı çok iyi yansıtır ve parlak olarak görünür.[22]

### **2.2.2.2. Kayma kırılması**

Metalik malzemelerde plastik deformasyon, kaymaya karşı direnci az olan atom düzlemlerinin kayması ile meydana gelir. Bu düzlemlere kayma düzlemleri adı verilir. Metalik malzemelerde kayma çatlakları maksimum kayma gerilmesinin bulunduğu kısımlarda ilerleme eğilimi gösterir. Bu tip kopma, çatlak ilerleyişi mikroskobik olarak çekme yönüne dik olduğundan normal kopma veya kırık yüzeyi görünüşü lifi olduğundan lifi kırılma adını alır. Mikroskobik olarak, çatlak çekme eksenini ile 45 derecelik açı yapan düzlemlerde ilerleyerek kayma kırılmasını meydana getirmiştir.[12]

### **2.3. Kırılma Mekanığı Çeşitleri**

Çatlaklar ve hatalar birçok yapı ve komponentte çeşitli sebeplerle ortaya çıkabilir. Malzeme kendiliğinden kusurlu olabilir. Çatlaklar üretim aşaması veya sonrasında, çevre koşullarının etkisiyle oluşabilir. Böyle çatlak ve hataların varlığı, yük uygulanması veya çevre koşullarına göre bir komponentin yapısal bütünlüğünü önemli ölçüde azaltır. Kırılma mekaniğı uygulamalı mekanik kavramlarını, yapıda bir çatlağın varlığında çatlak ucu çevresindeki gerilme ve deformasyon alanı üzerine bir anlayış geliştirmekte kullanır. Bu gerilme ve deformasyon bölgeleri hakkında doğru bir bilgi yapılar için bozulmaya dayanıklı ve güvenli tasarımların geliştirilmesine yardımcı olabilir. Kırılma mekaniğinde kırılmayla belirlenen hasarları incelemekte iki türlü yaklaşım kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi Lineer Elastik Kırılma Mekanığı diğeri ise Elastik Plastik Kırılma Mekanığıdır.[23]

### 2.3.1. Lineer elastik kırılma mekaniği

Malzeme içinde mikro çatlak ve benzeri kusurlar doğal olarak mevcut olmaktadır. Bu kusurlar cüruflar, boşluklar, nüfuziyet eksikliği gibi kaynak proseslerinden ve yorulma, gerilme korozyonu çatlama, darbe hasarı, gibi çalışma şartları sonucu oluşabilir. Kırılma mekaniğinin incelenmesinde kullanılan ve malzemedeki tüm davranışların elastik sınırlar içinde kalması prensibinden hareketle geliştirilen analitik ifadelerin bütününe Lineer Elastik Kırılma Mekaniği (LEKM) denir. Bu metodun temel prensibi çatlak ucunda oluşan gerilmelerin parçaya uygulanan gerilmeye, çatlağın uzunluğuna ve yönüne bağlı olarak ifade edilmesidir. Buna göre, bir çatlağın ilerleyebilmesi iki şekilde hesaplanabilir, birincisi yükleme sonucu parçada depolanan enerji kritik bir değeri aşmış ise, ikincisi çatlak ucundaki gerilmenin değeri kritik bir değere ulaşmış ise. İçinde çatlak bulunan bir sistemin bir F kuvveti etkisi altında tutulması durumunda sistemin toplam enerji dengesi şu şekilde yazılacaktır;

$$dQ + dW = dU_{el} + dU_k + dU_\gamma \quad (2.1)$$

Burada, U sistemin toplam enerjisi, W dış kuvvetlerin yaptığı iş ve Q çatlak ilerlemesi için harcanan enerji, U<sub>k</sub> kinetik enerjidir.

$$dQ = 0 \text{ statik durumda } dU_k = 0 \text{ ise}$$

$$dU = -dW + dU_{el} + dU_\gamma = 0 \quad (2.2)$$

$$d(-W + U_{el} + U_\gamma) = 0 \quad (2.3)$$

$$U = -W + U_{el} + U_\gamma \quad (2.4)$$

Burada U<sub>el</sub> sistemin enerjisi U<sub>γ</sub> yüzey enerjisidir. Birim genişliğe sahip ve kalınlığı B, çatlak yarı uzunluğu a olan bir levhada bulunan çatlağın ilerlemesi durumunda

$$G = -\frac{1}{B} \frac{d(-W+U_{el})}{da} = \frac{dU}{da} \quad (2.5)$$

Denklem (2.5) şeklinde yazılır. Burada, G değerine sistemde Enerji Boşalma Miktarı (Energy Release Rate) veya Çatlak itici Gücü denir. Kırılma mekaniğinde G değeri çatlağın birim alanı kadar ilerlemesi sonucu harcanan enerji olmak üzere  $G = 2\gamma$  yazılabilir. Ayrıca  $R = dU / da$  değeri de çatlak ilerleme direnci olarak bilinir. Dolayısıyla kuvvet altında çatlağın davranışı şu şekilde ifade edilebilir;

-  $G = R$  ise kararlı çatlak ilerlemesi var,

- $G < R$  ise çatlak ilerlemesi yok
- $G > R$  ise kararsız çatlak ilerlemesi var [22,23]

### 2.3.1.1. Griffith teorisi

Griffith camın kırılma mukavemetini incelerken, cam çubuğun boyu uzadıkça mukavemetinin azaldığını görmüştür. Bu durumun, camın yüzey hatalarından ileri geldiği düşünülmüştür, çünkü cam çubuğun boyu uzadıkça yüzey hatalarının bulunma ihtimali artmaktadır. Griffith gevrek bir malzemede çatlak bulunması halinde, malzemenin kırılmadan dayanabileceği gerilmeyi tayin eden ilk bağıntıyı geliştirmiştir.

$$\sigma_f = \left( \frac{2 \cdot \gamma \cdot E}{\pi \cdot a} \right)^{1/2} \quad (2.6)$$

$\sigma_f$  = Kırılma Gerilmesi

$\gamma$  = Yüzey enerjisi

$E$  = Elastisite Modülü

$a$  = Çatlak Boyunun Yarıları

Griffith denkleminde göre, kırılmaya sebep olan gerilme miktarı  $\sigma_f$  mevcut çatlak boyu ile ters orantılıdır. Griffith denkleminde yüzey enerjisi terimi yerine, genellikle kırılma işini gösteren bir parametre  $G$  kullanılır. Bu durumda denklem;

$$\sigma_f = \left( \frac{2 \cdot \gamma \cdot G_c}{\pi \cdot a} \right)^{1/2} \quad (2.7)$$

Burada  $G_c = 2 \cdot \gamma$  olup, kırılma için gerekli toplam işi gösterir. Griffith, analizinde deformasyon enerjisinin çatlak ilerlemesi sırasında, ara yüzey enerjisine dönüşümünü esas almıştır. Dolayısıyla  $G$ , aynı zamanda çatlak birim yüzeyde ilerlemesi için gerekli olan enerji miktarıdır, Kırılma,  $G$ ' nin kritik değeri olan  $G_c$ ' de meydana gelir.[13]

### 2.3.1.2. Irwin teorisi

Irwin gevrek kırılmayı ayrı bir görüşle analiz etmiştir. Analizlerinde çatlak ucu civarındaki gerilme durumunu esas almıştır. Çatlak ucu civarındaki gerilmelerin hesaplanmasından, bir gerilme şiddet faktörü (GŞF)  $K$  parametresi geliştirmiştir. Gerilme şiddet faktörü  $K$  uygulanan gerilmenin, çatlak boyut ve şeklinin bir geometrik faktörün fonksiyonudur. Yukarıdaki (2.7) numaralı denklemi şu şekilde yazarsak,

$$\sigma_f \sqrt{\pi * a} = \sqrt{E * G_c} \quad (2.8)$$

(2.8) eşitliğindeki ilk değer in ikincisine ulaştığında çatlak ilerleyeceği anlaşılmaktadır. İlk terimin çatlak ilerlemesi için gerekli kuvvet ölçüsü olduğu düşünülerek, bu terim gerilme şiddet faktörü olarak isimlendirilir. Gerilme şiddet faktörü  $K$  'nın kritik bir  $K_c$  değerinde kırılma olur. Bu durumda,

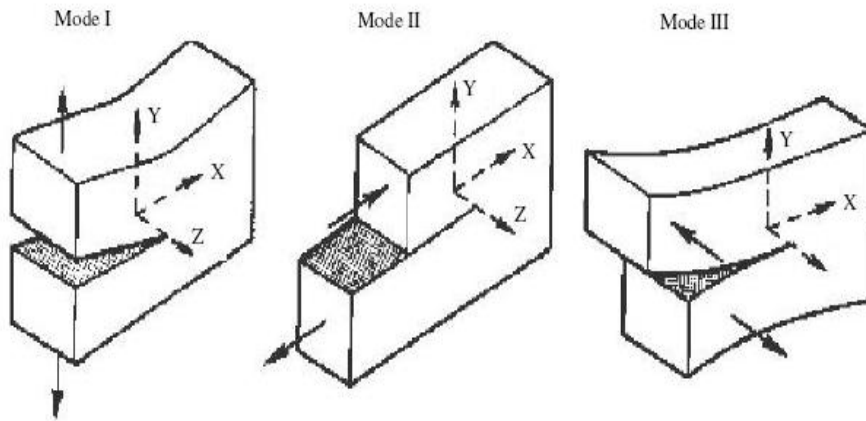
$$K_c = \sqrt{E * G_c} \quad (2.9)$$

Kritik gerilme şiddet faktörü “ $K_c$ ” genellikle kırılma tokluğu olarak isimlendirilir. Kırılma tokluğunun birimi  $Mpam^{1/2}$  dir. Gerilme şiddet faktörü  $K$ , yalnız gerilme durumu ve çatlak geometrisiyle ilgili bir parametre olup malzemenin özelliklerine bağlı değildir. Halbuki kırılma tokluğu  $K_c$  malzeme özelliğiyle ilgili bir parametredir. Kırılma tokluğunun özelliğini belirlemek için gerilme şiddet faktörü ölçülür,  $K = K_c$  olduğunda çatlak ilerler ve kırılma olur.[22,23]

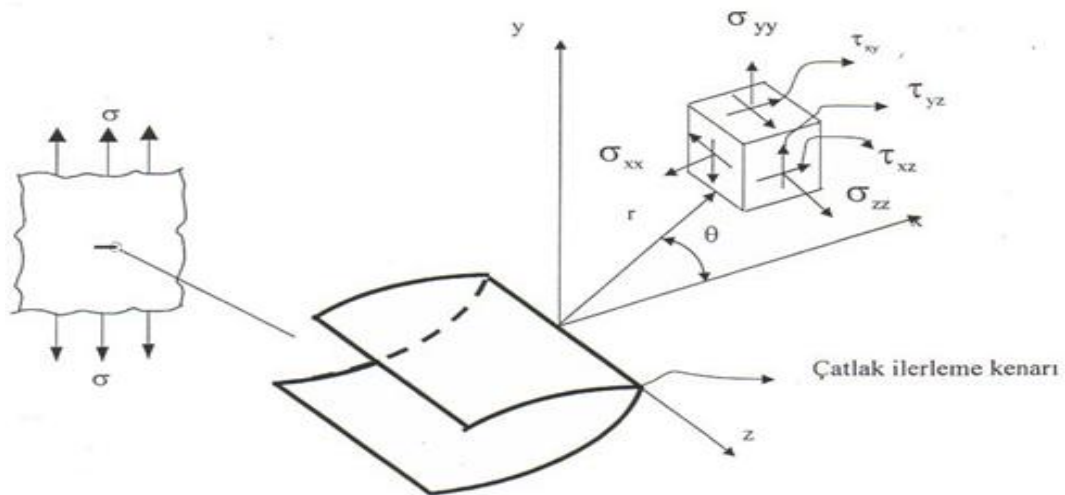
### 2.3.1.3. Kırılma modelleri

Malzemelerde yükleme durumuna bağlı olarak malzemedeki mevcut çatlaklar üç şekilde ilerleyebilmektedir. Bunlar Mod I veya açılma modu, Mod II veya düzlem içi kayma modu ve Mod III veya yırtılma modu olmak üzere sınıflandırılmaktadır. Mod I deformasyon tipinde, gerilmenin normal bileşeni, çatlak yüzeyine dik olarak  $y$  eksenine doğrultusunda etki etmektedir ve Mod I ile ilgili gerilme şiddet faktörü  $K_I$  dir. Mod II deformasyon tipinde, gerilmenin kayma bileşeni çatlak  $x$  eksenine doğrultusunda etki etmektedir ve Mod II ile ilgili gerilme şiddet faktörü  $K_{II}$  dir. Mod III deformasyon tipinde, gerilmenin kayma bileşeni, çatlak  $z$  eksenine doğrultusunda, çatlak dip kenarına paralel olarak etki etmektedir ve Mod III ile ilgili gerilme

şiddeti faktörüne  $K_{III}$  denir. Çatlak ilerlemesi, yükleme durumuna bağlı olarak bu modların sadece birisiyle verilen türde olabileceği gibi farklı modların bir birleşimi şeklinde de ortaya çıkabilir. Bunlardan Mod I, çekme altında oluştuğundan teknik olarak en önemli olanıdır. Çünkü bu tür çatlak ilerlemesi en sık rastlanan ve en fazla hasara neden olan çatlak ilerleme modudur ve bu sebeple en çok bu kırılma şekli incelenmiştir.



Şekil 2.5. Kuvvet altında oluşan üç farklı kırılma modu [1]



Şekil 2.6. Çatlak ucundaki eksen takımı[1]

Açma modu için çatlak ucunda oluşan gerilmeler;

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} &= \frac{K_I}{\sqrt{2 * \pi * r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[ 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] \\ \sigma_{yy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2 * \pi * r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[ 1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right]\end{aligned}\quad (2.10)$$



$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2 * \pi * r}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2}$$

$$\sigma_{zz} = 0 \text{ (düzlem gerilme)} \quad \sigma_{zz} = \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \text{ (düzlem genlenme)}$$

$$\sigma_{xz} = \sigma_{yz} = 0$$

Kayma modu için çatlak ucunda oluşan gerilmeler;

$$\sigma_{xx} = -\frac{K_{II}}{\sqrt{2 * \pi * r}} \sin \frac{\theta}{2} \left[ 2 + \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right]$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2 * \pi * r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \quad (2.11)$$

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

$$\sigma_{zz} = 0 \text{ (düzlem gerilme)} \quad \sigma_{zz} = \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \text{ (düzlem genlenme)}$$

$$\sigma_{xz} = \sigma_{yz} = 0$$

Yırtılma modu için çatlak ucunda oluşan gerilmeler;

$$\tau_{xy} = -\frac{K_{III}}{\sqrt{2 * \pi * r}} \sin \frac{\theta}{2}$$

$$\tau_{yz} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2 * \pi * r}} \cos \frac{\theta}{2} \quad (2.12)$$

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{zz} = \tau_{xy} = 0$$

Bu denklemler ilk etapta karmaşık gibi görünmekle birlikte her üç çatlak modunda da çatlak ucundaki gerilmenin dağılımı aynı bağıntı ile belirlenir. Her bir durumda bir sabit ( $K_I$ ,  $K_{II}$  veya  $K_{III}$ ) ile  $r$  ve  $\theta$  değişkenleri söz konusudur. Böylece  $K$  sabiti bilindiği takdirde çatlak ucundaki gerilmeler hesaplanabilmektedir.  $K$ 'nin değeri, gerilme gibi herhangi bir fiziksel parametreyi ifade etmeyip, çatlak ucundaki elastik alanın gerilme durumunu belirlemektedir. GŞF'nin değeri farklı geometriler ve yükleme durumları için literatürde mevcuttur. En genel haliyle Mod I için  $K_I$  değeri ve Mod II için  $K_{II}$  şöyledir;

$$K_I = \sigma * \sqrt{\pi * a} * f(a/w) \quad (2.13)$$

$$K_{II} = \tau * \sqrt{\pi * a} * f(a/w) \quad (2.14)$$

Burada,  $\sigma$  parçaya uygulanan gerilme,  $f(a/w)$  parçanın geometrisine bağlı şekil faktörüdür ki  $a \ll w$  iken merkez çatlakta 1, kenar çatlakta 1,12 sabit değerlerini alır ve  $a$  çatlak uzunluğudur.  $K$  değeri, çatlak ucundaki gerilme şiddeti ile uygulanan

gerilme ve parçanın geometrisi arasındaki bağıntıyı verir. Burada a merkezi çatlak durumunda yarı çatlak boyu, kenar çatlağı durumunda ise tam çatlak uzunluğudur. Malzemede oluşan gerilme durumunun düzlem gerilme olduğu kabul edilirse Mod I durumunda x yönünde oluşan şekil değişimi u, y yönünde oluşan şekil değişimi v ise;

Açma modu için çatlak ucunda oluşan şekil değiştirme alanı;

$$u = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2*\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left\{ k - 1 + 2 \left( \sin \frac{\theta}{2} \right)^2 \right\} \quad (2.15)$$

$$v = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2*\pi}} \sin \frac{\theta}{2} \left\{ k + 1 - 2 \left( \cos \frac{\theta}{2} \right)^2 \right\} \quad (2.16)$$

$$z=0$$

Kayma modu için çatlak ucunda oluşan şekil değiştirme alanı;

$$u = \frac{K_{II}}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2*\pi}} \sin \frac{\theta}{2} \left\{ k + 1 + 2 \left( \cos \frac{\theta}{2} \right)^2 \right\} \quad (2.17)$$

$$v = -\frac{K_{II}}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2*\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left\{ k - 1 - 2 \left( \sin \frac{\theta}{2} \right)^2 \right\} \quad (2.18)$$

$$z=0$$

$\mu$ =Kayma modülüdür.

$k=3-4\nu$  (Düzlem genleme durumunda)

$k=(3-\nu)/(1+\nu)$  (Düzlem gerilme durumunda)

Gerilme şiddeti faktörünün bilinmesi durumunda çatlak ucundaki tüm gerilme ve deformasyonların (birim uzamanın) büyüklüğü tespit edilebilir. Bu gerilme ve deformasyonlar belirli bir kritik değere ulaştığında çatlak ilerler. Çatlak ucundaki bölgenin davranışını belirleyen büyüklüğe Gerilme Şiddeti Faktörü denir, K ile sembolize edilir K'nın kritik değerine Kritik Gerilme Şiddeti Faktörü denir. Kırılma Tokluğu (fracture toughness) olarak da bilinen bu büyüklük  $K_c$  ile gösterilir. Bu değer tıpkı sertlik, akma gerilmesi veya elastik modülünde olduğu gibi bir malzeme parametresidir. K uygulanan gerilmeye ve numunenin geometrisine bağlıdır. Oysaki  $K_c$  bir malzeme sabitidir ve deneysel olarak tespit edilir. Çatlak ilerlemesi  $K_I = K_{Ic}$  olduğunda gerçekleşir. Örneğin sonsuz genişlikte bir levhada çatlak ilerlemesi için ilgili bağıntı;

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi * a} = K_{Ic} \quad (2.19)$$

Örneğin bir yapısal malzemede  $K_{IC}$ ,  $\sigma$  ve  $a$  değerlerinden ikisi belli ise üçüncüsü bulunabilir. Bu bağıntı en genel anlamı ile

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi * a} * F(a/w) \leq K_{IC} \quad (2.20)$$

$K_{IC}$  değerinin malzeme boyutlarından bağımsız olduğunu anlamak için kalınlıkları (B) farklı olan aynı çatlak boylarına sahip, aynı malzemedeki numuneler hazırlanıp daha sonra bunlar çekme deneyine tabi tutulduğunda her birisinin K değeri bulunur ve K – B diyagramı bağıntılar kullanılarak elde edilir. Diyagramda B kalınlığı arttıkça K değeri önce artmakta, sonra azalmakta ve malzeme kalınlığının bir değerinden sonra sabit kalmaktadır.[1, 22, 23]

### 2.3.2. Elastik plastik kırılma mekaniği

Lineer Elastik Kırılma Mekaniği (LEKM) yaklaşımı elastik koşullarda çatlak ilerlemesi ve kırılmayı belirlemek için geliştirilmiştir. Bu koşullar daha çok gevrek malzemelerde geçerlidir. LEKM ile incelenemeyecek kadar büyük ölçüde çatlak ucu plastik deformasyona sahip malzemelerde ise Elastik Plastik Kırılma Mekaniği (EPKM) geliştirilmiştir. EPKM yaklaşımında çatlak ilerlemesini karakterize etmek için J integrali, çatlak ucu açılması (CTOD) kavramları kullanılmaktadır.

J integrali ve gerilme yoğunluk faktörü arasında;

$$J = \frac{K^2}{E^*} \quad (2.21)$$

İlişkisi vardır. Düzlem gerilme durumunda  $E^* = E$  ve düzlem deformasyon durumunda ise  $E^* = E/(1 - \nu^2)$  olmaktadır. Çatlak ucundaki yer değiştirme miktarının ölçüsü de plastik şekil değiştirme miktarı ile ilgili olduğundan bu kavram elastik plastik kırılma mekaniğinde kırılma kriteri olarak kullanılmaktadır.

## **BÖLÜM 3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ VE ANSYS**

### **3.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi**

Sonlu elemanlar yöntemi fizik ve mühendislikte karşılaşılan birçok problemin çözümünde kullanılan en yaygın ve etkin sayısal yöntemlerden biridir. 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 deplasman alanı veya gerilme alanı, ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akısı, akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük, alanın almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyen pratikte özel bir önem içerir. Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar nod adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde cebri bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.[18]

### **3.2. Sonlu Elemanlar Metodunun Çözümü**

Bu yöntemle, incelenmek istenilen cismin sonlu sayıda küçük elemana bölünerek inceleme yapıldığı için Sonlu Elemanlar Yöntemi (The Finite Element Method) olarak adlandırılır. Bu metot ile yapılacak deney, düğüm noktalarından birbirine bağlı sonlu sayıda küçük elemana bölünür. Seçilen birim eleman, geometrik bir şekildir. Bunun amacı, geometrik yapısını bildiğimiz küçük elemanlar üzerinde inceleme ve çözüm yapmamızın kolay olmasıdır. Bu işlem ansys'te mesh komutuyla yapılır. Birim eleman boyunun küçülmesi, daha hassas çözüm yapmamızı sağlarken,

denklem sayısını arttırdığı için işlem süresini uzatır. Sonlu elemanlar metoduyla çözüm yapılırken izlenmesi gereken yol;

1. Yapıyı ya da sürekli elemanı birim elemanlara bölmek. Bu yapılırken birim elemanın boyutunu ve şeklini, malzemenin fiziki özelliklerine göre seçmek gerekir.
2. Sonlu elemanlar birbirine düğüm noktalarından bağlanmış kabul edilirler. Bu düğüm noktalarının yer değiştirmeleri, basit yapıların analizlerinde olduğu gibi, problemin bilinmeyen ana parametreleridir.
3. Her bir sonlu elemanın yer değişimini tanımlamak için düğüm noktalarının yer değişimleri cinsinden fonksiyon seçilir. (Genelde bir polinomdur, polinomun derecesi birim elemanın düğüm sayısına bağlıdır)
4. Elemanla yer değiştirme fonksiyonları seçildikten sonra her bir elemanın özelliklerini ifade eden matris denklemleri oluşturulur.
5. Elemanlara bölünen sistemin özelliklerini toplamak gerekir. Bunu da elemanların matris denklemlerini birleştirerek sistemin davranışını ifade eden matris denklemleri oluşturmakla yapabiliriz. Sistemin matris denklemleri bir elemanın matris denklemleriyle aynı formdadır. Fakat sistemde denklemlerin terim sayısı fazladır.
6. Düğüm noktalarına toplanmış kabul edilen ve sınır gerilmeleri dengeleyen kuvvetler ile düğüm noktalarının yer değiştirmeleri arasında;

$$|P| = |K| \times \{U\}$$

$|P|$  : Sütun matris olup dış kuvvetlerin tamamını göstermektedir.

$|K|$  : Sistemin toplam katılık (direngenlik) matrisidir.

$\{U\}$  : r,  $\theta$ , z yönündeki düğüm yer değiştirmelerini gösteren sütun matrisidir.

Matris denklemi ile sonlu elemanlar metoduna giriş yapılır. Sonuç olarak bu denklem gösteriyor ki  $|K|$  oluşturulan cismin birim yer değiştirmesi için gerekli kuvveti temsil etmektedir. Yani cismin sonlu elemanlar modelini bir denge yayı olarak düşünürsek,  $|K|$  bu yayın yay sabiti (direngenlik sabiti) olur. Böylece sonlu elemanlar metodunun esasısı cismin direngenliği bakımından yapılan analizi olmuştur. Verilen sınır şartları ve dış kuvvetler etkisi altındaki cismin düğümlerinin yer değiştirmesi bulunur. U, cismin gerilme ve yer değiştirmesinden hesaplanır. Verilen sınır şartları ve dış kuvvetler ile cismin düğümlerinin yer değiştirmesi bulunur.[19,]

### 3.3. Elemanlar Tipleri

Sonlu eleman probleminin çözümünde ilk adım eleman tipinin belirlenmesi ve çözüm bölgesinin elemanlara ayrılmasıdır. Çözüm bölgesinin geometrik yapısı belirlenerek bu geometrik yapıya en uygun gelecek elemanlar seçilmelidir. Seçilen elemanların çözüm bölgesini temsil etme oranında, elde edilecek neticeler gerçek çözüme yaklaşmış olacaktır. Sonlu elemanlar metodunda kullanılan elemanlar boyutlarına göre dört kısma ayrılabilir.

a) Tek boyutlu elemanlar: Bu elemanlar tek boyutlu olarak ifade edilebilen problemlerin çözümünde kullanılır.

b) İki boyutlu elemanlar: İki boyutlu (düzlem) problemlerinin çözümünde kullanılırlar. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanın altı, dokuz ve daha fazla düğüm ihtiva eden çeşitleri de vardır. Düğüm sayısı seçilecek interpolasyon fonksiyonunun derecesine göre belirlenir. Üçgen eleman, çözüm bölgesini aslına uygun olarak temsil etmesi bakımından kullanışlı bir eleman tipidir. İki üçgen elemanın birleşmesiyle meydana gelen dörtgen eleman, problemin geometrisine uyum sağladığı ölçüde kullanışlılığı olan bir elemandır. Dört veya daha fazla düğümlü olabilir. Dörtgen eleman çoğu zaman özel hal olan dikdörtgen eleman şeklinde kullanılır.

c) Dönel elemanlar: Eksenal simetrik özellik gösteren problemlerin çözümünde dönel elemanlar kullanılır. Bu elemanlar bir veya iki boyutlu elemanların simetri ekseni etrafında bir tam dönme yapmasıyla oluşurlar. Gerçekte üç boyutlu olan bu elemanlar, eksenal simetrik problemleri iki boyutlu problem gibi çözmeye olanağı sağladığı için çok kullanışlıdır.

d) Üç boyutlu elemanlar: Bu grupta temel eleman üçgen piramittir. Bunun dışında dikdörtgenler prizması veya daha genel olarak altı yüzeyle elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir.

İzoparametrik Elemanlar: Çözüm bölgesinin sınırları eğri denklemleri ile tanımlanmışsa, kenarları doğru olan elemanların bu bölgeyi tam olarak tanımlaması mümkün değildir. Böyle durumlarda bölgeyi gereken hassasiyette tanımlamak için elemanların boyutlarını küçültmek, dolayısıyla adetlerini artırmak gerekmektedir. Bu durum çözülmesi gereken denklem sayısını artırır, dolayısıyla gereken bilgisayar

kapasitesinin ve zamanın büyümesine sebep olur. Bu olumsuzluklardan kurtulmak için, çözüm bölgesinin eğri denklemleri ile tanımlanan sınırlarına uyum sağlayacak eğri kenarlı elemanlara ihtiyaç hissedilmektedir. Böylece hem çözüm bölgesi daha iyi tanımlanmakta hem de daha az sayıda eleman kullanılarak çözüm yapılabilmektedir. Bu elemanlar üzerindeki düğüm noktaları bir fonksiyon ile tanımlanır. İzoparametrik sonlu elemanın özelliği, her noktasının konumunun ve yer değiştirmesinin aynı mertebeden aynı şekil (interpolasyon) fonksiyonu ile tanımlanabiliyor olmasıdır. İzoparametrik elemanlara eşparametrelilik elemanlar da denir. İzoparametrik elemanların şu özellikleri vardır:

- a) Lokal koordinatlarda iki komşu eleman arasında süreklilik sağlanıyorsa, izoparametrik elemanlarda da sağlanıyor demektir.
- b) Eğer interpolasyon fonksiyonu lokal koordinat takımındaki elemanda sürekli ise, izoparametrik elemanda da süreklidir.
- c) Çözümün tamlığı lokal koordinatlarda sağlanıyor ise izoparametrik, elemanlarda da sağlanır.

İzoparametrik elemanların anılan özellikleri dolayısıyla, interpolasyon fonksiyonları lokal koordinatlarda seçilir.[20,21]

### 3.4. Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları

- Sonlu elemanlar yöntemi ile verilen şekil ne kadar karışık olursa olsun, şekle ve boyutlarına esneklik kazandırmaktadır.
- İlgili olduğu alanlar arttırılabilir.
- Değişik malzeme özellikleri ve geometrisinde farklı güçlükler ortaya çıkmaz.
- Genel katılık maddesiyle ilişkili kuvvet ve yer değiştirmesi bakımından formüle edilmiş neden sonuç ilişkisi problemidir. Bu durum sonlu elemanlar metoduyla problemin çözümünü kolaylaştırır.
- Sınır şartları kolayca tespit edilir.
- Sonlu elemanlar metodunun esnekliği sayesinde çok yönlü karmaşık yapılarda diğer problemlerdeki sonuç ilişkisinden daha etkin olarak kullanılır. Sonuçları diğer analitik veya deneysel metotlarla daha iyi karşılaştırılabilir.

### 3.5. Ansys Paket Programına Giriş

ANSYS yazılımı mühendislerin mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan etkileşiminin simule etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Bu sayede gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının simule edilmesine olanak sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu simulasyonlar neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır. ANSYS yazılımı hem dışarıdan CAD datalarını alabilmekte hem de içindeki “preprocessing“ imkanları ile geometri oluşturulmasına izin vermektedir. Gene aynı preprocessing içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli yani mesh de oluşturulmaktadır. Yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir.

Genel olarak, ANSYS kullanılarak sonlu elemanlar analizleri üç kademede gerçekleştirilir.

Preprocessing (Problemin tanımlanması): Preprocessing ana kademeleri aşağıda verildiği gibidir:

- Anahtar nokta/çizgi/alan/hacimlerin tanımlanması
- Eleman tipi ve malzeme/geometri özelliklerinin tanımlanması
- Çizgi/alan/hacimlerin sonlu elemanlara bölünmesi

Solution(Yüklerin ve sınır şartlarının atanması ve çözümün gerçekleştirilmesi):

Bu kademede yükler (noktasal veya basınç) belirlenir, sınır şartları tanımlanır ve sonuçta çözüme gidilir. Yük ve sınır şartları preprocessing kademesinde de tanımlanabilir.

Postprocessing(Sonuçların değerlendirilmesi): Bu kademede şunlar yapılabilir

- Düğüm noktası yer değiştirmelerinin listelenmesi
- Eleman kuvvet ve momentlerinin izlenmesi
- Yer değiştirme çizimleri, gerilme diyagramları



Her hangi bir işleme başlamadan önce analizin planlanması çok önemlidir ve simulasyonun başarısına direk etkisi vardır. Bir sonlu elemanlar analizinin amacı bilinen yükler altında sistem davranışının modellenmesidir. Analizin doğruluk derecesi planlama kademesine oldukça bağlıdır.

Preprocessing kademesi aşağıdakileri içerir.

- Başlığın belirlenmesi: Problemin sonraki dönemde rahat erişilebilir olması amacıyla yaptığımız işe bir isim verilmesi diye düşünülebilir. Bu seçenek özellikle aynı temel model üzerinde farklı yükleme seçenekli çözümler gerçekleştirilmesi durumunda çok faydalıdır.
- Modelin oluşturulması: Model genellikle 2D veya 3D uzayında uygun birimler kullanılarak çizilir. Model ANSYS ön işlemcisi kullanılarak oluşturulabileceği gibi başka bir CAD paketinde hazırlanmış bir dosyanın (IGES,STEP gibi) ANSYS ön işlemcisi tarafından okunması ile de sağlanabilir. Modelin oluşturulması esnasında dikkat edilmesi gereken konulardan biri çizimde kullanılan birim ile malzeme özellikleri ve uygulanan yük birimlerinin uyumlu olmasıdır.
- Eleman tipinin belirlenmesi: Eleman seçimi modelin geometrisine bağlı olarak 1D, 2D veya 3D olabileceği gibi yapılması düşünülen analizin tipine de bağlıdır (örneğin termal analiz gerçekleştirebilmek için termal eleman kullanımı).
- Malzeme özelliklerinin girilmesi: Malzeme özellikleri (elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluk ve gerekli olduğunda termal genleşme katsayısı, termal iletkenlik, özgül ısı vb) tanımlamalarının gerçekleştirilmesi.
- Modelin elemanlara bölünmesi: Modelin elemanlara bölünmesi işlemi, model sürekliliğinin belirli sayıdaki ayrı parçalara veya diğer bir ifade ile sonlu elemanlara bölünmesidir. Daha çok sayıda eleman genel olarak daha iyi sonuçlar fakat daha uzun analiz zamanı demektir. Modelin elemanlara bölünmesi kullanıcı tarafından tek tek tanımlanarak yapılabileceği gibi ANSYS tarafından uygun seçenekler kullanılarak otomatik olarak da yapılabilir. Kullanıcı tarafından tek tek tanımlayarak elemanlara bölme işlemi uzun ve zor bir işlemken otomatik olarak elemanlara bölme işleminde gerekli tek şey model kenarları boyunca eleman yoğunluğunun veya eleman büyüklüğünün belirlenmesidir. Ayrıca kullanılan elemanın tipine bağlı olarak eleman özelliklerinin de (gerçek sabitler) tanımlanması gerekir. [21]

Solution kademesi aşağıdakileri içerir;

- Analiz tipinin belirlenmesi: Çözümde kullanılmak üzere statik, modal, transient gibi analiz tipleri belirlenir.
- Sınır şartlarının tanımlanması: Eğer modele bir yük uygulanırsa, model bilgisayarın sanal dünyasında sonsuza kadar ivmelenir. Bu ivmelenme bir sınırlılık veya bir sınır şartı uygulanana kadar devam eder. Yapısal sınır şartları genellikle sıfır yer değiştirme, termal sınır şartları belirlenmiş bir sıcaklık, akışkan sınır şartları için bir basınç olarak tanımlanır. Bir sınır şartı bütün yönlerde (x,y,z) uygulanabileceği gibi yalnızca belirli bir yönde de tanımlanabilir. Sınır şartları anahtar noktalarda, düğüm noktalarında, çizgi veya alanlarda tanımlanabilir. Sınır şartı, simetri veya antisimetri tipinde de olabilir.
- Yüklerin uygulanması: Yüklemeler gerilme analizlerinde noktasal bir basınç veya yer değiştirme, termal analizlerde sıcaklık, akışkan analizlerinde hız formunda olabilir. Yükler bir noktaya, bir kenara, bir yüzeye ve hatta toplam cisme uygulanabilir. Yükler model geometrisi ve malzeme özelliklerinde kullanılan birim cinsinden tanımlanmalıdır.
- Çözüm: Bu kısım tamamen otomatiktir. Genel olarak bir sonlu elemanlar çözücüsü üçe ayrılır. Bunlar ön-çözücü, matematik motoru ve son-çözücüdür. Ön-çözücü modeli okur ve modeli matematiksel şekilde formülünü çıkarır. Preprocessing kademesinde tanımlanan bütün parametreler ön-çözücü tarafından kontrol edilir ve herhangi bir şeyin eksik bırakıldığını bulursa matematik motorunun devreye girmesini engeller. Model doğruysa, çözücü devreye girerek eleman direngenlik matrisini oluşturur ve yer değiştirme, basınç gibi sonuçları üreten matematik motorunu çalıştırır. Matematik motoru tarafından üretilen sonuçlar son-çözücü kullanılarak düğüm noktaları için deformasyon miktarı, gerilme, hız gibi değerler üretilir. [6,10]

Postprocessing kademesi aşağıdakileri içerir:

- Bu bölüm; sonuçların okunduğu ve yorumlandığı bölümdür. Sonuçlar; tablo şeklinde, kontur çizimler şeklinde veya deforme olmuş cisim biçiminde sunulabilir. Ayrıca animasyon yardımı ile modelin yük altındaki davranışı gözler önüne sunulabilir. Yapısal tipteki problemlerin sunulmasında kontur grafikler genellikle en etkin yöntem olarak kullanılır. Postprocessor, x, y, z koordinatlarında hatta koordinat ekseninde belli bir açıdaki gerilme ve birim şekil değiştirmelerin hesaplanmasında kullanılabilir. Etkin gerilme ve birim şekil değiştirme sonuçları ile akma gerilmesi ve

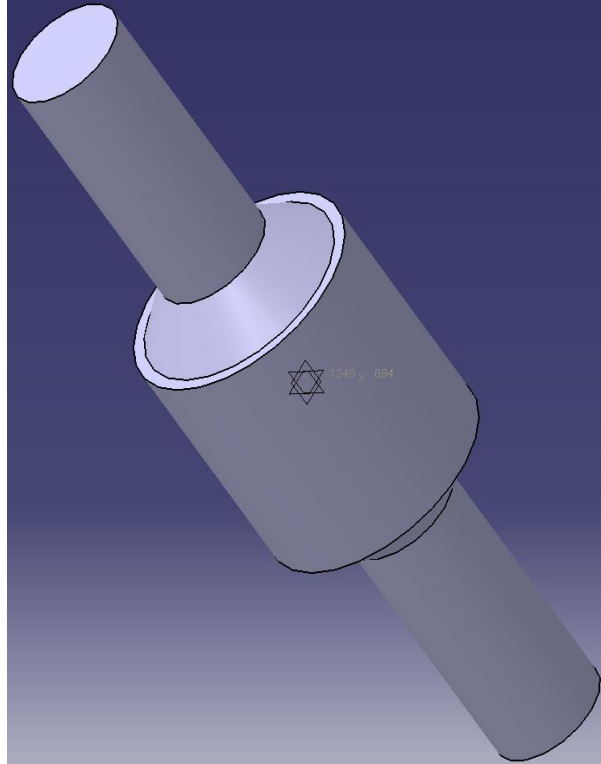
şekil değiştirme sonuçlarını da görmek mümkündür. Bunun dışında birim şekil değiştirme enerjisi, plastik şekil değiştirme miktarı da kolaylıkla görsel olarak elde edilebilir.

Sonuçlar görsel olarak çok etkileyici bir biçimde kontur grafikler olarak rahatlıkla elde edilebilse de sonuçların kalitesi modelin fiziksel problemi gerçekte ne kadar yansıttığına ve dolayısıyla analizi yapılan modelin kalitesine bağlıdır. Başarılı bir analiz için dikkatli bir planlamanın yapılması zorunluluğu göz ardı edilmemelidir.[20,21]

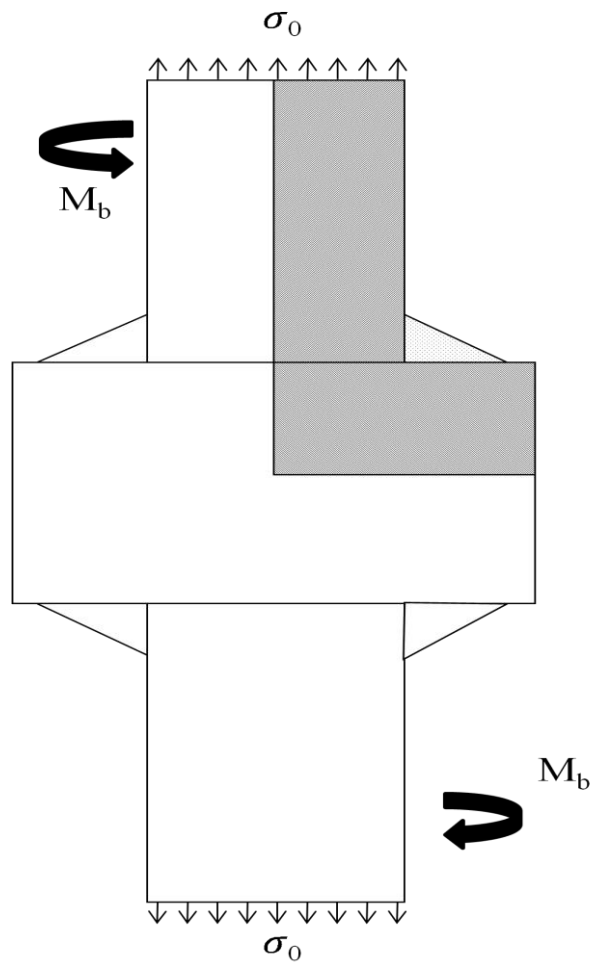
## BÖLÜM 4. KÖŞE KAYNAĞI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ SİLİNDİRİK ELEMANLARIN KIRILMA ANALİZİ

### 4.1. Problemin Tanımlanması

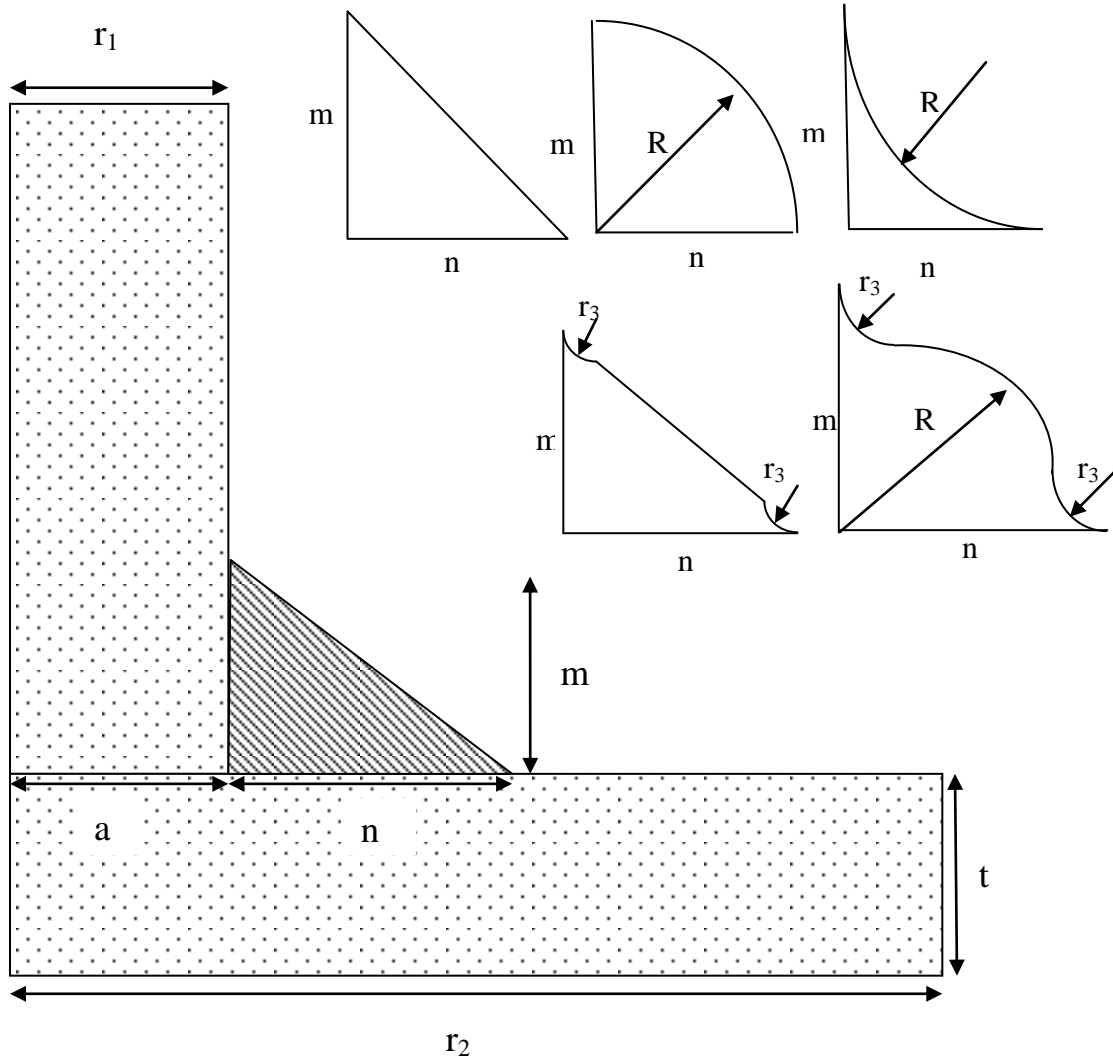
Bu tezin amacı köşe kaynağı ile birleştirilmiş silindir parçaların aksenal çekme ve burulma yükü altında (karışık yükleme durumu) kaynak kökünde oluşan gerilme şiddet faktörlerinin bulunması ve gerilme analizlerinin sonlu elemanlar yöntemini kullanarak yapılmasını içermektedir. Model üzerinde konstrüktif değişiklikler yaparak farklı sınır şartları için analizler karşılaştırılmış son olarak çeşme yükü altında bir çatlağın izleyeceği yol gösterilmiştir. Problemimizde parçaların belirli bir kaynak hızında birleştirildiği kabul edilmiş, kalıntı gerilmeler göz önüne alınmamış kaynak bağlantısındaki şekilsel değişimlerin sonuca etkisi çalışılmıştır bu kabullerle birlikte yükleme ve geometrik olarak aksenal simetriye sahip parçalar iki boyutlu olarak analiz edilebilir. Bu basitleştirme analizin daha kısa sürede çözülmesini, bilgisayar hafızasının daha verimli kullanılmasını ve karmaşık modellemenin önüne geçilmesini sağlamaktadır. Silindirik köşe kaynağımızda bu tanıma uyduğundan iki boyutlu çalışma gibi modelleyebiliriz. İki boyuta indirgediğimiz modelimiz üzerinde bir basitleştirmede şeklin dörtte birinin alınması olacaktır. Yaptığımız bu basitleştirmeler ile üç boyutlu model kadar iyi sonuç alınabilmektedir. Malzeme olarak  $E=200\text{GPa}$   $\nu=0.3$  olan çelik kullanılmıştır. Kaynak malzemesi de birleştirilen parçalarla aynı kabul edilmiştir. 1 mpa çekme kuvveti ve birinci silindirik parçanın dış yüzeyinde 1 mpa'lık kayma gerilmesi oluşturacak şekilde yükleme yapılmıştır. Bu bir birimlik yükleme sonucunda bulunan değerlerin ufak olacağı beklenmektedir ama yapının karakterisliği ortaya çıkacak büyük gerilmelerde sadece değerler artacaktır. Şekil 4.1 de üzerinde çalıştığımız kaynaklı bağlantının üç boyutlu modeli gösterilmiştir. Şekil 4.2 deki iki boyutlu model üzerinde kaynak bağlantısına uygulanan yükler gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Modelin 3 boyutlu şekli



Şekil 4.2. Modelin 2 boyutlu hali ve yükler



Şekil 4.3. Model boyutları

$m$ : Üst kaynak kolu [m]

$n$ : Alt kaynak kolu [m]

$a$ : Kaynak ağızı uzunluğu [m]

$r_1$ : 1. parçanın yarıçapı [m]

$r_2$ : 2. parçanın yarıçapı [m]

$r_3$ : Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı [m]

$t$ : 2. Parçanın kalınlığı [m]

$R$ : Eğrilik yarıçapı [m]

Model üzerinde yapılan değişiklikler şunlardır;

- Standart köşe kaynağı için üst kaynak kolu (m) sabit kalmak üzere, kaynak alt kolu (n), daha sonra kaynak alt kolu (n) sabit kalmak üzere kaynak üst kolu (m) değiştirildi.
- Kaynak ağzı açılarak  $a/r_1=0.1, 0.2, 0.3, \dots 1$  iken standart, içbükey ve dışbükey kaynak tipi durumları incelendi.
- Kaynak ağzı açılmış her bir adımda kaynak bölgesine içbükeylik ve dışbükeylik verildi.
- 2. parçanın yarıçapı ve kalınlığı değiştirildi.
- Standart ve dışbükey kaynak tipleri için kaynak ayak ucu eğrilik yarıçapı  $r_3$  verildi.

Bu durumların hepsi simetrik ve ankastre şartlar için ayrı ayrı hesaplandı yapılan değişiklikler kaynak parametreleri altında tablo.1, tablo.2 ve tablo.3 de sayısal değerleriyle verilmiştir. Tezin son kısmında ise çekme gerilmesi altındaki modelde kritik bölgedeki bir çatlağın izleyeceği yol bulunmuştur. İlk analizin nasıl yapılacağı aşağıda açıklanmış ve gerilme şiddet faktörleri hesaplanmıştır. Diğer 200 den fazla analizde de aynı adımlar takip edilmiştir. Analizlere başlamadan önce kırılma mekaniğinde ansys paket programının güvenilirliğini kanıtlamak ve bizim silindirik kaynaklı yapımıza benzer literatürde nümerik çözümleri olan bir problemin sonucu sayısal olarak bulunmuş ansysde bulunulan sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.1. Kaynak Parametreleri1

Sınır Şartı	Ankastre			Simetri		
	Standart	İçbükey	Dışbükey	Standart	İçbükey	Dışbükey
Köşe Kaynak Tipi						
R [m]	-	0.01, 0.015 0.02, 0.025		-	0.01, 0.015 0.02, 0.025	
a / r <sub>1</sub>	0.1, 0.2, 0.3,...1					

Tablo 4.2. Kaynak Parametreleri2

Standart köşe kaynak		
Sınır Şartı	Ankastre	Simetri
$a/r_1$	1	
$m$ [m]	0.005, 0.01, 0.015, 0.02	
$n$ [m]	0.005, 0.01, 0.015, 0.02	
$r_2$ [m]	0.04, 0.05, 0.06, 0.07	
$t$ [m]	0.01, 0.02, 0.03, 0.04	

Tablo 4.3. Kaynak Parametreleri3

Sınır Şartı	Simetri		Ankastre	
Köşe Kaynak Tipi	Standart	Dışbükey	Standart	Dışbükey
$R$ [m]	-	0.01	-	0.01
$a/r_1$	1			
$r_3$ [m]	0.001, ..., 0.007			

#### 4.2. Çözümü Bilinen Problem

İki özdeş yüksek dayanımlı mil şekil 4.4 de gösterildiği gibi 106 Mpa çekme gerilmesi ve 69 Mpa burulma yüküne maruz kalmaktadır  $K_I$  ve  $K_{III}$  hesaplayın.[11]

$d=4$  mm,  $D=8$  mm,  $\sigma=100$  Mpa,  $\tau=69$ Mpa,

$$K_I = f(d/D) * \sigma * \sqrt{a\pi} \quad K_{III} = g(d/D) * \tau * \sqrt{a\pi}$$

$$f(d/D) = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D}{d} \left[ \frac{D}{d} + \frac{1}{2} + \frac{3}{8} \left( \frac{d}{D} \right) - \frac{5}{14} \left( \frac{d}{D} \right)^2 + \frac{11}{15} \left( \frac{d}{D} \right)^3 \right]}$$

$$g(d/D) = \frac{3}{8} \sqrt{\frac{D}{d} \left[ \frac{D^2}{d} + \frac{1}{2} \frac{D}{d} + \frac{3}{8} + \frac{5}{16} \frac{d}{D} - \frac{35}{128} \left( \frac{d}{D} \right)^2 + \frac{13}{62} \left( \frac{d}{D} \right)^3 \right]}$$

$$a = \frac{D-d}{2} \quad a = \frac{8-4}{2} = 2 \quad \frac{D}{d} = 2 \quad \frac{d}{D} = 0.5$$

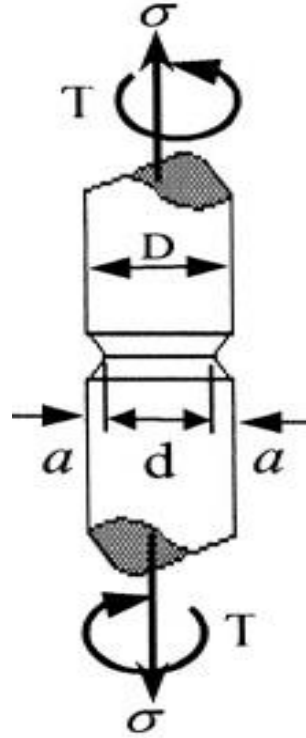
$$f(d/D) = 1.90 \quad g(d/D) = 2.91$$



$$K_I = f(d/D) * \sigma * \sqrt{a\Pi} = 16Mpa\sqrt{m}$$

$$K_{III} = g(d/D) * \tau * \sqrt{a\Pi} = 15Mpa\sqrt{m}$$

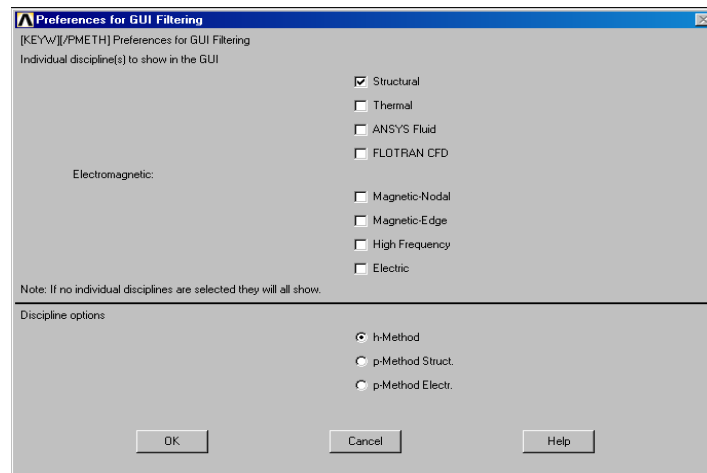
$$K_{Iansys} = 15.404 \quad K_{IIIansys} = 14.287$$



Şekil 4.4. Örnek problem

### 4.3. Analiz Tipinin Belirlenmesi

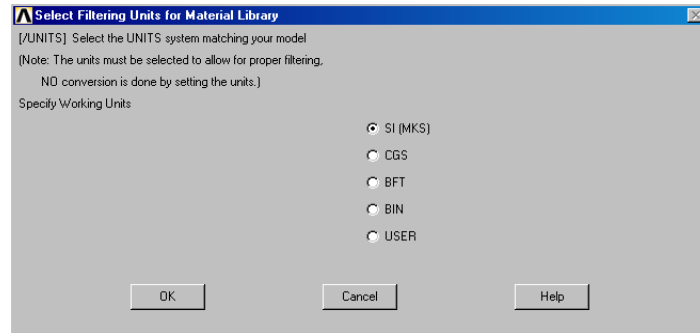
MainMenu > Prefences > Structural > Ok tıklanarak pencere kapatılır. Sadece gerilmelerle ilgili komutlar aktif hala getirilir.



Şekil 4.5. Analiz tipinin belirlenmesi

#### 4.4. Birim Atama

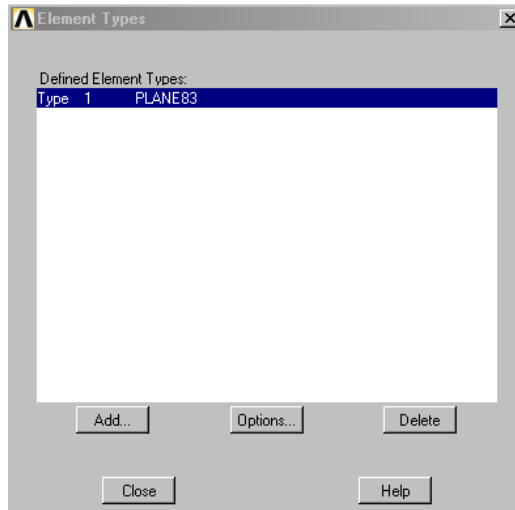
Problem çözümünde kullanacağımız verileri kullanıcının atamasını seçerek kendi birimlerimiz ile işlem yapabiliriz. Böylece bulunan sonuçlar girilen değerlerimizin birimlerine göre çıkacaktır. Tezimizde uzunluklar metre yayılı yükte Mpa girdiğimizde gerilme şiddet faktörlerini MPa.m<sup>1/2</sup> çıkar. Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Library > Select Units > User > Ok

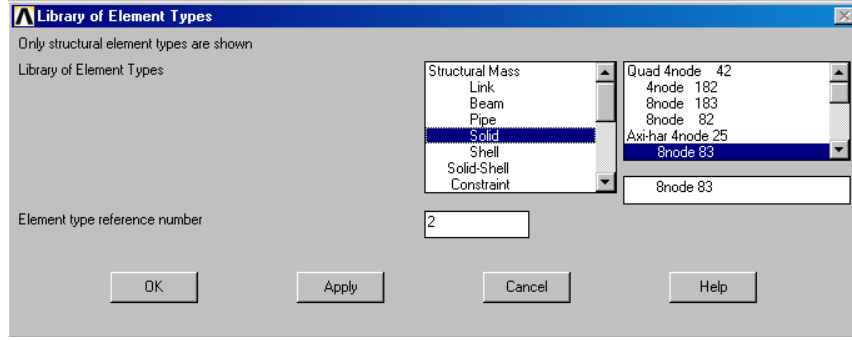


Şekil 4.6. Birim atama

#### 4.5. Eleman Tipinin Belirlenmesi

Main Menu > Preprocessor > Element Type > Add > Solid 8 node 83 > Ok. Solid8node 83 (Plane 83) element kullanıldı. Bu element Plane 82in axisymmetric versiyonun genelleştirilmiş halidir, iki boyutlu axisymmetric modelde nonaxisymmetric yükleme yapmamıza olanak sağlar. Her bir nod üç serbestlik dercesine sahiptir.( Ux, Uy, Uz).

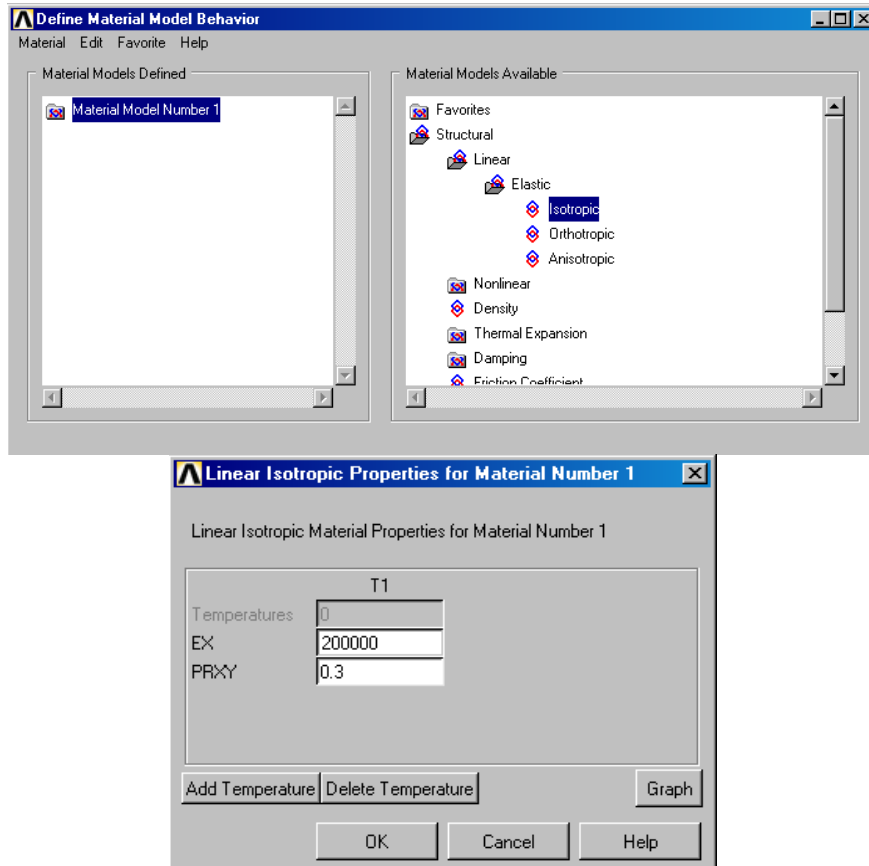




Şekil 4.7. Eleman atama

#### 4.6. Malzeme Atama

Malzememizin lineer elastik izotropik özellik gösterdiğini belirtelim. Main Menu> Preprocessor > Material Props > Structural > Linear > Elastic > Isotropic. Malzememizin tanıtımından sonra bizden malzemenin analizi için gerekli verileri isteyen küçük bir pencere açacaktır. Malzememizin elastisite modülünü ve poisson oranını girerek Ok'yi tıklıyoruz.



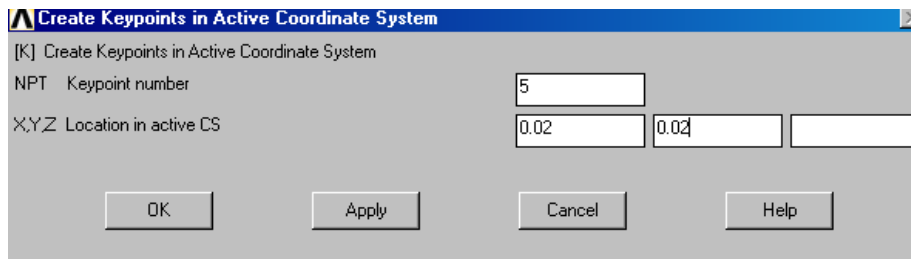
Şekil 4.8. Malzeme davranışını belirleme

## 4.7. Geometrik Modelin Oluşturulması

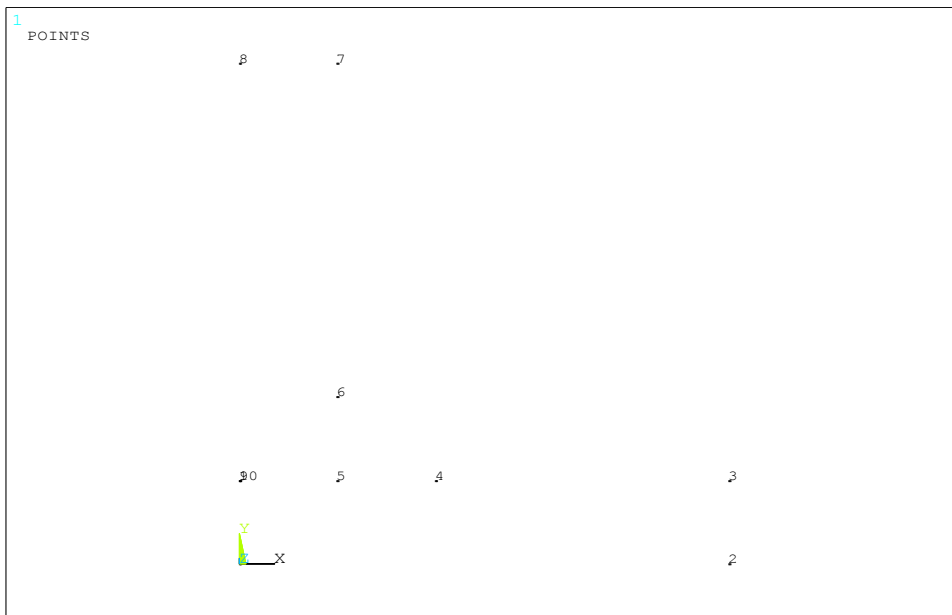
Geometrik model oluşturmada en temel yöntem noktaları, noktalardan çizgileri, çizgilerden alanları oluşturmaktır. Burada dikkat etmemiz gereken unsur, çatlak bölgesinde aralarında boşluk bulunmayan iki yüzeyden meydana gelmesidir. Burada üst üste iki çizgi tanımlıcaz bir tanesi üstte ki alana, diğeri alttaki alana ait olacak. Bu sebeple çatlak ucunda aynı koordinatlara sahip iki nokta olacak.

### 4.7.1. Noktaların seçimi

Main Menu> Preprocessor > Modeling > Create > Keypoints > On Active Cs. açılan menüde her bir nokta sırasıyla yazılarak apply butonuna basılır son noktada girildikten sonra ok denir.



Şekil 4.9. Koordinatlarla anahtar noktaların atanması



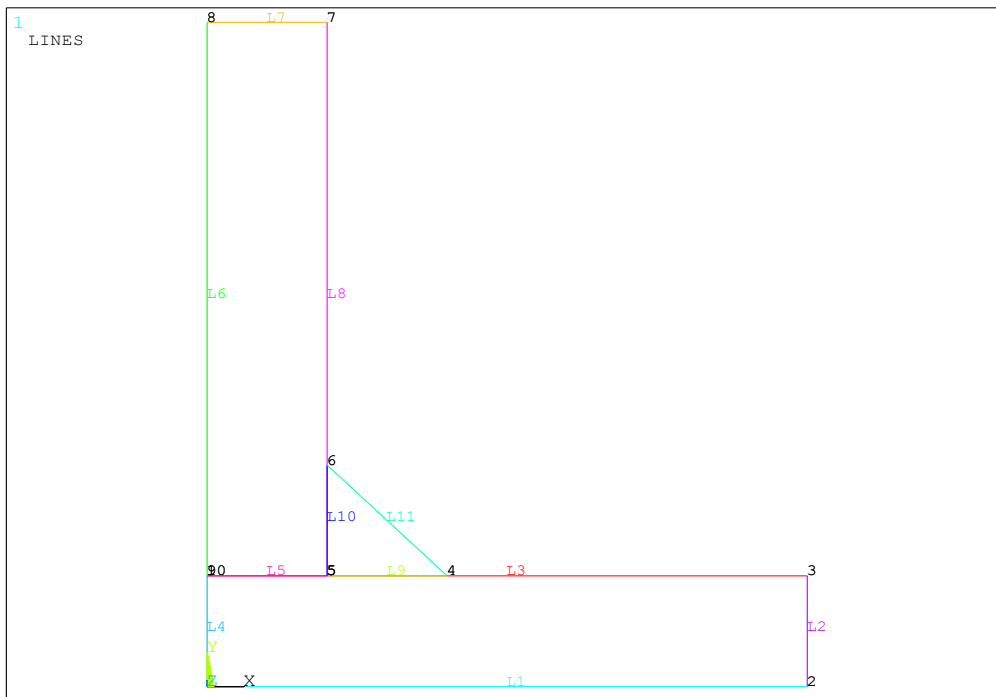
Şekil 4.10. Anahtar noktaların çalışma düzleminde görünümü

NO.	X	Y	Z	LOCATION	THY	THZ	THX	ANGLES
1	0.000000	0.000000	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
2	0.500000E-01	0.000000	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
3	0.500000E-01	0.100000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
4	0.200000E-01	0.100000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
5	0.100000E-01	0.100000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
6	0.100000E-01	0.200000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
7	0.100000E-01	0.600000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
8	0.000000	0.600000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
9	0.000000	0.100000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
10	0.000000	0.100000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	
11	0.200000E-01	0.200000E-01	0.000000		0.0000	0.0000	0.0000	

Şekil 4.11. Noktaların listesi

#### 4.7.2. Çizgilerin oluşturulması

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Lines > Straight Lines seçeneğinden noktalar sırasıyla mouse ile işaretlenir ve çizgiler oluşturulur. Bu aşamada dikkat edilmesi gereken ise modelleme sırasında çatlak oluşturabilmek için üst üste iki nokta belirlediğimiz için noktayı işaretlerken bize yeni bir pencere açacaktır. Hangi nokta ile çizgi oluşturmak istiyorsak “Next” ya da “Previous” komutlarını kullanarak belirleriz.



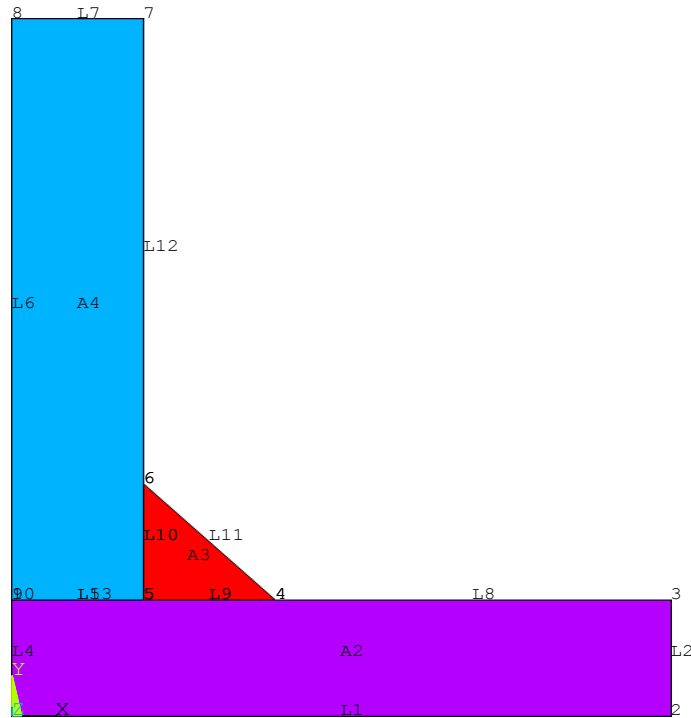
Şekil.4.12. Çizgilerin oluşturulması

NUMBER	KEYPOINTS	LENGTH	(NO. IN)	(SPACE)	KYND	NO. IN	SPACE	#NODE	#ELEM	HAT	REAL	TYP	ESYS
1	1	2	0.5000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
2	2	3	0.1000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
3	3	10	0.5000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
4	10	1	0.1000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
5	9	8	0.5000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
6	8	7	0.1000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
7	7	5	0.5000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
8	5	9	0.1000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
9	6	5	0.1000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
10	5	4	0.1000E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0
11	4	6	0.1414E-01	0	1.000	0		0	0	0	0	0	0

Şekil.4.13. Çizgilerin listesi

### 4.7.3. Alanların oluşturulması

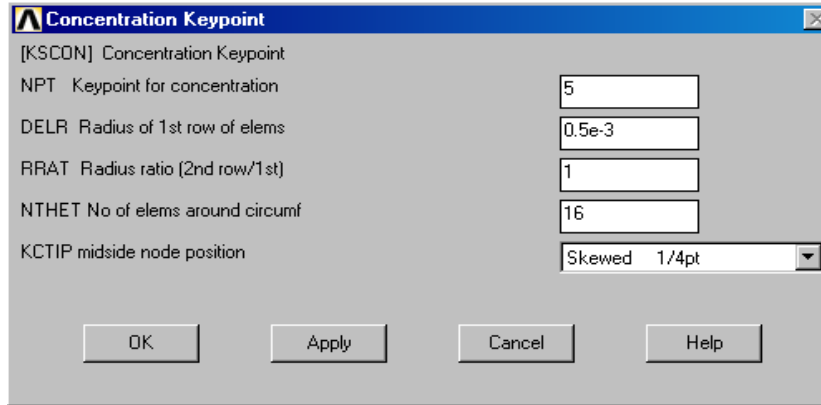
Çizgilerimizden yararlanarak üç adet alan belirleyeceğiz. Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Arbitrary > By Lines. Alanlardan A4 ile A3, A3 ile A2 yi birbirine yapıştıracağız. Main menu > Preprocessor > Modeling > Operate > Booleans > Glue böylece farklı çizgiler ve ortak çizgiler üzerinde oluşan bu üç alan arasında çekme kuvveti ve burulma uyguladığımız zaman oluşan boşluk bize çatlağımızı verecek.



Şekil.4.14. Alanların oluşturulması

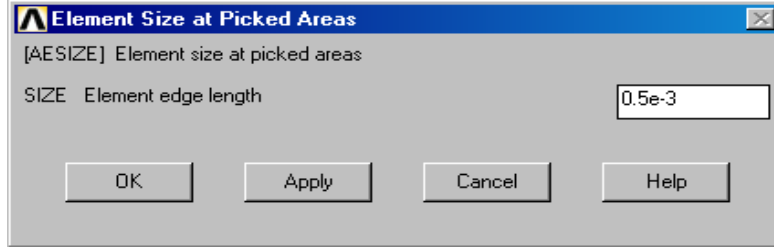
#### 4.8. Küçük Elemanlara Ayırma

Çözüm için ansyde öncelikle küçük elemanlara ayırmak gerekmektedir. Bu şekilde oluşan her bir noktadaki gerilmeler ve deformasyonlar elde edilebilmektedir. Mesh dörtgenlerden oluşmaktadır. Ancak çatlak çevresinde üçgen eleman atamamız gerekecektir. Kırılma mekaniğinde sonlu elemanlar modelinde çatlak etrafındaki elemanların çevre boyunca üçgen elemanlar (singular) olması gerekir. Bunu için çatlak dibindeki keypointte bu özellik tanımlanır. Main Menu > Preprocessor > Modeling > Meshing > Size Cntrls > Concenrats KPs

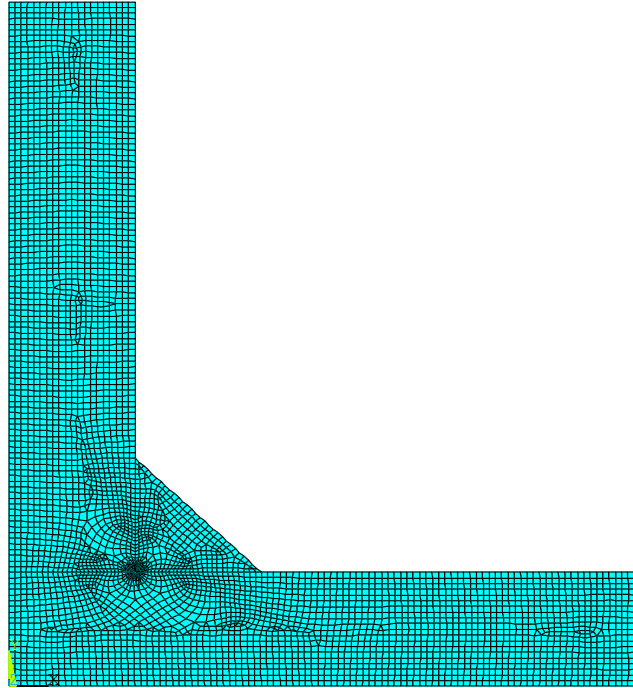


Şekil.4.15. Çatlak ucunun yoğunlaştırılması

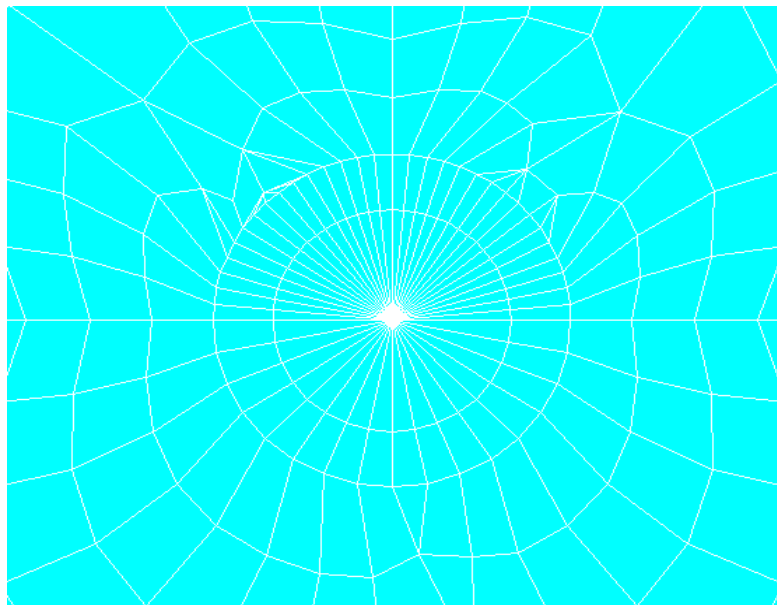
Bu pencerede ilk değer çatlak dibinde seçtiğimiz keypoint'in numarasıdır. İkinci değer çatlak etrafında oluşturduğumuz dairenin yarıçapını verir. Üçüncü değer ikinci elemanın birince elemana olan oranını belirtir. Dördüncü değer ise merkezin etrafındaki eleman sayısını belirler. Beşinci değer midside node position olarak tanımlanan, skewed 1/4 pt seçmemizin sebebi merkez nokta etrafındaki ilk 4 sıra geometrisinde simetriyi bozmamaktır. Skewed 1/2 pt seçilirse 2. sıra elemanlardan sonra geometriyi bozarak üçgen elemanlardan dörtgen elemanlara geçiş sağlanır. Bu tanımlandıktan sonra MainMenu > Preprocessor > Meshing > MeshTool > Areas > Set > Pick All eleman büyüklüğü girilir. Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Mesh > Pick All tüm model küçük alanlara bölünür. Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Mesh > Pick All tüm model küçük alanlara bölünür.



Şekil.4.16. Alanların mesh büyüklüğü



Şekil 4.17. Mesh edilmiş model

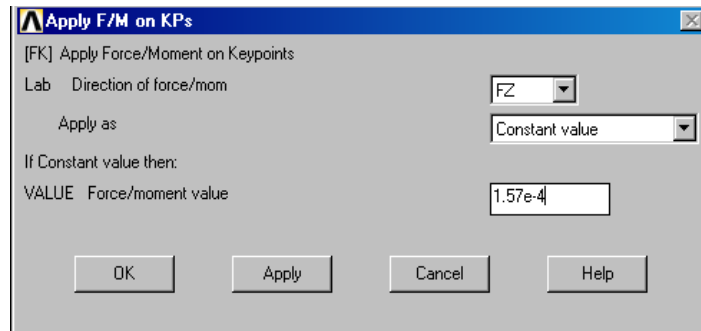


Şekil.4.18. Çatlak bölgesi yoğunlaştırılmış

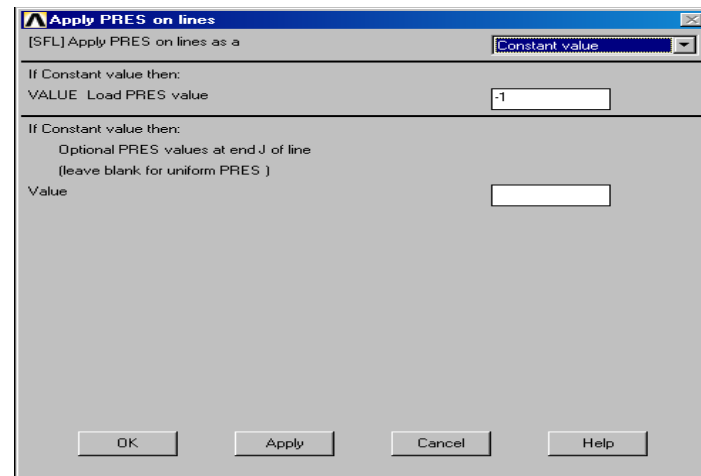


#### 4.9. Sınır Şartlarının Girilmesi

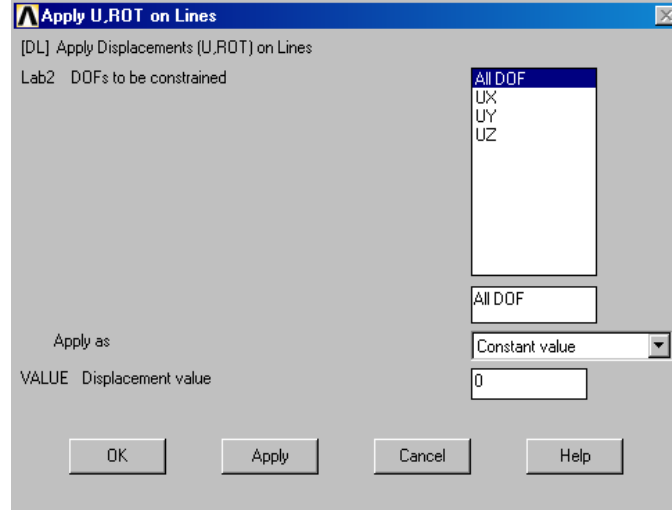
Şeklimizin üst yüzeyinden 1MPa çekme kuvveti ve silindirik parçanın dış yüzeyinde 1 MPalık gerilme meydana getirmesi için  $F=1.57 \cdot 10^{-4}$  newtonluk kuvvet modelin en üst sağ köşesindeki keypointe yüklenir. Böylece sistem çekme ve burulma etkisinde olacaktır. Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Pressure > On Lines ve Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Force/Moment > On Keypoints bunun dışına iki ayrı sınır şartı uyguluycaz birinde modelimizi ankastre kabul edip sonuç elde edicez diğeri simetrik deyip çözüm bulcaz. Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On Lines modelimizin altını işaretleyip tüm yönlerde sabitlediğimizde ankastre olacak.



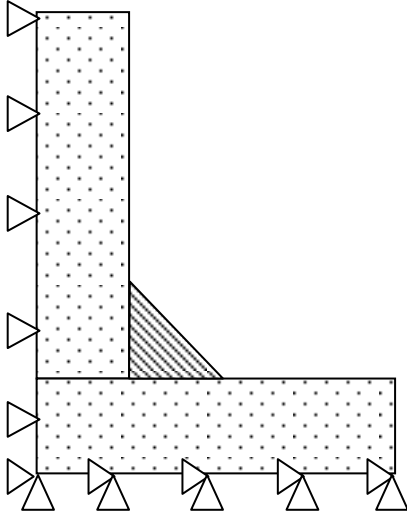
Şekil 4.19. Kuvvetin uygulanması



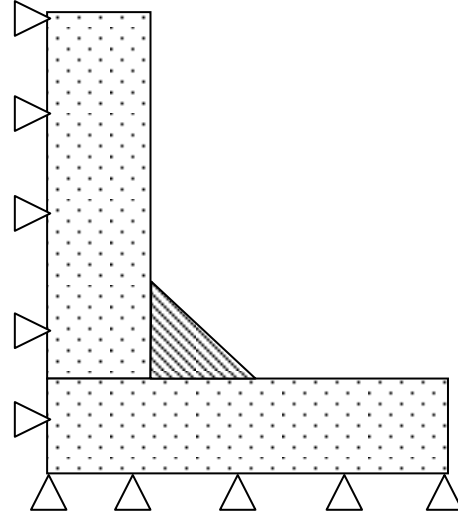
Şekil 4.20. Yayılı yükün uygulanması



Şekil.4.21. Sınır şartlarının uygulanması



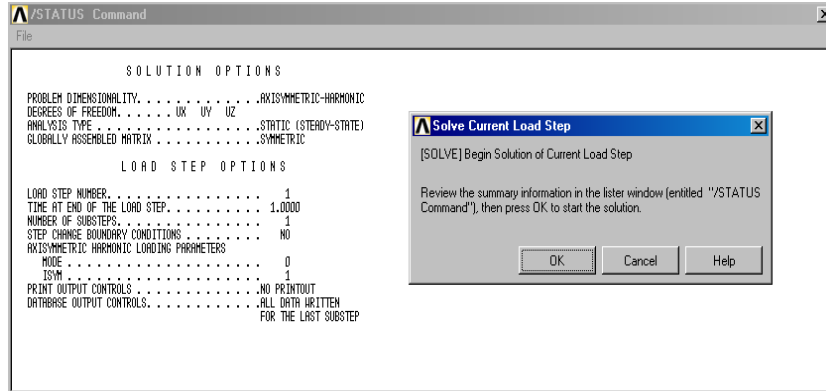
Şekil 4.22. Ankastre sınır şartı



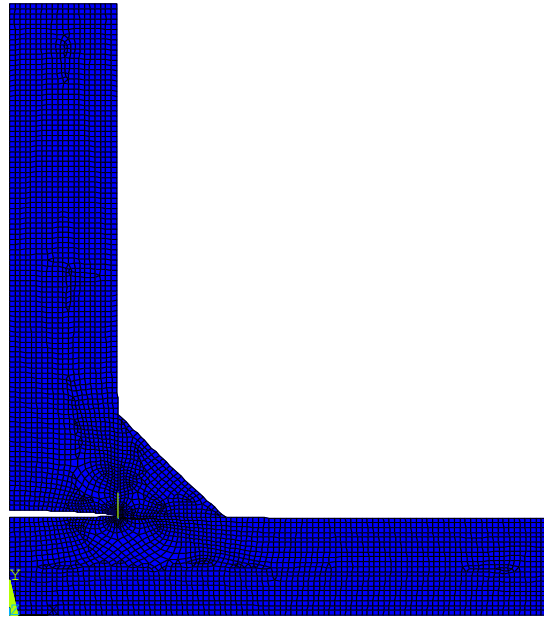
Şekil 4.23. Simetrik sınır şartı

#### 4.10. Çözümün Başlatılması

Main Menu > Solution > Solve > Current Ls seçeneği ile çözüm başlatılır. Modelimizdeki deformasyonu görebilmek için, Main Menu > General Postproc > Plot results > Deformed Shape denir.



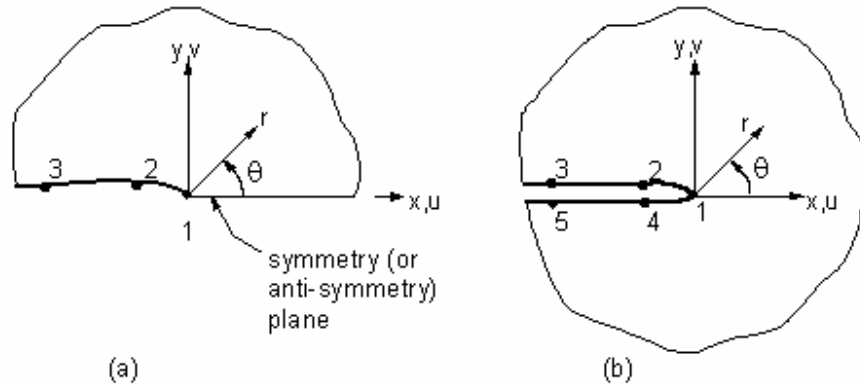
Şekil 4.24. Çözümün başlatılması



Şekil 4.25. Çatlak bölgesi deformasyonu

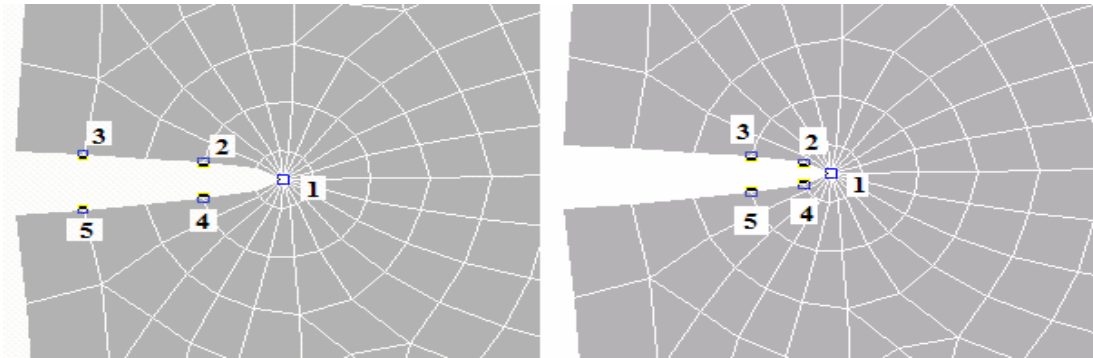
#### 4.10.1. Çatlak yüzey yolu tanımlanması

K değerinin hesaplanması için yörünge tanımlanması gerekir. Çatlak merkezinden uç kısma doğru nokta seçerek çatlak yüzeyini tanımlamamız gerekir.



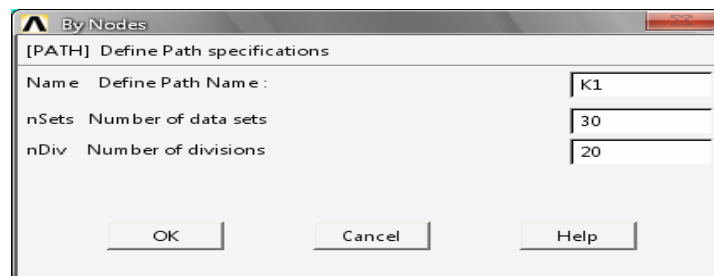
Şekil 4.26 Yarım ve tam modeller için yörünge tanımlaması

a şıkında gösterilenler yarım modeller için b şıkında gösterilen tam modeller içindir. Yarım modellerde 3, tam modellerde 5 nokta seçilir. Main Menu > General Postproc > Path Operations > Define Path > By Nodes seçeneğinin ardından simetri özelliğinin kullanılmadığı modelde beş adet düğüm noktası belirlenir. Seçilen ilk düğüm noktası çatlak ucunda olup, geri kalan diğer dört düğüm noktasının ikisi çatlak kenarının sol yüzeyi üzerinde, kalan ikisi de sağ yüzeyi üzerinde seçilir.



Şekil 4.27. Yörüngeler

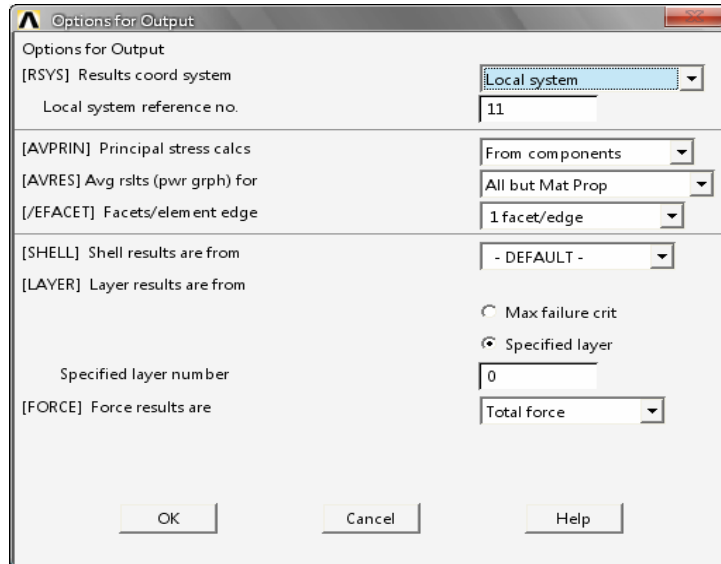
Şekilde iki farklı çatlak yüzeyi tanımlaması görülüyor. Bunlardan birisini veya daha başka uygun olanı ile yörünge tanımlanır. Yukarıdaki düğümleri şekildeki numara sırasına göre tıklanır.



Şekil 4.28. Çatlak yüzeyi yolu tanımlanması

#### 4.10.2. Çatlak ucu koordinat sistemi tanımlanması

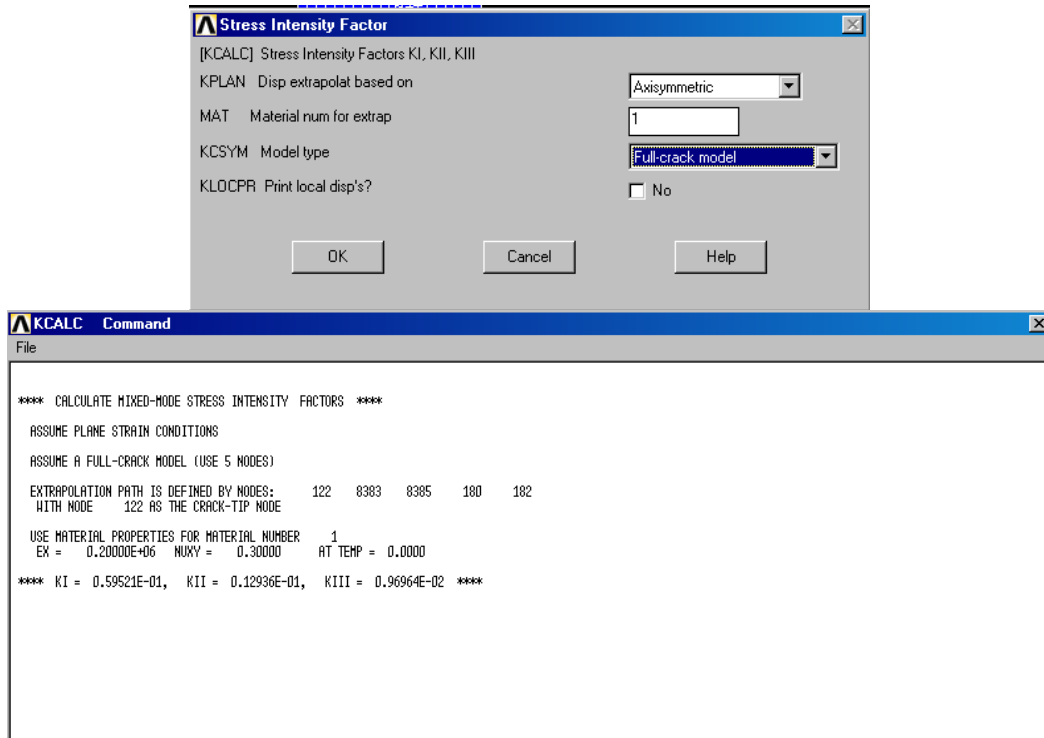
Utility Menu > WorkPlane > Local Coordinate Systems > Create Local CS > By 3Nodes seçeneği ile farklı bir çatlak ucu koordinat sistemi tanımlanır. Yeni koordinat sistemi tanımlanırken ilk düğüm noktası çatlak ucu, ikinci düğüm noktası çatlağın paralelinde ve x ekseninde olan nokta ve son düğüm noktası da y ekseninde ve çatlağa dik olan nokta olarak belirlenir. Utility Menu > WorkPlane > Change Active CS to > Specified Coord Sys diyerek yeni koordinat sistemine geçilir. İstenilen değerlerin de bu koordinat sistemine göre hesaplanması için Main Menu > General Postproc > Options for Outp > Local System denir.



Şekil 4.29. Çatlak ucu koordinat sistemi tanımlanması

#### 4.10.3. Gerilme Şiddet Faktörü Değerinin Okunması

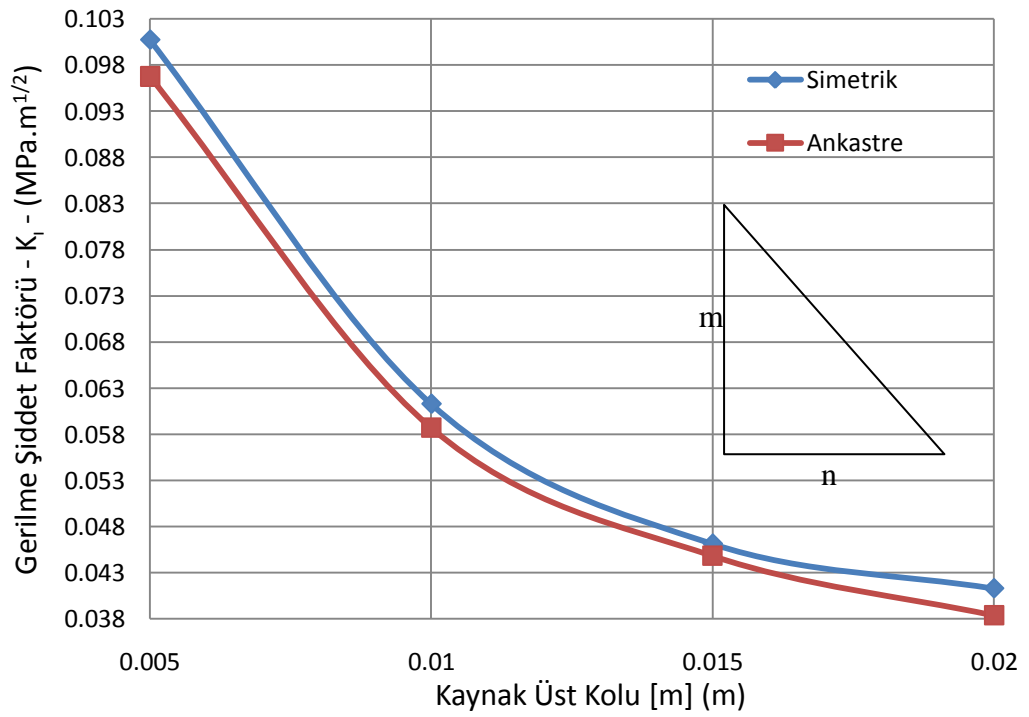
Main Menu > General Postprocessor > Nodal Calcs > Stress Int. Factr seçeneği ile açılan pencerede axisymmetric durum seçilir ve gerilme şiddet faktörü değeri okunur.



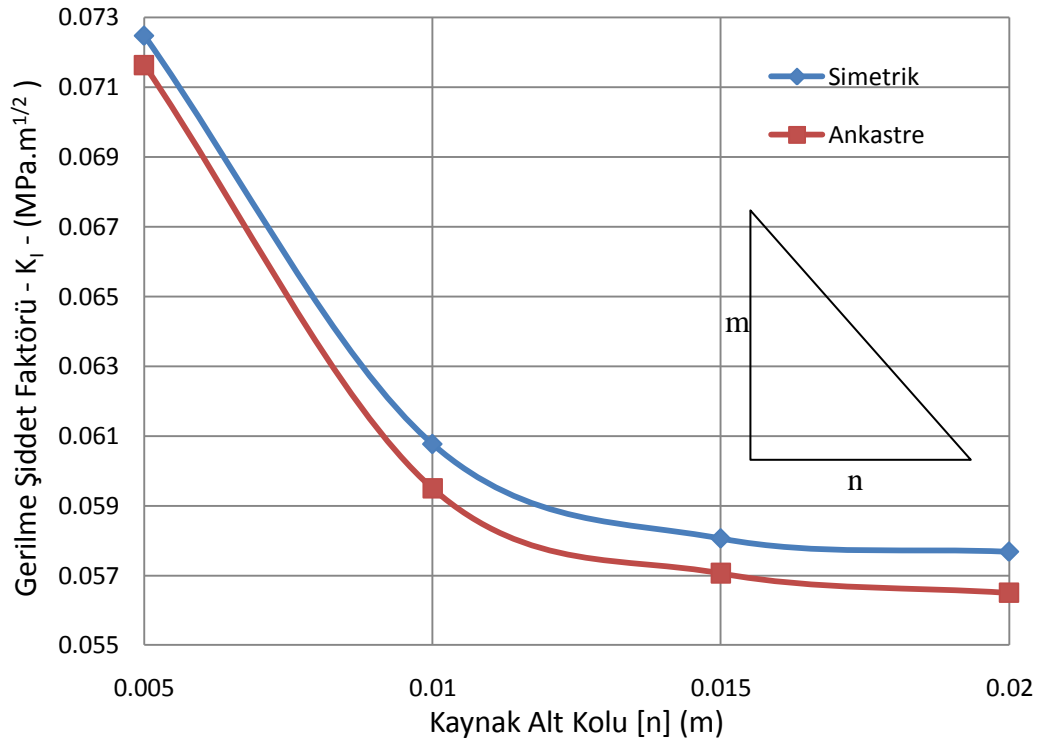
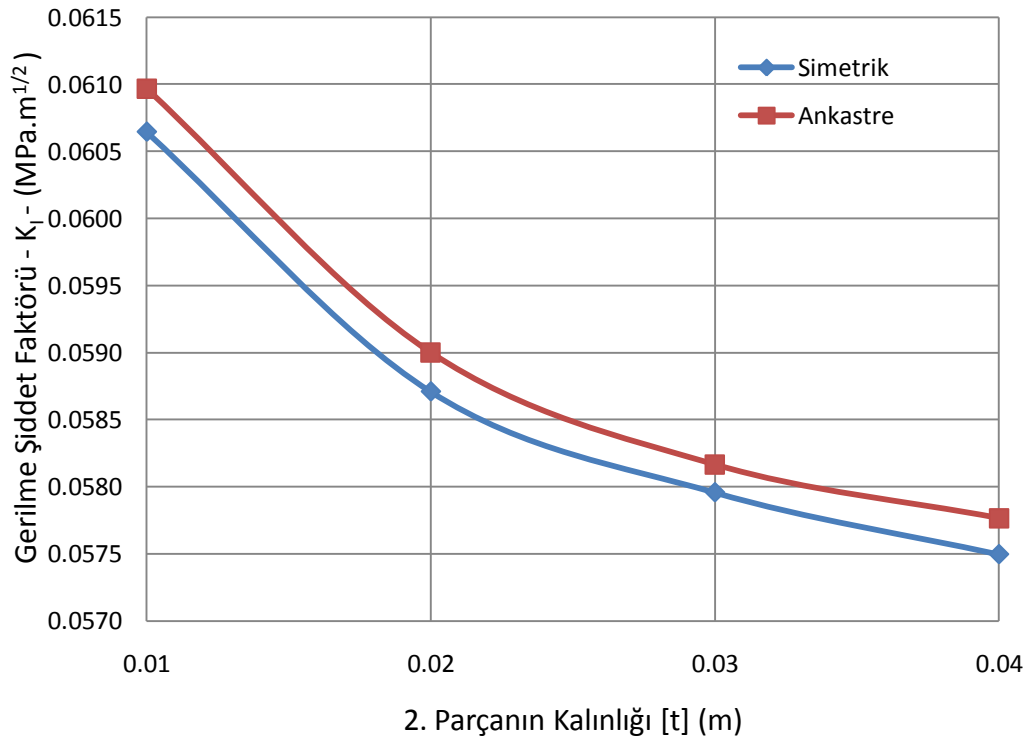
Şekil.4.30. Gerilme şiddet faktörünün okunması

## BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

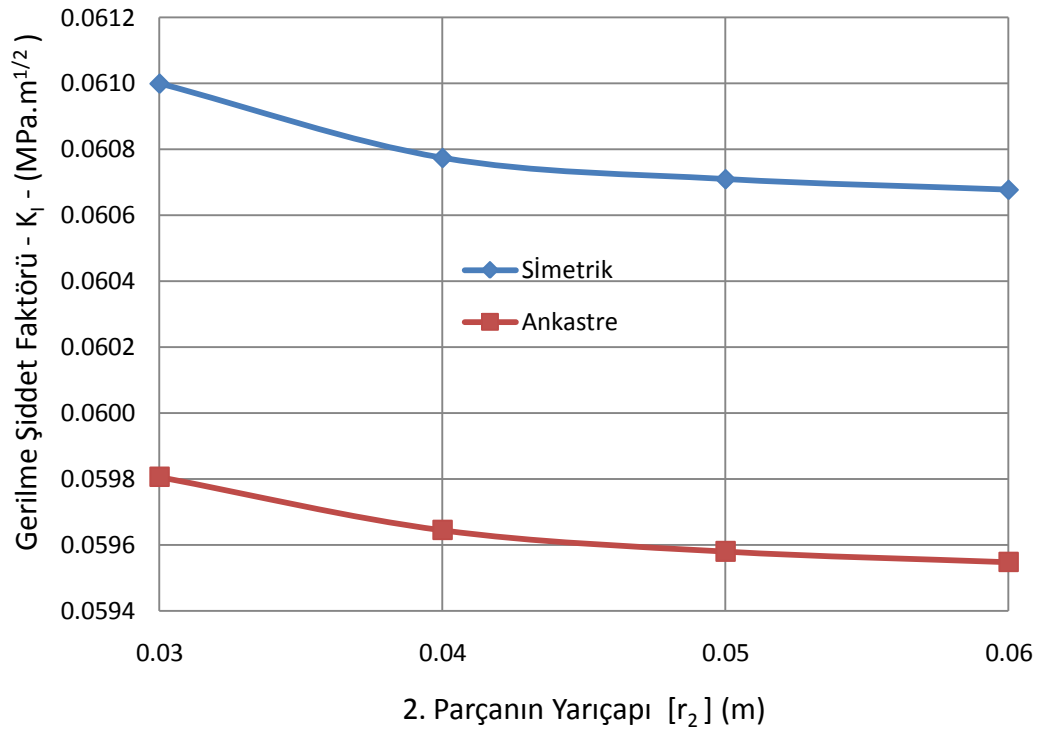
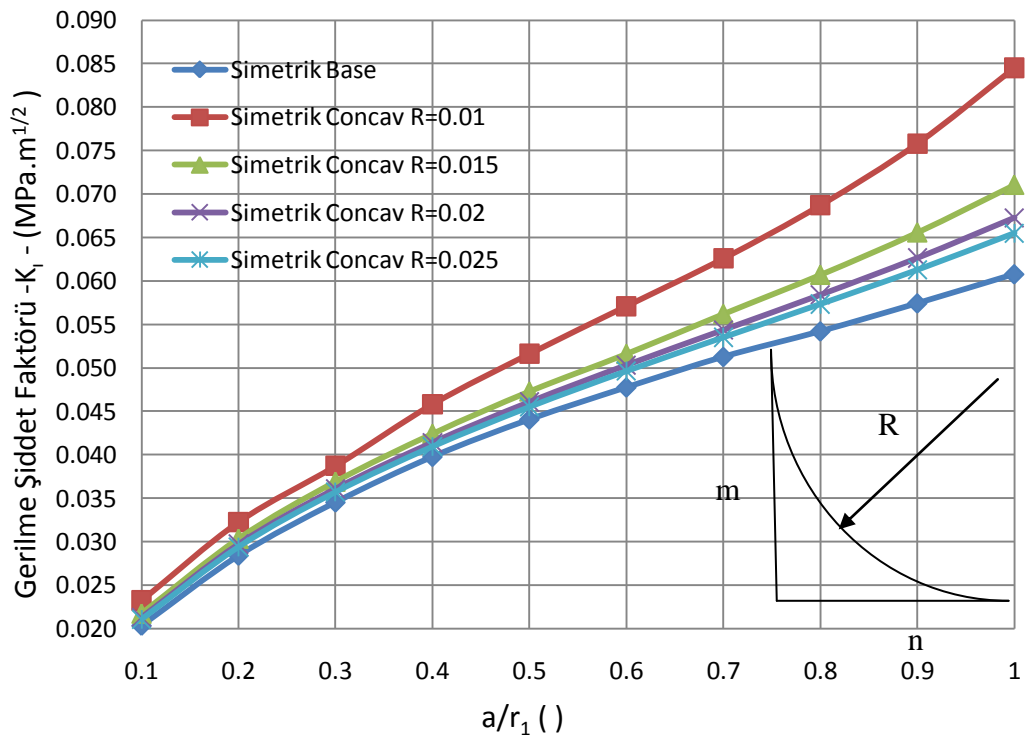
Bu bölümde kaynak kökündeki gerilme şiddet faktörleri değerlerinin yapılan konstrüktif değişikliklere bağlı değişimleri grafikler halinde verilmiştir. Grafikler ilk önce  $K_I$  değerleri için sonra  $K_{II}$  ve en sonda  $K_{III}$  için sıralanmıştır. Yapılan analizler sonucunda varılan sonuçlar ve yorumları, grafiklerden sonra verilmiştir.

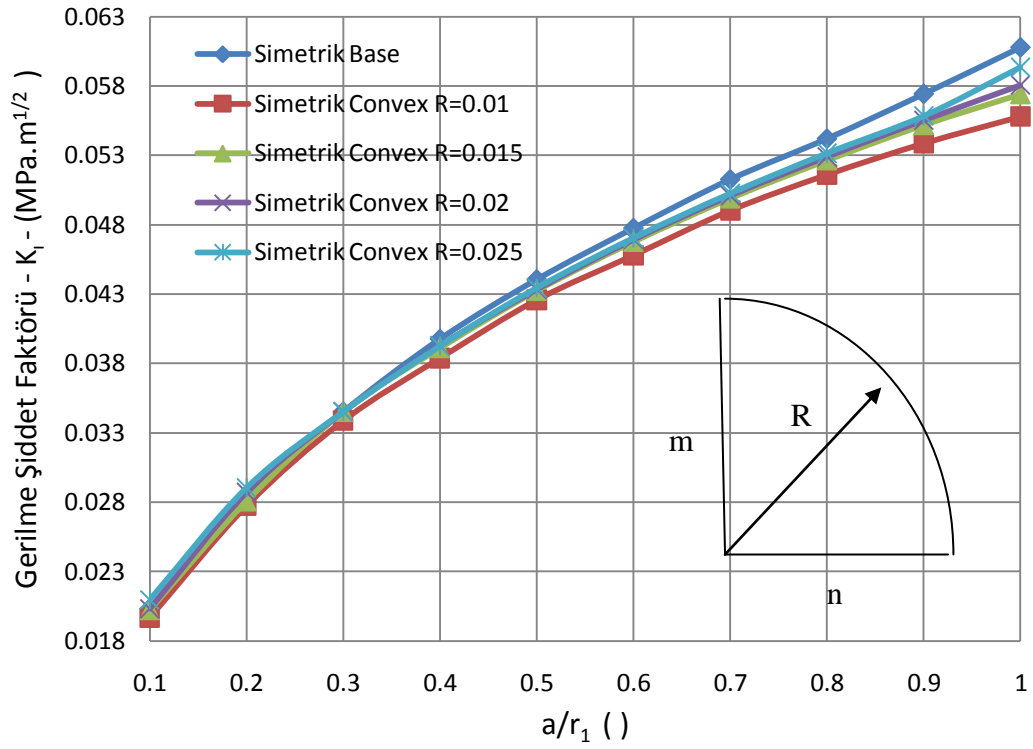
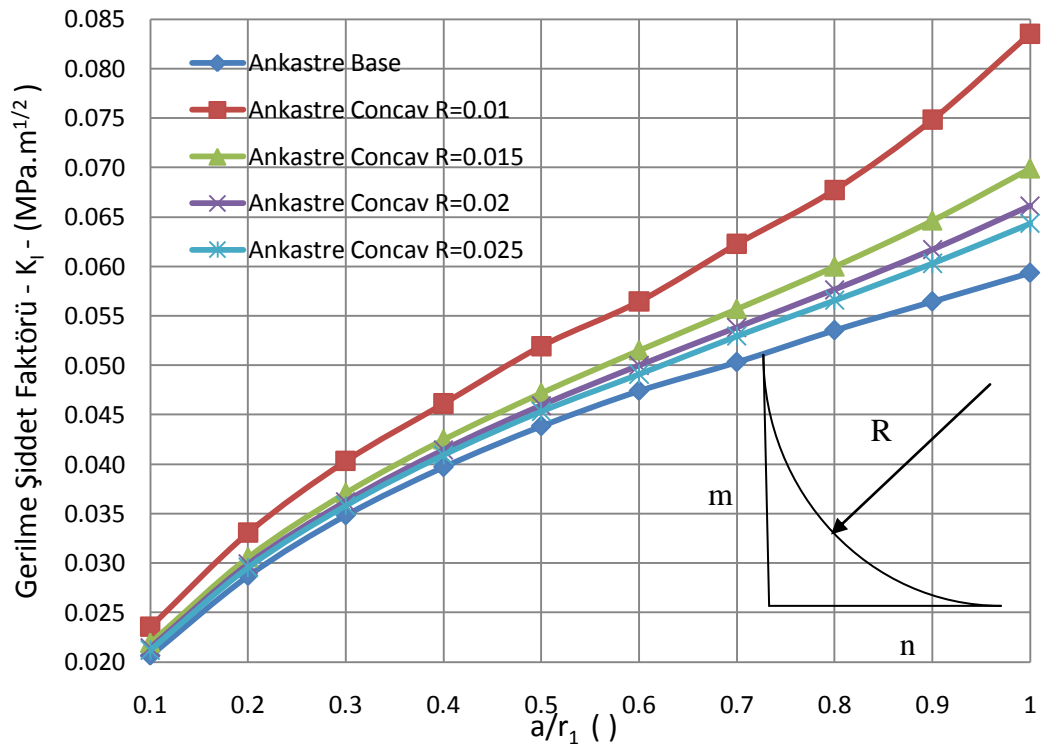


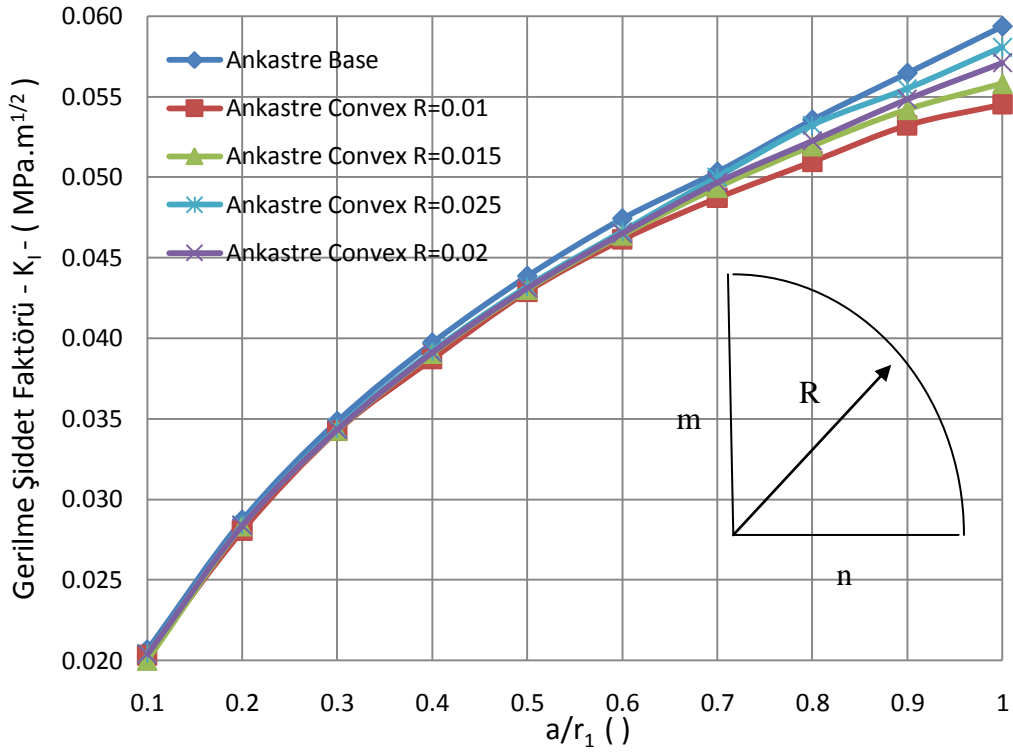
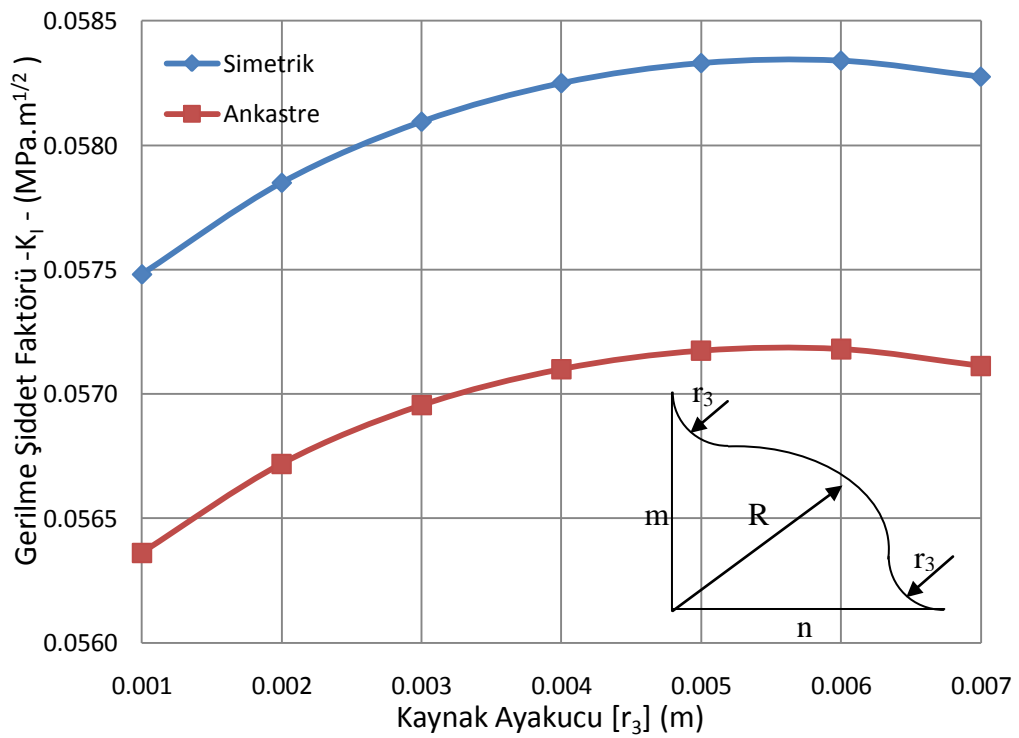
Şekil 5.1. Kaynak üst kolu için  $K_I$  değişimi

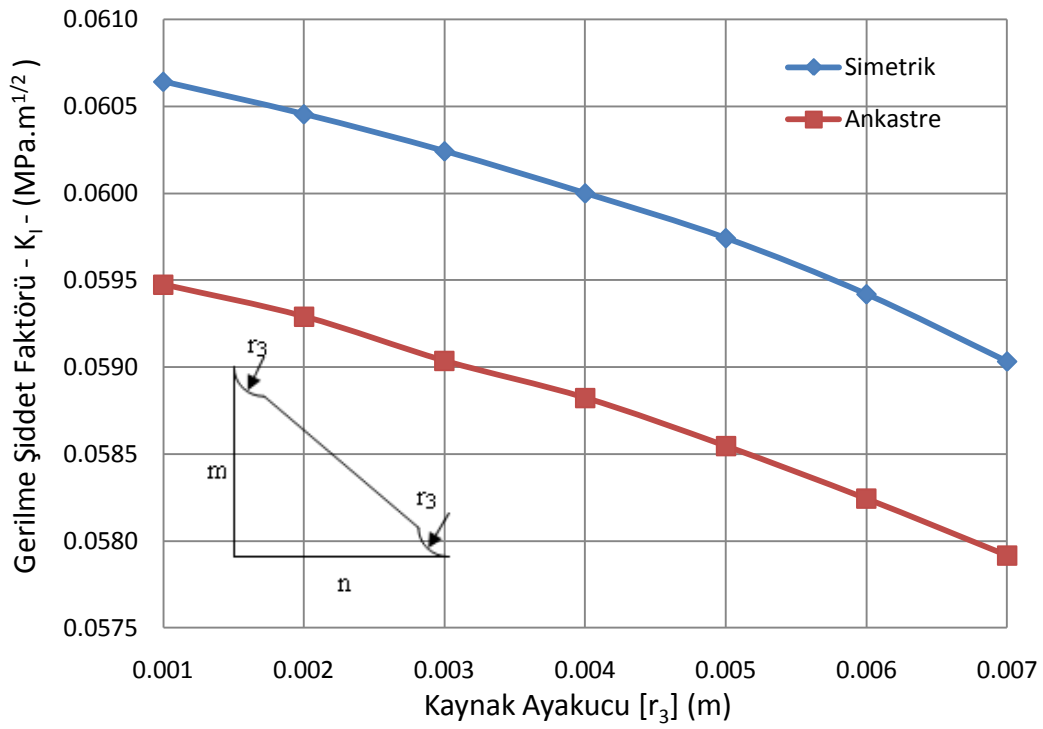
Şekil 5.2. Kaynak alt kolu için  $K_I$  değişimiŞekil 5.3. 2.parçanın kalınlığıyla  $K_I$  değişimi



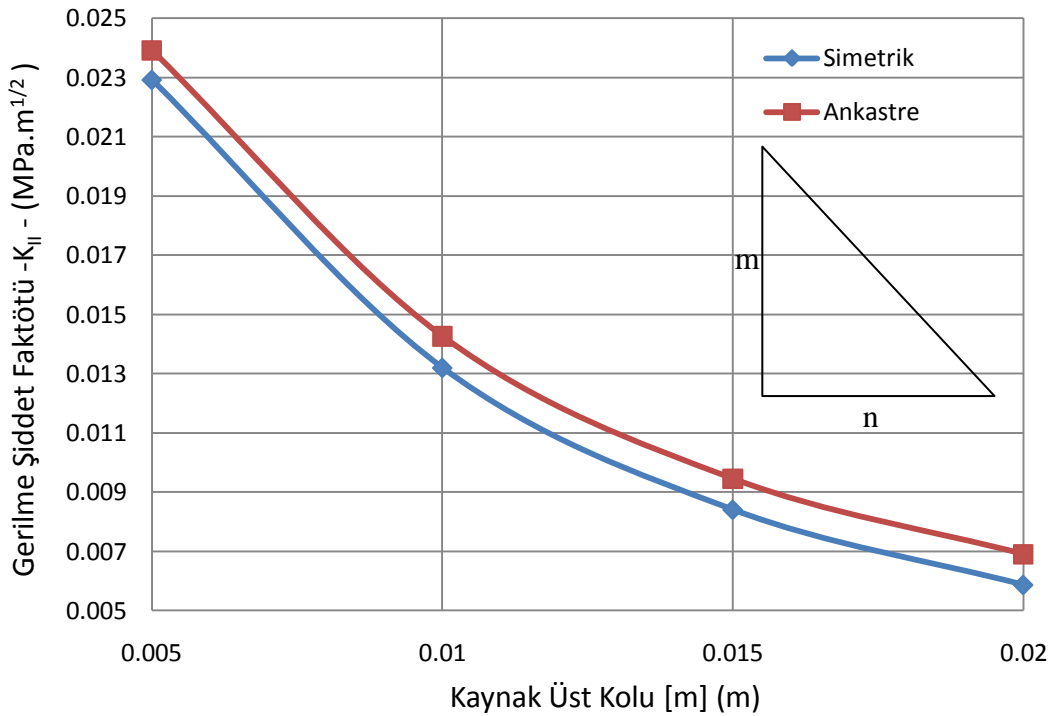
Şekil 5.4. 2.parçanın yarıçapıyla  $K_I$  değişimiŞekil 5.5. Simetrik içbükeylikte  $K_I$  değişimi

Şekil 5.6. Simetrik dışbükeylikte  $K_I$  değişimiŞekil 5.7. Ankastre içbükeylikte  $K_I$  değişimi

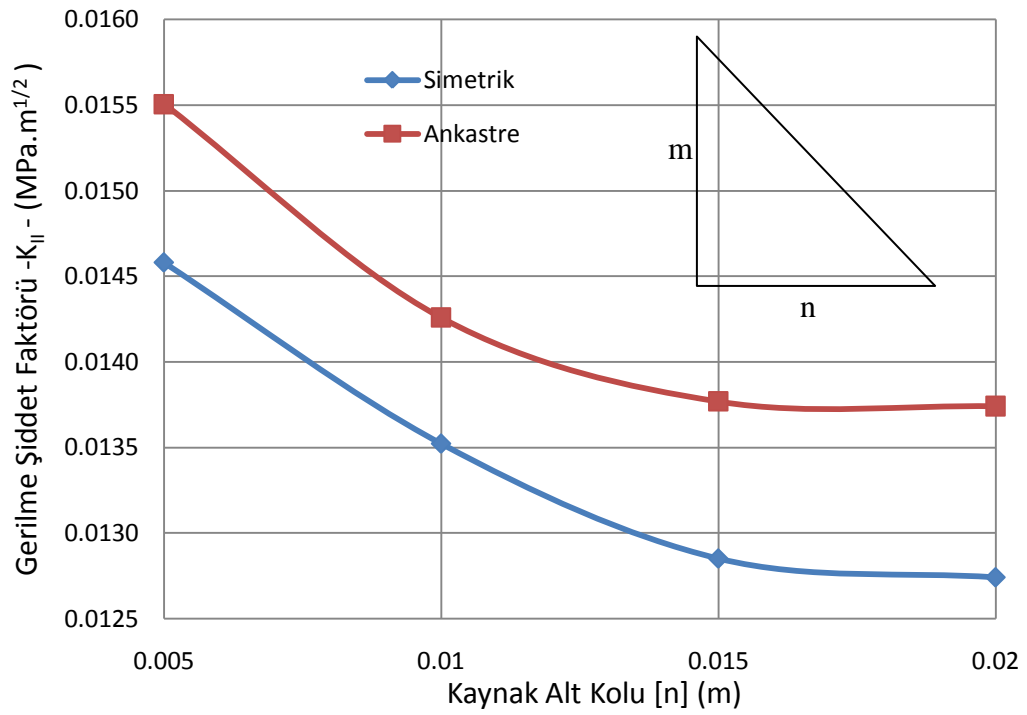
Şekil 5.8. Ankastrе dışbükeylikte  $K_I$  değışimiŞekil 5.9. Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı ( $r_3$ ) ile dışbükey köşe kaynak için  $K_I$  değışimi



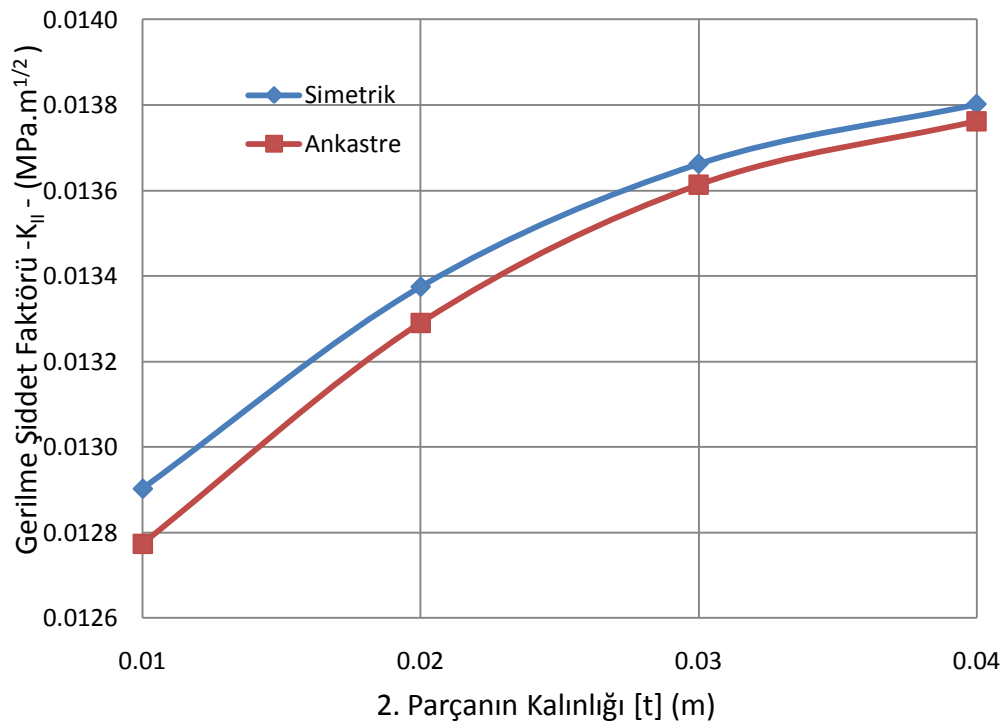
Şekil 5.10. Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı ( $r_3$ ) ile standart köşe kaynak için  $K_I$  değişimi



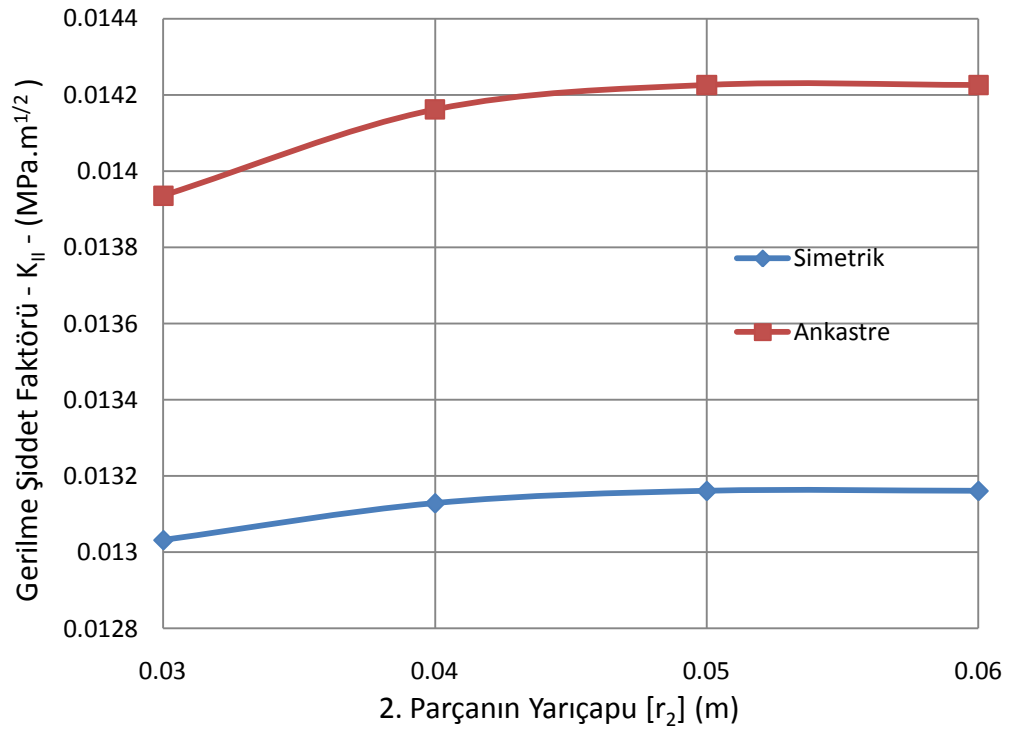
Şekil 5.11. Kaynak üst kolu için  $K_{II}$  değişimi



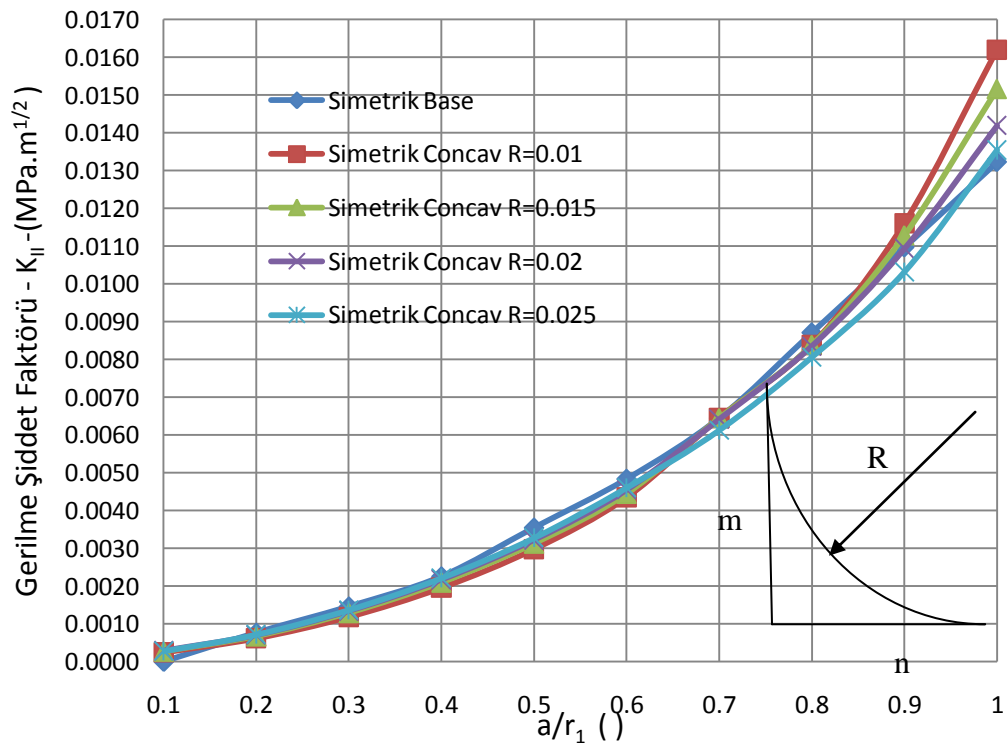
Şekil 5.12. Kaynak alt kolu için  $K_{II}$  değişimi



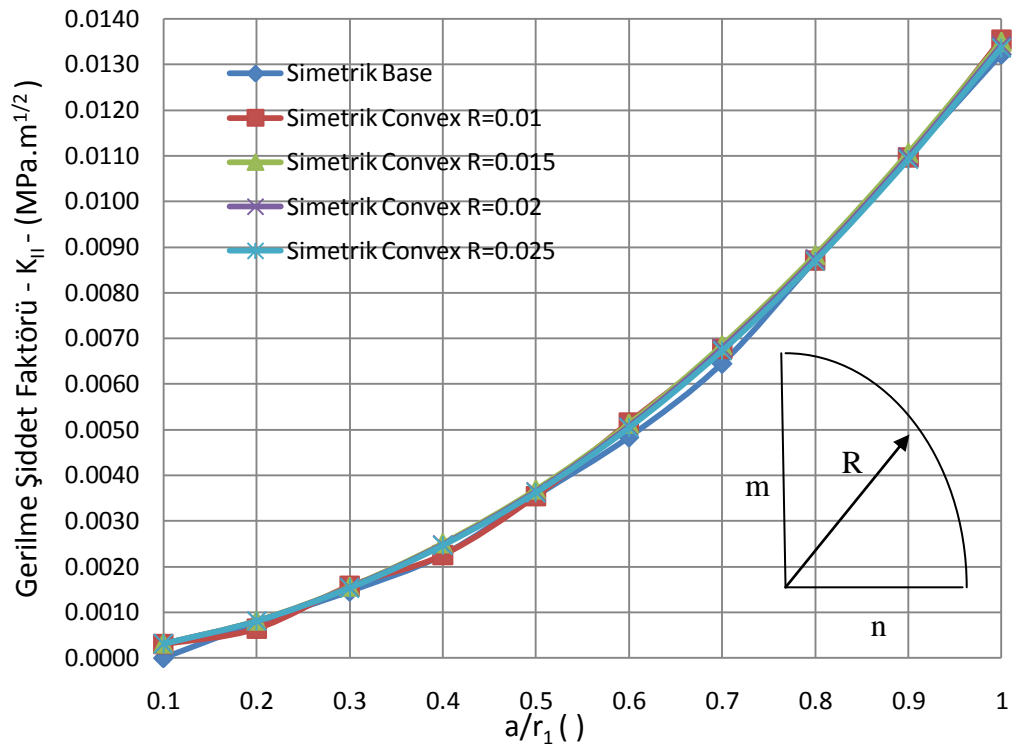
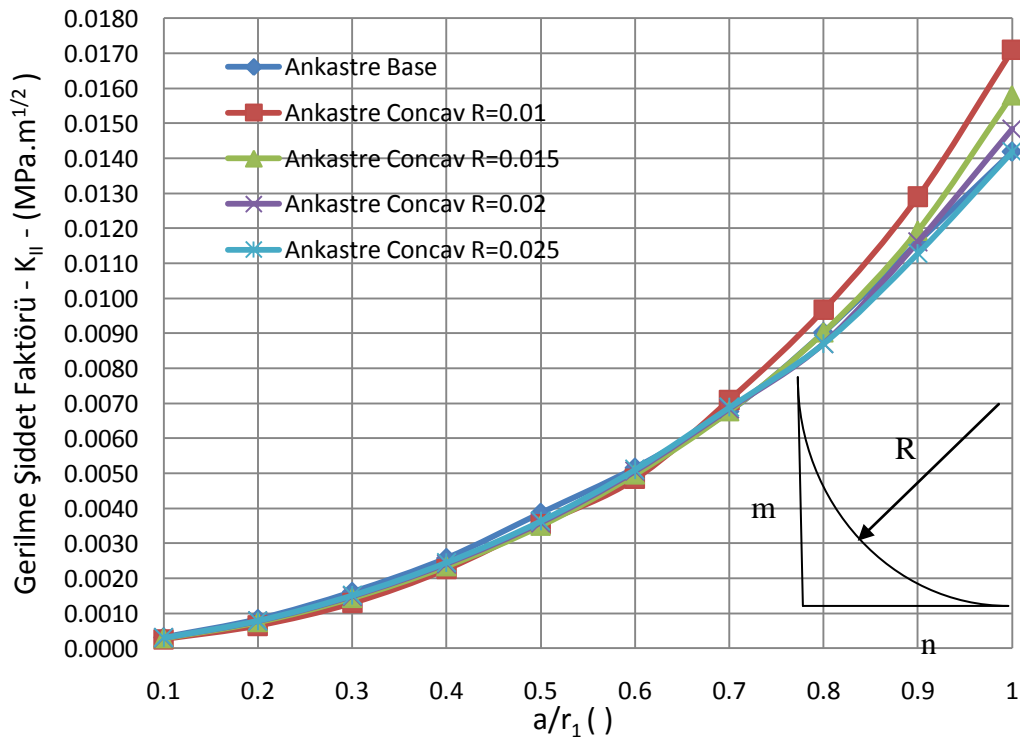
Şekil 5.13. 2. parçanın kalınlığıyla  $K_{II}$  değişimi

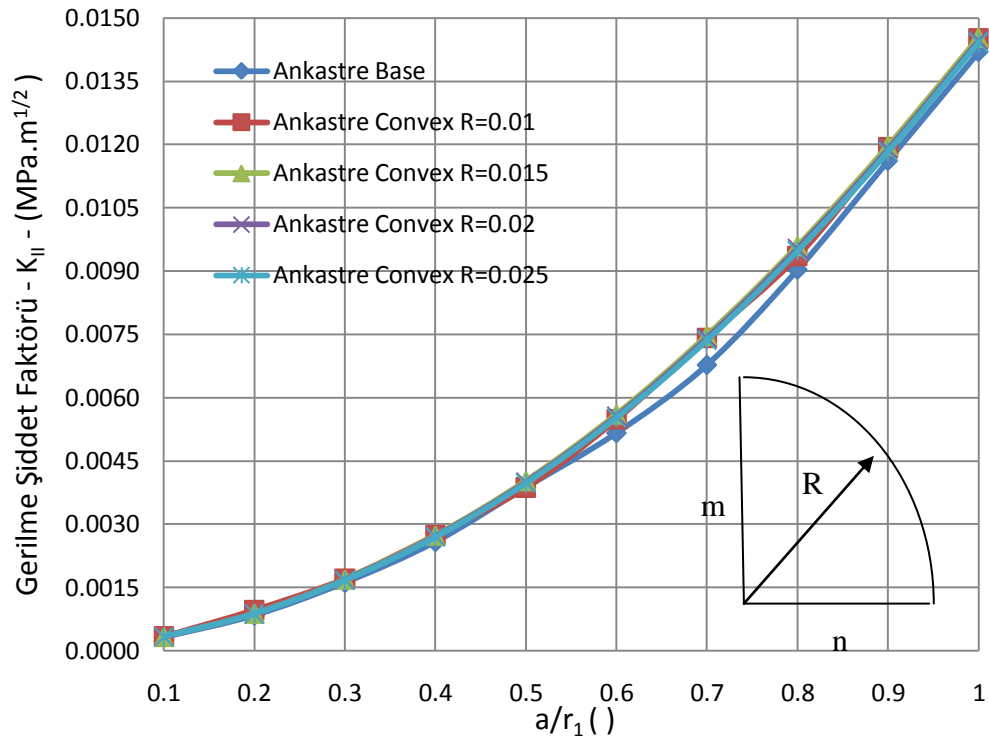
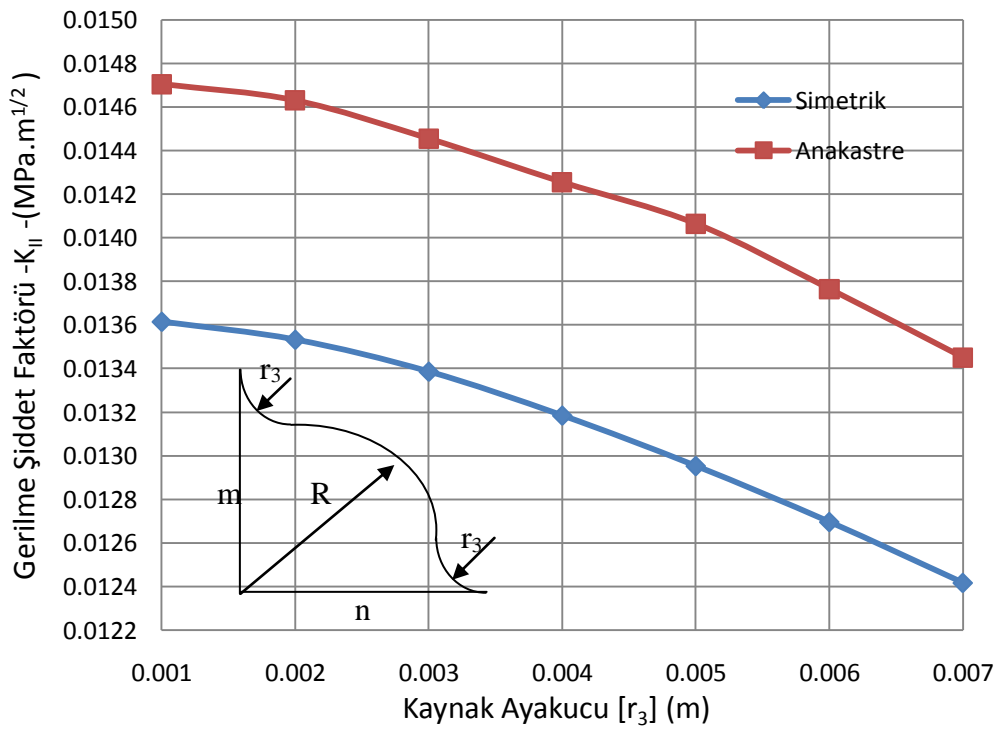


Şekil 5.14. 2. parçanın yarıçapıyla  $K_{II}$  değişimi

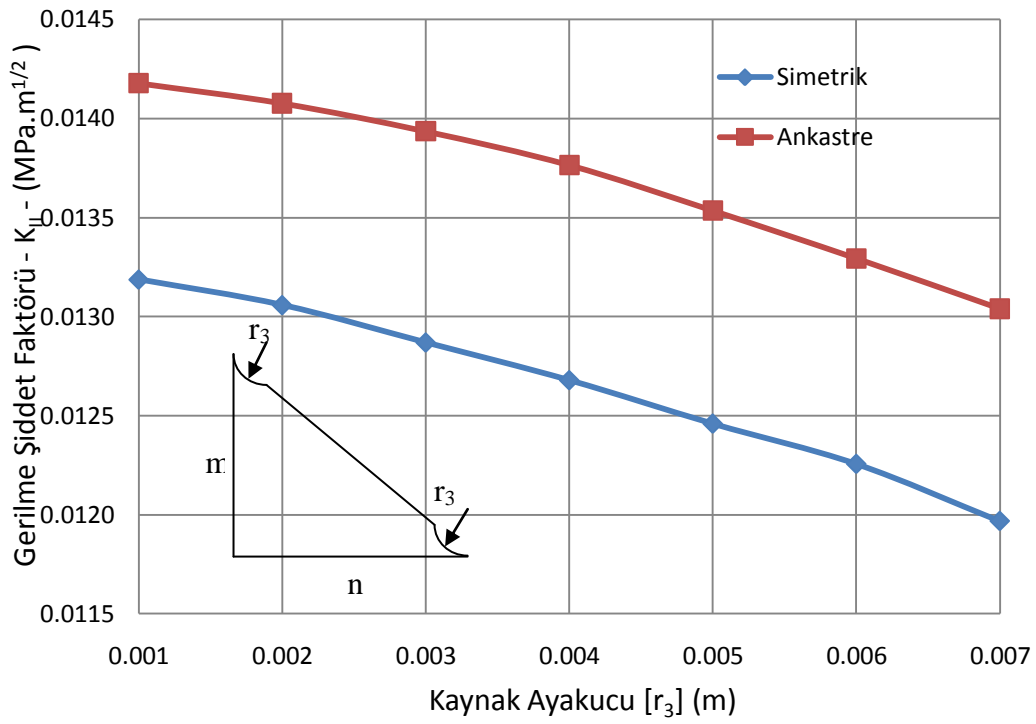


Şekil 5.15. Simetrik içbükeylikte  $K_{II}$  değişimi

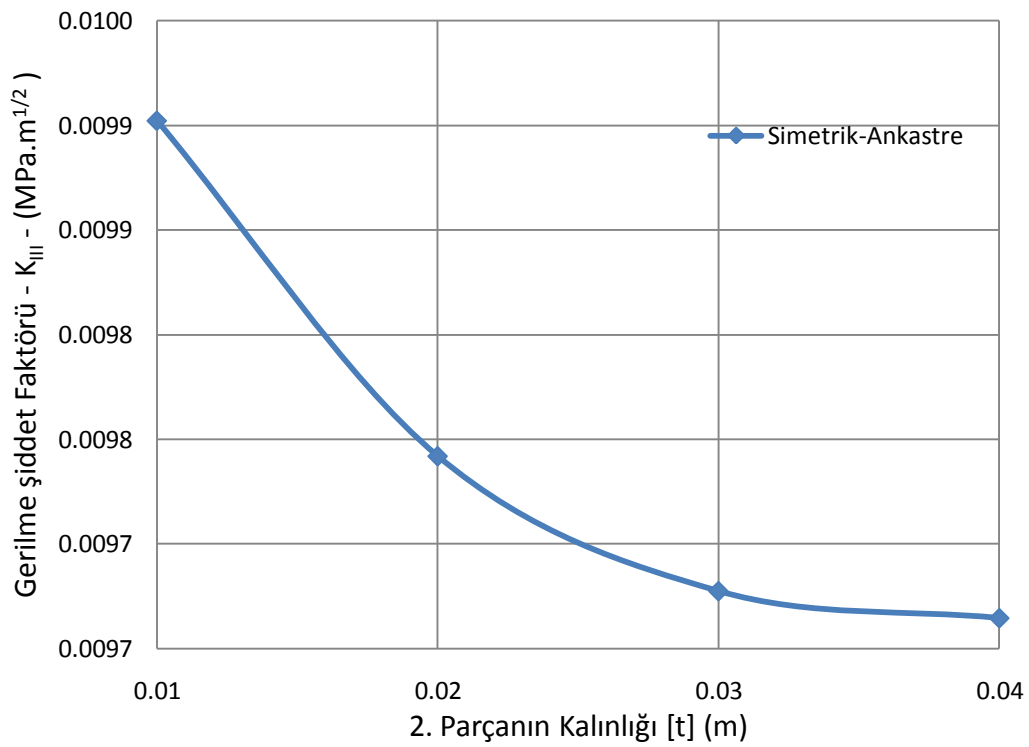
Şekil 5.16. Simetrik dışbükeylikte  $K_{II}$  değişimiŞekil 5.17. Ankastre içbükeylikte  $K_{II}$  değişimi

Şekil 5.18. Ankastrre dışbükeylikte  $K_{II}$  değişimiŞekil 5.19. Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı ( $r_3$ ) ile dışbükey köşe kaynak için  $K_{II}$  değişimi

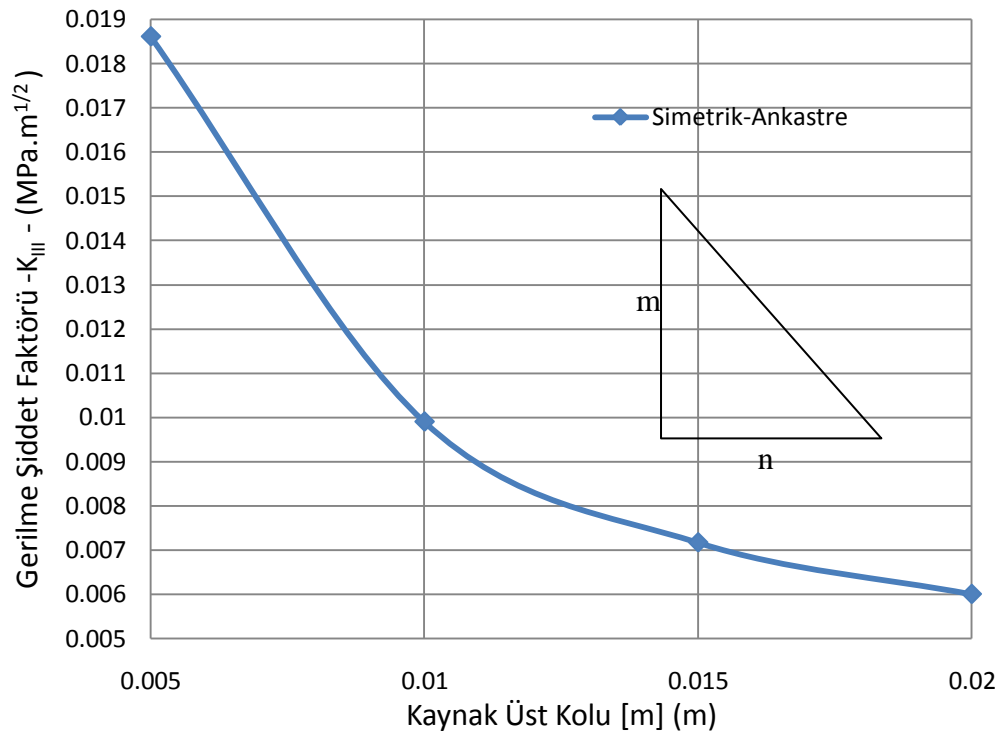
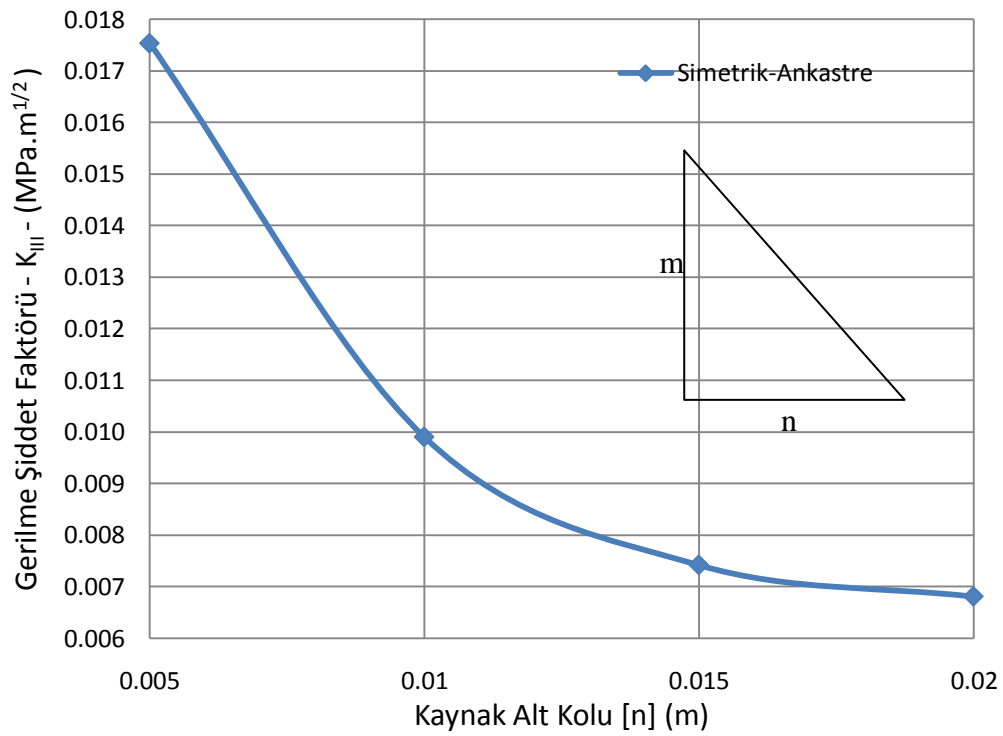


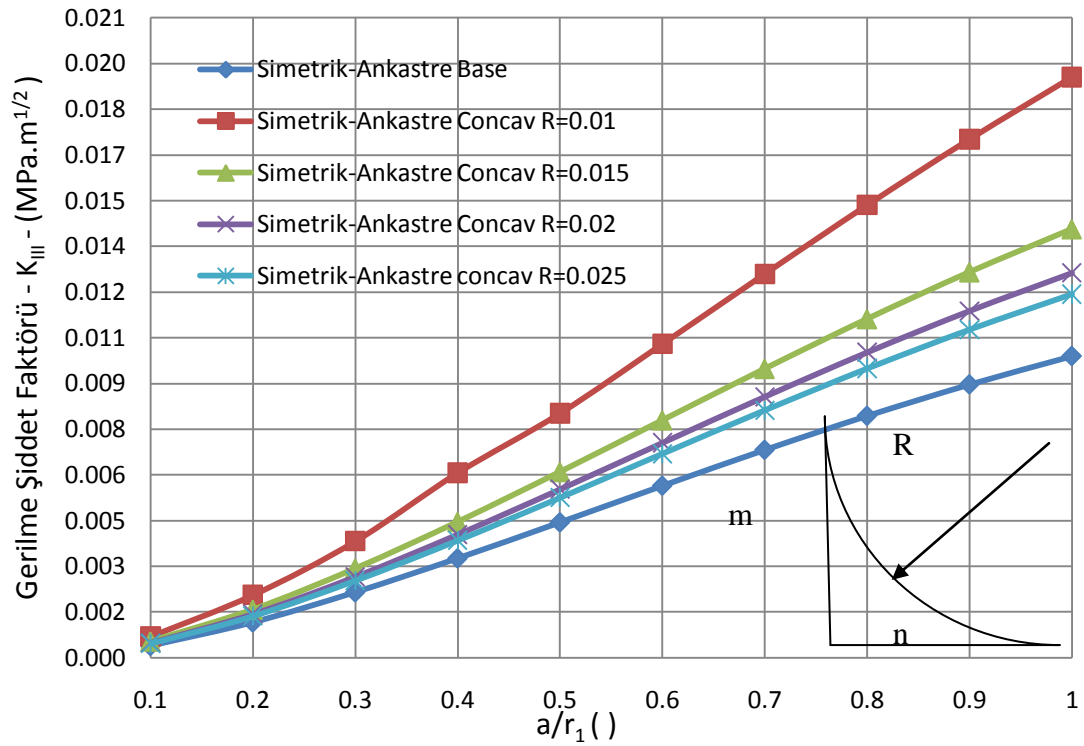
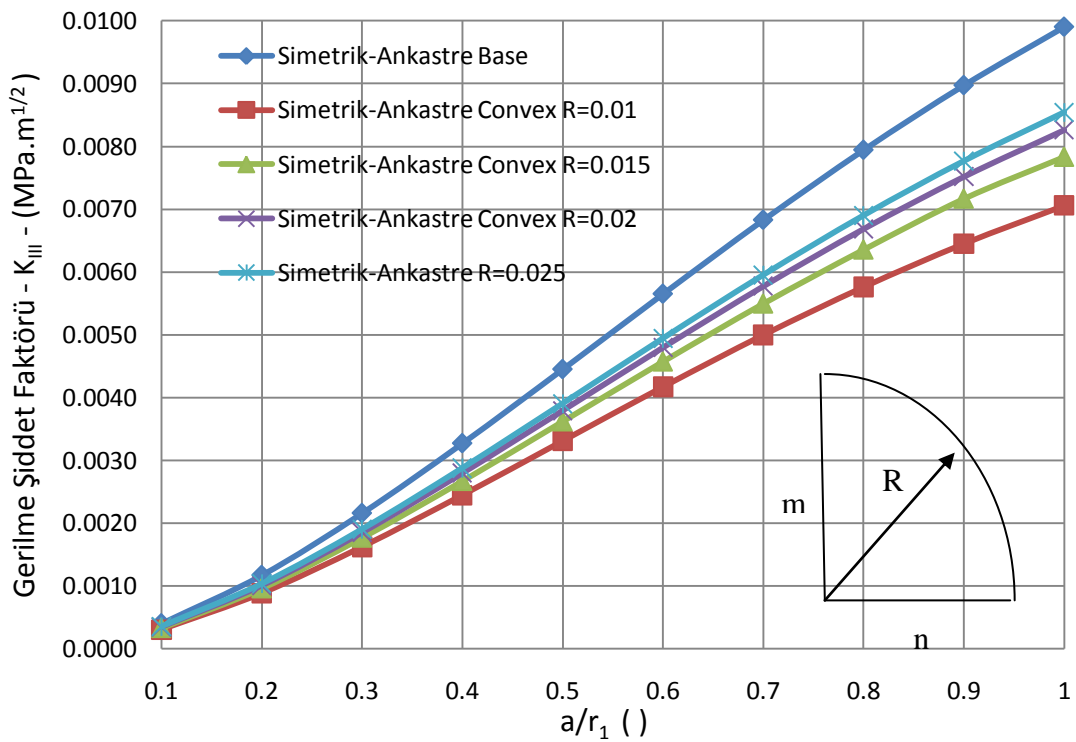


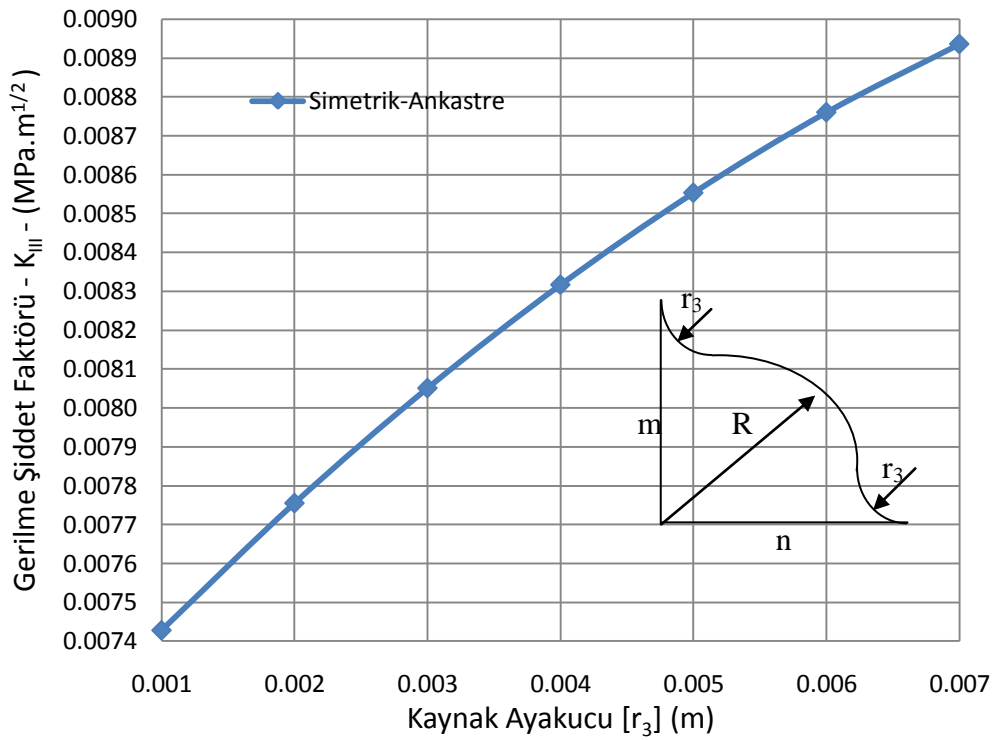
Şekil 5.20. Kaynak ayakucu eğrilik yarıçapı ( $r_3$ ) ile standart köşe kaynak için  $K_{II}$  değişimi



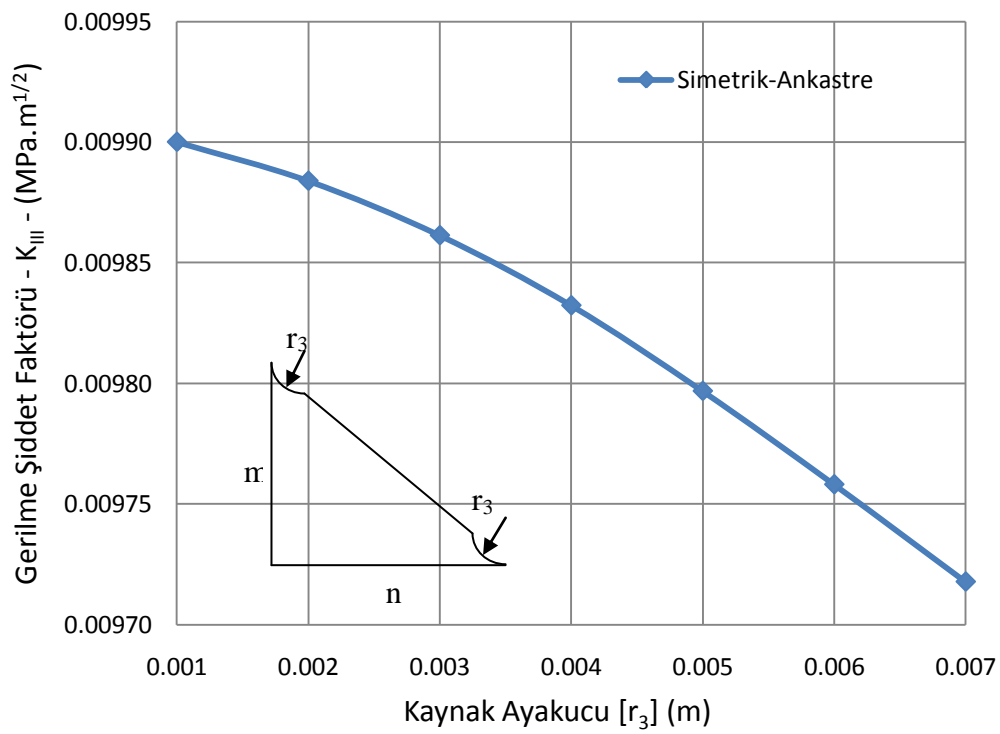
Şekil 5.21. 2. parçanın kalınlığıyla  $K_{III}$  değişimi

Şekil 5.22. Kaynak üst koluyla  $K_{III}$  değişimiŞekil 5.23. Kaynak alt koluyla  $K_{III}$  değişimi

Şekil 5.24. İçbükeylikle  $K_{III}$  değişimiŞekil 5.25. Dışbükeylikle  $K_{III}$  değişimi



Şekil 5.26. Kaynak ayakucu ( $r_3$ ) ile dışbükey köşe kaynak için  $K_{III}$  değişimi



Şekil 5.27. Kaynak ayakucu ( $r_3$ ) ile standart köşe kaynak için  $K_{III}$  değişimi

Karışık yüklemeye maruz silindirik parçalardan oluşmuş bir köşe kaynağında kaynak kökündeki gerilme şiddet faktörleri;

Kaynak ağzı açılması ile azaltmıştır.  $[a/r_1]$  değerinin azalması çatlak boyunu etkilediği için GŞF'leri küçülmüştür. Küçük çatlak boylarında ankastre ve simetrik sınır şartları için bulunan değerler birbirine yaklaşmaktadır.

Kaynak kollarından biri sabitken diğerinin büyümesi GŞF değerlerini düşürmüştür. Kaynak üst kolunda (m) bu değişim daha büyük aralıkta olmuştur çünkü kuvvet çizgileri daha üst noktadan geçmeye başlamıştır. Kaynak kollarının (m-n) uzun tutulması kaynak kökündeki GŞF değerlerini önemli ölçüde azalmasını sağlamaktadır.

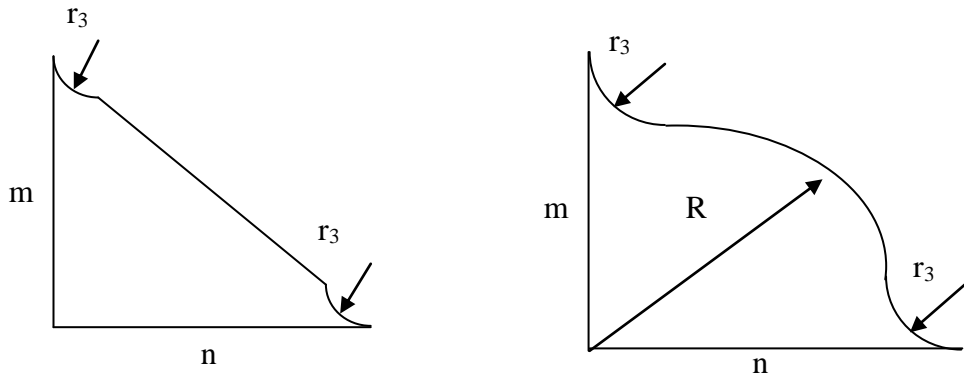
İçbükey köşe kaynağında kuvvet çizgileri çatlak ucuna daha yakın olduğu için GŞF leri büyürken, dışbükey köşe kaynağında çatlak ucundan uzaklaştığı için GŞF'leri azalmaktadır. Aynı eğrilik yarıçapı için içbükeylik dışbükeyliğe göre daha büyük değişimlere sebep olmaktadır. İçbükey ve dışbükey köşe kaynak yapılması  $K_I$  ve  $K_{III}$  değerleri üzerinde daha çok etkilidir,  $K_{II}$  da büyük değişimlere sebep olmamaktadır.

Kaynak kolları sabitken içbükey köşe kaynağında eğrilik yarıçapının artması (standart köşe kaynağına yaklaşması) GŞF değerlerini azaltmıştır. Kaynak kolları sabitken dışbükey köşe kaynağında eğrilik yarıçapının artması (standart köşe kaynağına yaklaşması) GŞF değerlerini artırmıştır.

Kaynaklanacak 2. silindirik parçanın yarıçapının artması GŞF leri üzerinde bir değişikliğe sebep olmamaktadır, parçanın kalınlığının artması ise azaltıcı etki yapmaktadır. Burulmadan ötürü ortaya çıkan  $K_{III}$  simetrik ve ankastre sınır şartları için aynıdır.

Kaynak kökündeki gerilme şiddet faktörlerinin ufak olması ve buradaki çatlak ucunda gerilmelerin düşük tutulması isteniyorsa kaynak kolları uzun tutulmalı,

kaynak ağızı açılmalı ve dışbükey kaynakla birleştirilmelidir. Biz biliyoruz ki dışbükey köşe kaynakla birleştirirken kaynak ayakucundaki gerilmeler büyük olmaktadır buna gidermek için Şekil 5.28 deki gibi kaynak ayakucuna eğrilik ( $r_3$ ) verilebilir. Bu sayede kaynak ayakucundaki gerilme değerleri düşer. GŞF değerleri ise standart köşe kaynağı, kaynak ayakucuna eğrilik yarıçapı verilmişse, eğrilik yarıçapı arttıkça ( $r_3$ ) GŞF değerlerinde azalma olur. Dışbükey köşe kaynak da ise  $r_3$  artmasıyla  $K_{II}$ ,  $K_{III}$  azalmakta  $K_I$  artmaktadır.



Şekil 5.28 Standart ve dışbükey köşe kaynağı kaynak ayakucuna eğrilik verilmiş

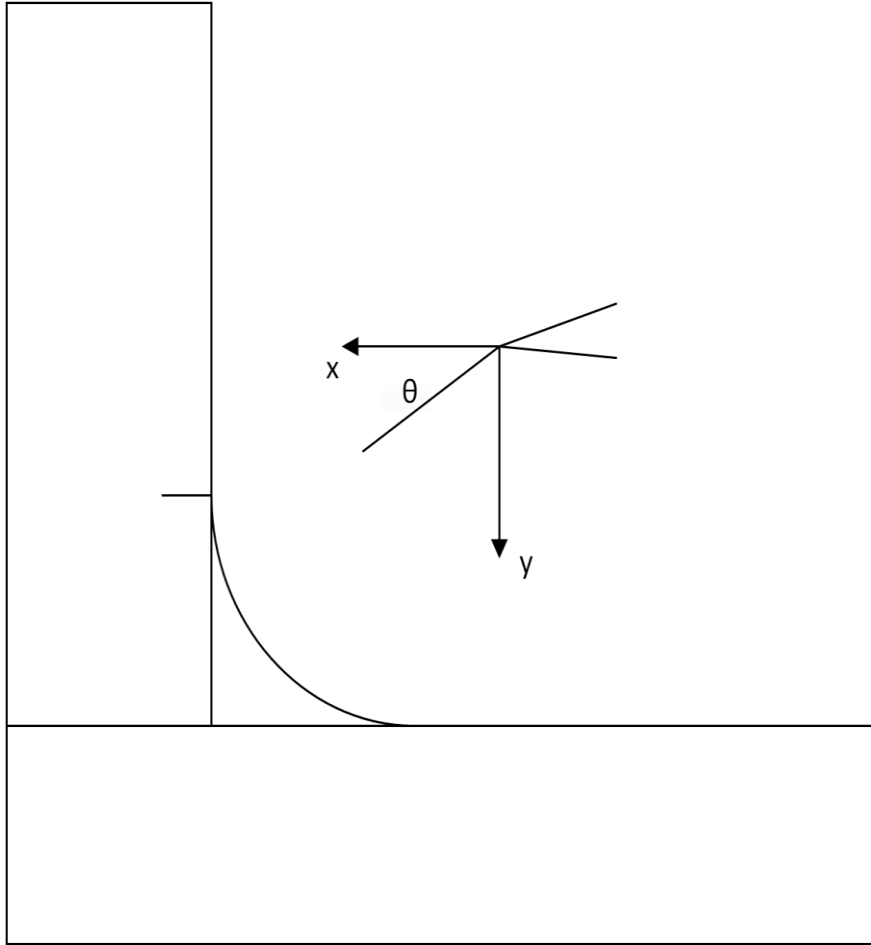
Çalışmanın ikinci kısmında  $[a/r_1] = 0.25, 0.5, 0.75, 1$  değerleri için  $R=0.01$  m iken içbükey model üzerinde şekil 5.29 da gösterildiği gibi 1mm bir çatlak verilmiş bu çatlakın sadece 1 MPa lık çekme yükü altında hangi doğrultuda ilerleyeceği bulunmuştur. Her adımda  $K_I$  ve  $K_{II}$  değerleri denklem 5.3 de yerine koyularak yayılma açısı hesaplanmış daha sonra o açı yönünde 1 mm çatlak daha ilave edilmiştir. 10 adım sonunda kesitin neresine geleceği görülmüştür. Kaynak ağızı açılmasının çatlakın ilerlemesine nasıl bir etki yaptığı araştırılmıştır. Günümüze kadar yapılan çalışmalar Lineer Elastik Kırılma Mekaniği şartları altında çatlak ucundaki gerilme dağılımından ve deplasman değerlerinden yola çıkılarak çatlakın yayılma doğrultusunun tespit edilebileceği saptanmıştır. Çatlak ucunda meydana gelen Mod I ve Mod II gerilme yığılma faktörleri bilindiği zaman çatlakın muhtemel yayılma doğrultusu tespit edilebilir. Erdogan ve Sih tarafından ortaya konulan maksimum teğetsel gerilme teorisine göre çatlak yönelme açısı maksimum teğetsel gerilmeye dik yönde olur. Mod I ve Mod II yüklemelerine maruz kalan çatlaklı bir makine elemanında çatlak ucunda meydana gelen  $\sigma_\theta$  ve  $\tau_{r_\theta}$  gerilmeleri;

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \cos^2(\theta/2) [K_I \cos \theta/2 - 3K_{II} \sin(\theta/2)] \quad (5.1)$$

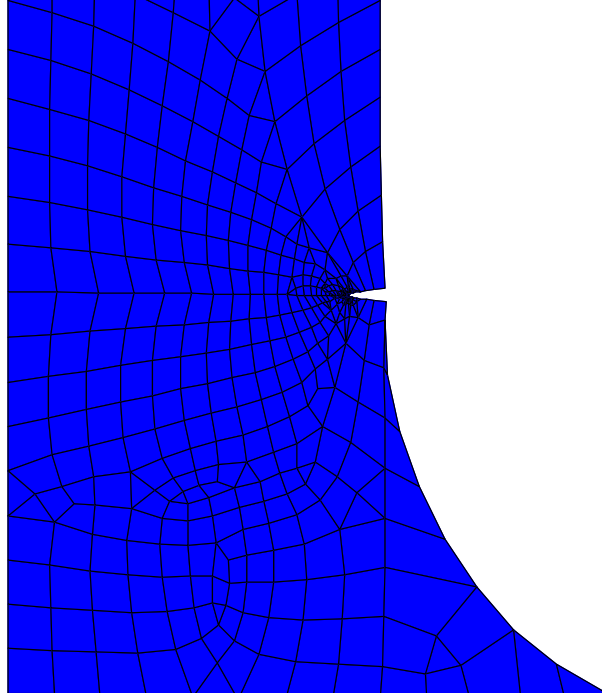
$$\tau_{r\theta} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \cos(\theta/2) [K_I \sin(\theta) - K_{II} (3 \cos(\theta) - 1)] \quad (5.2)$$

şeklinde verilmektedir. Maksimum teğetsel gerilme teorisine göre  $\sigma$  nın  $\theta$  ya göre kısmi türevi alınıp sifıra eşitlendiğinde çatlakın muhtemel yayılma doğrultusu;

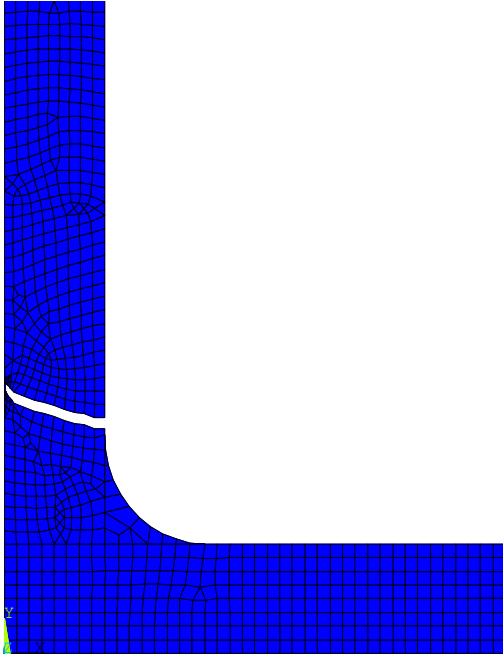
$$\theta = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{1}{4} \left( \frac{K_I}{K_{II}} \pm \sqrt{\left( \frac{K_I}{K_{II}} \right)^2 + 8} \right) \right] \quad (5.3)$$



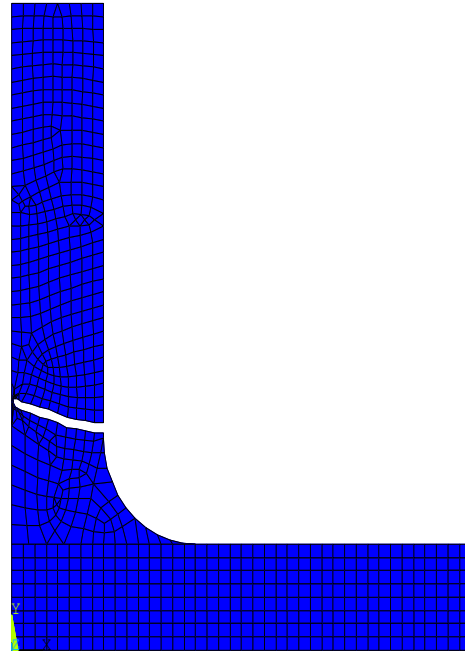
Şekil.5.29. Çatlak ucundaki koordinat sistemi ve çatlak yayılma açısı



Şekil.5.30. Çatlak başlangıcı

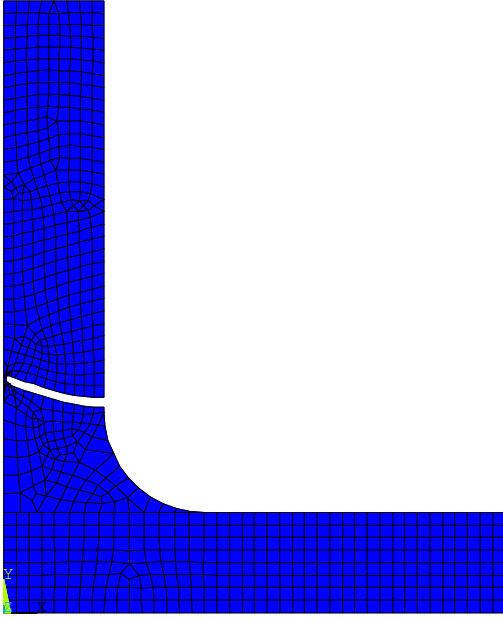
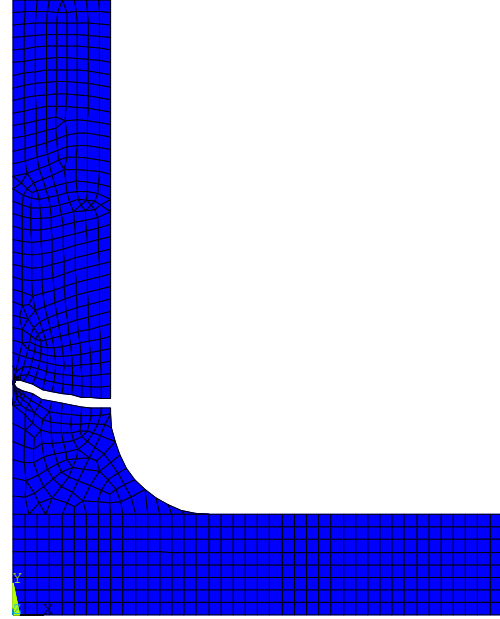


Şekil.5.31.  $a/r_1=1$  çatlak ilerlemesi



Şekil.5.32.  $a/r_1=0.75$  çatlak ilerlemesi



Şekil.5.33.  $a/r_1=0.5$  çatlak ilerlemesiŞekil 5.34.  $a/r_1=0.25$  çatlak ilerlemesi

Çatlak boyundaki artış ile birlikte  $K_I$  ve  $K_{II}$  gerilme şiddeti faktörleri de değişmektedir.  $K_I$ ,  $K_{II}$  çatlak boyunun artışı ile artarken  $K_{II}$ , çatlağın ilerleme doğrultusuna göre negatif veya pozitif değerler alabilmektedir.  $K_{II}$ 'nin pozitif değer alması çatlak ucunun  $-\theta$  yönünde büyüyeceğini gösterirken,  $K_{II}$ 'nin negatif değer alması ise çatlak ucunun  $+\theta$  yönünde büyüyeceğini ifade etmektedir. Modelimizde kaynak ağzı açılarak  $[a/r_1]$  değerinin küçülmesiyle çatlak bölgesinde  $K_I$  ve  $K_{II}$  değerlerinin azalmasına sebep olur. Her 4 model için çatlak aynı yönde ilerlemiştir ama kaynak ağzı açılmasıyla birlikte GŞF lerin düşmesi ilk adımlarda daha ufak açılarda elde edilmesini sağlamıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] YAYLA, P., Kırılma Mekaniği, Çağlayan Kitabevi.
- [2] OĞUZ, A., “Kırılma Mekaniğine Giriş”, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa, 1996.
- [3] ARAN, A., “Kırılma Mekaniğine Giriş”, Marmara Araştırma Merkezi, Gebze, Aralık 1981
- [4] TİMUR, R., “Köşe Kaynak Bağlantısında Elasto-Plastik Gerilme Analizi”, yüksek lisans tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eylül 2007
- [5] NING X, M.A, UEDA Y, MURAKAWA H, MAEDA H, FEM analysis of 3D welding residual stresses and angular distortion in T-type fillet welds. *JWRI*, 24. 1995; 115-122
- [6] DOĞAN, M., “Paslanmaz Çeliklerin Köşe Kaynaklı Birleştirilmelerinde Gerilme Analizi” yüksek lisans tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Nisan 2006
- [7] Minguez J M and Vogwell J., “The stress distribution over open and closed weld joints”., *Engineering Failure Analysis*, Vol: 10, p. 103-11, 2003
- [8] FIÇICI, F., “Three Dimensional Fracture Analysis of Fillet Welds”, The Graduate School Of Natural And Applied Sciences Of Middle East Technical University, 2007.
- [9] TENG, T.L., FUNG, C.P., CHANG, P.H., YANG, W.C., “Analysis of residual stresses and distortions in T-joint fillet welds”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 78. 2001; 523-528
- [10] Dong, P., “A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints”, *International Journal of Fatigue*, Vol: 23, p.865-876. (2001)
- [11] PEREZ, N., “Fracture Mechanics” Vol:3 p.58, 2004
- [12] AY, İ., “Kırılma Mekaniğinin Esasları, Ders Notları”
- [13] KUTLU, Ö., “Computational 3d Fracture Analysis In Axisymmetric Media”, The Graduate School Of Natural And Applied Sciences Of Middle East Technical University 2008

- [14] TAŞGETİREN, S, ASLANTAŞ, K, ÇAKMAKKAYA, M., “Difüzyon Kaynağı ile Birleştirilmiş Bakır ve Çelik Levhalarda Birleşme Hatasının Kırılma Mekanikliği ile Analizi” Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi (2004)
- [15] TAŞGETİREN S, KARA R., “Çekme Etkisindeki Çelik Levhada V-Çentik ve Çatlak etkileşimi” Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, 2005
- [16] ERKENDİRCİ, Ö., “El Takviyeli Termoplastik Kompozitlerde Kırılma Davranışlarının İncelenmesi”, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü 2006
- [17] ARICAN, E., “Bir Gaz Türbinli Motor Fan Diskinde Yorulma Kaynaklı Çatlak İlerlemesinin İncelenmesi”, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü(2006
- [18] KURTAY, T.,”Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş”, İ.T.Ü., Makine Fakültesi, 1980
- [19] FAGAN, M.J.,”Finite Element Analysis”, ISBN 0-582-02247-9, 1992
- [20] ANSYS, Inc., ANSYS Theory manual release 11.0., Swanson Analysis System.U.S.A. 2006
- [21] MOAVE, S. “Finite Element Analysis Theory an Application With ANSYS”, 1999
- [22] ÖZDEMİR, A., “Seramik Malzemelerin Kırılma Tokluğu Değerlerinin Üç Boyutlu Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Teorik Olarak Belirlenmesi”, yüksek lisans tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006
- [23] SORUCU, A., “Orthotropic Malzemelerde Çatlak İlerlemesi ve Kırılma Tokluğu Tayini”, yüksek lisans tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,2007

## ÖZGEÇMİŞ

Kaan Hoşgör, 25.06.1985 de İstanbul' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini İstanbul'da tamamladı. 2003 yılında Kadir Has Anadolu Lisesinden mezun oldu. 2004 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne başladı, 2008 yılında bitirdi. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Tasarım ve İmalat Bilim Dalında yüksek lisans yapmaya başladı.