

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PASLANMAZ ÇELİKLERİN KÖŞE KAYNAKLI
BİRLEŞTİRİLMELERİNDE GERİLME ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Teknik Öğretmen Melih DOĞAN

**Enstitü Bilim Dalı
Tez Danışmanı**

**: MAKİNE EĞİTİMİ
: Prof. Dr.Fehim FINDIK**

Nisan 2006

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PASLANMAZ ÇELİKLERİN KÖŞE KAYNAKLI
BİRLEŞTİRİLMELERİNDE GERİLME ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Teknik Öğretmen Melih DOĞAN

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE EĞİTİMİ

Bu tez 06/04 /2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr.Fehim FINDIK Doç.Dr.Salim ASLANLAR Doç.Dr.Osman ELDOĞAN
Jüri Başkanı Üye Üye

ÖNSÖZ

Tasarım konusu, mühendisliğin bütün dallarında projelerin en önemli kısmını oluşturmaktadır. Bunun için uzun süreler ve büyük paralar harcanmakta, bütün bunlara rağmen başarıya ulaşma garantisi de bulunmamaktadır. Günümüzde bilgisayar teknolojisine paralel olarak geliştirilen Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) ve Bilgisayar Destekli Analiz (CAE) yazılımları ve bunlara ilişkin metotlar tasarım karmaşasına büyük kolaylıklar getirmiştir. Bu sayede tasarımlar bilgisayar ortamına taşınabilmekte, mükemmele yakın modeller ve deney ortamları oluşturulabilmektedir. Çelik konstrüksiyonların kaynakla birleştirilmelerinde karşımıza çıkan gerilme yığılmalarını en aza indirgeyebilmek amacıyla, konstrüksiyon üzerinde, özellikle kaynaklı bölgede yapılacak olan tasarım değişikliklerinin malzemeleri ve kaynak bölgesindeki gerilmeleri nasıl etkilediği araştırılmıştır.

ANSYS 7.0 programında modeller üzerinde malzemelerin tasarımlar sonucu kaynak bölgesinde meydana gelen gerilmelerin nasıl değiştiğini, malzemelerin kaynaklanabilme kabiliyeti durumunda sergilediği gerilme değerleri gözlenmeye çalışılmıştır. Deneyde martenzitik paslanmaz çelik kullanılarak tasarım aşamaları oluşturulmuştur.

Bu çalışmam sırasında yardımlarını esirgemeyen değerli hocalarım sayın Prof. Dr. Fehim FINDIK'a, Mühendislik Fakültesi Dekanı Prof. Dr. Mehmet Ali YALÇIN'a, Yard. Doç. Dr. Muhammed CERİT'e, Doç. Dr. Salim ASLANLAR'a, Mak.Yük.Müh. Bahadır PELTEK'e Yard. Doç. Dr. Nil TOPLAN'a, Okul Müdürüm Arif TÜRKYILMAZ'a, Müdür Yard. Yüksek Teknik Öğretmen Ali ERBAY'a, Yük. Tek. Öğrt Akın DEDE'ye, Teknik Öğretmen Celal IŞIKCEVAHİR'e teşekkür ederim.

Ayrıca; tezin hazırlanması sırasında sabrını esirgemeyen hep yanımda olan değerli eşim Filiz DOĞAN'a ve biricik kızım Miray DOĞAN'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY.....	xv

BÖLÜM 1.

GİRİŞ.....	1
1.1. Amaç ve Tanımlar.....	1
1.2. Köşe ve T Kaynak Model.....	2

BÖLÜM 2.

SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİNE GENEL BAKIŞ VE ANSYS PAKET

PROGRAMI.....	8
2.1. Genelleme.....	8
2.2. Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi.....	8
2.3. Sonlu Elemanlar Metodunun Yararları.....	9
2.4. Niçin Sonlu Elemanlar.....	10
2.5. Sonlu Eleman Metodu.....	11
2.6. ANSYS Paket Programı	16
2.6.1. Programın kabiliyetleri	16
2.6.2. Koordinat sistemleri.....	17
2.6.3. Element kütüphanesi.....	17
2.6.4. Çözüm metotları.....	17
2.6.5. Ön hazırlık kapasitesi.....	17

2.7. ANSYS ile Başlangıç.....	18
2.7.1. Analiz yapma.....	18
2.7.1.1. Analiz tipinin belirlenmesi.....	18
2.7.1.2. Element tipinin seçilmesi.....	19
2.7.1.3. Reel constant tanımlama.....	21
2.7.1.4. Malzeme özelliklerini tanımlama.....	21
2.7.1.5. Modeli oluşturmak.....	24
2.7.1.6. Sonlu eleman ağının oluşturulması.....	29
2.7.1.7. Sınır koşulları ve yüklerin verilmesi.....	31
2.7.1.8. Çözümlerin elde edilmesi.....	36
2.7.1.9. Sonuçların okunması	37

BÖLÜM 3.

TASARIM VE ANALİZ.....	39
3.1. Tanımlamalar.....	39
3.2. Tasarım Aşaması-1(Üst Kaynak Ayağı Sabit).....	39
3.3. Tasarım Aşaması-2(Alt Kaynak Ayağı Sabit).....	43
3.4. Tasarım Aşaması-3(İç Bükey Kaynak).....	45
3.5. Tasarım Aşaması-4(Kaynak Birleştirme Yüzeyinde oluşan Kaynak Kusuru.....)	46
3.6. Tasarım Aşaması-5(Kaynak Birleştirme Yüzeyi ve Alt Kaynak Yüzeyinde oluşan Kaynak Kusuru).....)	47

BÖLÜM 4.

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ.....	48
4.1. Sonuçların Okunması.....	48
4.2. Üst Kaynak Ayağı Sabit Durum.....	50
4.2.1. 10 mm Alt kaynak ayağı durumundaki gerilmeler	50
4.2.2. 7,5 mm Alt kaynak ayağı durumundaki gerilmeler	53
4.2.3. 5 mm Alt kaynak ayağı durumundaki gerilmeler	56
4.2.4. 2,5 mm Alt kaynak ayağı durumundaki gerilmeler	59
4.3. Alt Kaynak Ayağı Sabit Durum.....	62
4.3.1. 7,5 mm Üst kaynak ayağı durumundaki gerilmeler	62

4.3.2. 5 mm Üst kaynak ayağı durumundaki gerilmeler	65
4.3.3. 2,5 mm Üst kaynak ayağı durumundaki gerilmeler	68
4.4. İç Bükey Kaynak Durumu	71
4.4.1. R=10 mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler	71
4.4.2. R=7.5 mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler	73
4.4.3. R=5 mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler	75
4.4.4. R=2.5 mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler	77
4.4.5. R=1 mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler	79
4.5. Köşe Kaynakların Kaynak Kusurlu Durumu.....	81
4.5.1.10x10 Köşe kaynağının kaynak birleştirme yüzeyindeki kaynak kusuru	81
4.5.2.10x10 Köşe kaynağının kaynak bölgesindeki kusurlu durumu.....	83
4.6. İç Bükey Kaynakların Kaynak Kusurları Durumundaki Gerilmeler...	85
4.6.1. İç bükey kaynakların kaynak birleştirme yüzeyinde oluşan kaynak kusuru	85

BÖLÜM 5.

SONUÇLARIN GRAFİKLER YARDIMIYLA DEĞERLENDİRİLMESİ.....	87
5.1. Tanımlamalar.....	87
5.2. Üst Kaynak Ayağı Sabit Durumunda Kaynak Birleştirme Yüzeyindeki Gerilmeler.....	88
5.3. Alt Kaynak Ayağı Sabit Durumunda Kaynak Birleştirme Yüzeyindeki Gerilmeler.....	90
5.4. İç Bükey Kaynaklı Bağlantı Durumunda Kaynak Birleştirme Yüzeyindeki Gerilmeler.....	92
5.4.1. R=10 mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi.....	92
5.4.2. R=7,5 mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi.....	93
5.4.3. R=5 mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi.....	94
5.4.4. R=2,5 mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi.....	95
5.4.5. R=1 mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi.....	96
5.4.6. Tüm fillet durumlarının tek grafikte gösterilmesi.....	97
5.5. Kaynak Kusurlu Durumda Kaynak Birleştirme Yüzeyindeki Gerilmeler.....	98

5.5.1. 10x10 Köşe kaynaklı bağlantıda kaynak kusuru.....	98
5.5.2. R=10 mm İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak kusuru.....	100

BÖLÜM 6.

SONUÇ VE ÖNERİLER.....	102
------------------------	-----

KAYNAKLAR.....	105
----------------	-----

EKLER.....	107
------------	-----

ÖZGEÇMİŞ.....	109
---------------	-----

SİMGELER LİSTESİ

T	: Kaynaklanan Parça Kalınlığı
t	: Kaynak Boğazı
w	: Kaynak Ayağı
F	: Uygulanan Yük
F _s	: Kesme Kuvveti
F _n	: Normal Kuvvet
S _n	: Ortalama normal gerilme
S _s	: Ortalama kayma gerilmesi
P	: Uygulanan Yayılı Yük
U	: Yer Değiştirme
UY	: Y Eksenine Yönelik Yer Değiştirme
SY	: Y Eksenine Yönelik Normal Gerilme
SEQV	: Von Misses Kriterine Göre Eşdeğer Gerilme
E	: Elastisite Modülü (EX)
v	: Poisson Oranı (PRXY)
α	: Kaynak Ağız Açısı
N	: Newton Kuvvet Birimi
Pa	: Paskal Basınç ve Gerilme Birimi
h	: Dikiş Dibi Boşluğu
r	: Yuvarlatma Yarıçapı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Bir çift taraflı iç köşe kaynağındaki önemli ölçüler.....	3
Şekil 1.2.	Bir iç köşe kaynağının tanımlanması.....	4
Şekil 1.3.	Kaynak üzerinden gerilme çizgilerinin geçişi ve dayanıma etkileri.....	5
Şekil 1.4.	Bir köşe kaynağında oluşan gerilmelerin hesaplanması için gerekli ölçüler.....	6
Şekil 2.1.	Köşe; (a) iki boyutlu cisimde ,(b) üç boyutlu cisimde	11
Şekil 2.2a.	Üç doğrusal sonlu elemana ayrılmış bir boyutlu cisim.....	12
Şekil 2.2b.	Üçgen elemanlar sistemi haline getirilmiş iki boyutlu delikli bir cisim.....	12
Şekil 2.2c.	a.b.c, d.e.f, g.h şeklinde 8 özdeş dikdörtgen prizma elemana ayrılmış üç boyutlu bir cisim.....	13
Şekil 2.3.	Birim uniform kalınlıklı iki düzlem sonlu eleman ve a'daki sonlu elemanların düğümlerle bağlantısı.....	13
Şekil 2.4.	İki boyutlu düzlem elemanlar (a) üçgen, (b) dikdörtgen, (c) dörtgen....	15
Şekil 2.5.	Üç boyutlu elemanlar (a) dörtyüzlü, (b) dikdörtgen prizma.....	15
Şekil 2.6.	ANSYS paket programı mönüsü.....	16
Şekil 2.7.	Analiz tipi belirleme aşaması-1.....	19
Şekil 2.8.	Analiz tipinin belirlenmesi.....	19
Şekil 2.9.	Element tipinin belirlenme aşaması-1.....	20
Şekil 2.10.	Element tipinin belirlenme aşaması-2.....	20
Şekil 2.11.	İki boyutlu, üçgen, 6 düğümlü birim eleman modeli.....	21
Şekil 2.12.	Elastisite modülü.....	22
Şekil 2.13.	Material models belirleme.....	23
Şekil 2.14.	Malzeme özelliklerinin programa girilmesi.....	23
Şekil 2.15.	Modelin keypoint değerlerinin girilmesi.....	25
Şekil 2.16.	1. Keypoint'in girilmesi.....	25
Şekil 2.17.	2. Keypoint'in girilmesi.....	25

Şekil 2.18. 3. Keypoint'in girilmesi.....	25
Şekil 2.19. 4. Keypoint'in girilmesi.....	26
Şekil 2.20. Modelin keypoints noktaları.....	26
Şekil 2.21. Oluşturulan keypoint'lerin çizgi haline dönüştürülme aşaması-1.....	26
Şekil 2.22. Modelin Line haline getirilmiş durumu.....	27
Şekil 2.23. Keskin köşeli çizgilerin seçimi.....	27
Şekil 2.24. Yarıçapın girilmesi.....	28
Şekil 2.25. Keskin köşelerin filetle giderilmesi.....	28
Şekil 2.26. Oluşturulan çizgilerin alan için seçimi.....	28
Şekil 2.27. Modelin alan haline dönüştürülmüş şekli.....	29
Şekil 2.28. Çizgilerin element boylarına ayrılması için çizgilerin seçimi.....	30
Şekil 2.29. Element boyutunun girilmesi.....	30
Şekil 2.30. Sonlu eleman ağının oluşturulması.....	30
Şekil 2.31. Sınır koşullarının seçimi için mönünün seçimi.....	32
Şekil 2.32. Sınırın belirlenmesi için çizgilerin seçimi.....	32
Şekil 2.33. Sınır koşullarının belirlenmesi.....	32
Şekil 2.34. Yüklerin model üzerinde uygulanması.....	33
Şekil 2.35. Yükün uygulanacağı çizgi için mönünün seçimi.....	34
Şekil 2.36. Yükün uygulanacağı çizginin seçimi.....	34
Şekil 2.37. Yük değerinin programa girilmesi.....	35
Şekil 2.38. Çekme yükü ve sınır koşullarının gösterilmesi.....	35
Şekil 2.39. Çözümlerin elde edilmesi için mönünün seçimi.....	36
Şekil 2.40. Çözüm işleminin doğru tamamlandığını gösterir pencere.....	37
Şekil 2.41. Sonuçların okunması için mönünün seçimi.....	37
Şekil 2.42. Gerilmelerin gösterildiği pencere.....	38
Şekil 3.1. Köşe kaynak modelinin baz alındığı kaynaklı bağlantı.....	40
Şekil 3.2. Köşe kaynağı (a) ve T kaynağı (b).....	41
Şekil 3.3. Tam kaynak ağzı açılmış T bağlantının simetrik yapısı.....	41
Şekil 3.4. Kaynak dikişinin tanımlanması.....	42
Şekil 3.5. Tam kaynak ağzı açılmış T bağlantının alt kaynak ayağı sabit durumdaki simetrik yapısı.....	43
Şekil 3.6. Dikiş boşluğu h ve kaynak boğazı t.....	45
Şekil 3.7. İç bükey kaynak modelinin açıklanması.....	45

Şekil 3.8.	İç bükey kaynak modeli.....	46
Şekil 4.1.	Sonuçların sorgulandığı pencere.....	48
Şekil 4.2.	10 mm alt kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)....	50
Şekil 4.3.	10 mm alt kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV).....	51
Şekil 4.4.	10 mm alt kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri.....	52
Şekil 4.5.	7,5 mm alt kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler(SY).....	53
Şekil 4.6.	7,5 mm alt kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV).....	54
Şekil 4.7.	7,5 mm alt kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri.....	55
Şekil 4.8.	5 mm alt kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY).....	56
Şekil 4.9.	5 mm alt kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV)	57
Şekil 4.10.	5 mm alt kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri.....	58
Şekil 4.11.	2,5 mm alt kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)...	59
Şekil 4.12.	2,5 mm alt kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV)....	60
Şekil 4.13.	2,5 mm alt kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri.....	61
Şekil 4.14.	7,5 mm üst kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler(SY)...	62
Şekil 4.15.	7,5 mm üst kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler(SEQV).....	63
Şekil 4.16.	7,5 mm üst kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri.....	64
Şekil 4.17.	5 mm üst kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler(SY).....	65
Şekil 4.18.	5 mm üst kaynak ayağı durumunda eş değer (SEQV).....	66
Şekil 4.19.	5 mm üst kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri.....	67
Şekil 4.20.	2,5 mm üst kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)..	68
Şekil 4.21.	2,5 mm üst kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler(SEQV)....	69
Şekil 4.22.	2,5 mm üst kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri.....	70
Şekil 4.23.	R=10 iç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY).....	71
Şekil 4.24.	R=10 iç bükey kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV).....	72
Şekil 4.25.	R=7,5 iç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY).....	73
Şekil 4.26.	R=7,5 iç bükey kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV).....	74
Şekil 4.27.	R=5 iç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY).....	75

Şekil 4.28. R=5 iç bükey kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV).....	76
Şekil 4.29. R=2,5 iç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY).....	77
Şekil 4.30. R=2,5 iç bükey kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV).....	78
Şekil 4.31. R=1 iç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY).....	79
Şekil 4.32. R=1 iç bükey kaynak ayağı durumunda eş değer gerilmeler (SEQV).....	80
Şekil 4.33. 10x10 köşe kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyindeki kusurda oluşan Y yönündeki gerilmeler (SY).....	81
Şekil 4.34. 10x10 köşe kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyindeki kusurda oluşan eş değer gerilmeler (SEQV).....	82
Şekil 4.35. 10x10 köşe kaynağının kaynak bölgesinde oluşan Y yönündeki gerilmeler (SY).....	83
Şekil 4.36. 10x10 köşe kaynağının kaynak bölgesinde oluşan eş değer gerilmeler (SEQV).....	84
Şekil 4.37. İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyinde oluşan Y yönündeki gerilmeler (SY).....	85
Şekil 4.38. İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyinde oluşan eş değer gerilmeler (SEQV).....	86
Şekil 5.1. Üst kaynak ayağı sabit durumda Y yönündeki normal gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	88
Şekil 5.2. Üst kaynak ayağı sabit durumda eş değer gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	89
Şekil 5.3. Alt kaynak ayağı sabit durumda Y yönündeki normal gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	90
Şekil 5.4. Alt kaynak ayağı sabit durumda eş değer gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	
Şekil 5.5. R=10 durumunda eş değer gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	92

Şekil 5.6. R=7,5 mm durumunda eş değer gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	93
Şekil 5.7. R=5 mm durumunda eş değer gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	94
Şekil 5.8. R=2,5 mm durumunda eş değer gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	95
Şekil 5.9. R=1 mm durumunda eş değer gerilmenin IBAI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi.....	96
Şekil 5.10. R değerlerinin eş değer gerilme değişimi.....	97
Şekil 5.11. Köşe kaynaklı bağlantıda kaynak kusurlu ve kaynak kusuru ihmal edilmiş durumdaki SY gerilmesi.....	98
Şekil 5.12. Köşe kaynaklı bağlantıda kaynak kusurlu ve kaynak kusuru ihmal edilmiş durumdaki SEQV eş değer gerilmesi.....	99
Şekil 5.13. R=10 mm iç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak kusurlu ve kaynak kusuru ihmal edilmiş durumdaki SY gerilmesi.....	100
Şekil 5.14. R=10 mm iç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak kusurlu ve kaynak kusuru ihmal edilmiş durumdaki SEQV eş değer gerilmesi.....	101

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Malzemenin karakteristik özellikleri.....22

Tablo 2.2. Modelin keypoint noktaları.....24

ÖZET

Anahtar kelimeler: Sonlu elemanlar, T kaynağı, köşe kaynağı, kaynak kökü, kaynak boğazı, kaynak ayağı, gerilme yığılması, paslanmaz çelik.

Konstrüktif tasarımlarda köşe kaynakları karşımıza sıkça çıkar. Bu çalışmada köşe kaynağa gelen gerilmenin analizinin yapılması amaçlanmıştır. Köşe kaynağının türevi olan ve T kaynağı olarak bilinen kaynaklı bağlantı da incelenmiştir. Tasarımlar sonucu modellere açılan kaynak ağzının gerilmeleri nasıl etkilediği irdelenmiş ve ideal duruma dair yaklaşım yapılması amaçlanmıştır. Deneysel malzeme olarak martenzitik paslanmaz çelik numuneler tercih edilmiştir. Analiz için Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılmış ve ANSYS Programından yararlanılmıştır. Sonuçlar grafiklerle gösterilmiş ve kritik durumlar belirtilmiştir.

STRESS ANALYSIS IN CORNER WELDING JOINTS OF STAINLESS STEELS

SUMMARY

Keywords: Finite elements, T-welding, corner welding, butt welding, stress concentration, stainless steel.

Corner welding is frequently applied in constructive design. In this study, analysis in corner welding is aimed. In addition, T welding (which is the another application of corner welding) is also examined. In this work, stress in welding notch and their effects on welding area are examined and the approach for the ideal case is also investigated. Martensitic stainless steel is selected as a material in the experiment. For the analysis, finite element method is used and ANSYS commercial package is also employed. Results are shown in graphs and critical cases are also defined.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Amaç ve Tanımlar

Kaynak yöntemleri ve şekilleri de geniş bir yelpazede değişir. Genel olarak kaynak: Birleştirilecek elemanların birleşme bölgesinde ergiyerek birbirine karışması ve böylece moleküllerin kohezyonla birbirine bağlanması olayıdır. Kaynağın mukavemetinin irdelenmesi ise klasik mühendislik yaklaşımlarından farklılık arz etmektedir. Isı etkisi ile kaynak civarında ergime sonucu ITAB denilen "Isı tesiri altındaki bölge" oluşmakta ve burada özellikler değişmektedir. Örneğin, malzemeye yapılan ısı işlemlerle kazanılan özellikler bu bölgede ortadan kalkmaktadır. Kaynak bölgesinde cüruf nedeniyle kalıntılar oluşmakta ve metalürjik olarak ana malzemedan farklılaşmaktadır[1].

Kaynak edilecek elemanların birbirine göre pozisyonu kaynağın geometrisini belirlemektedir. Çeşitli birleşme şekillerinin temelini alın kaynağı, kenar kaynağı ve köşe kaynağı oluşturur. Kaynak edilecek elemanların kaynak edileceği uçlarını kaynağa hazırlamak için ağız açılması, daha iyi bir bağlantı elde edilmesini sağlayabilir.

Kaynak ağızları da farklı şekillerde olur ve bunların başlıcalarını I, V, K, J, Y, U, X şekillerindeki ağızlar yapıları oluşturur[1].

Kaynak bölgesi genelde kritik bir noktadır. Kaynaklı bir cisme yükleme yapıldığında yükler kaynak üzerinden iletilir. Gerilme çizgileri kaynak dikişindeki en dar alandan sıklaşarak geçer. Mukavemet hesapları en dar kesite göre yapılır ve kesitin ani ya da keskin biçimde değiştiği yerlerde gerilme yığılması gerçekleşir. Bu da bu bölgedeki gerilmelerin hesabını zorlaştırmaktadır[2].

Bu konuda, ince paslanmaz çelik boruların boru çapına ait uç ayaklarında boru çapındaki uzamanın aksenel simetri olarak sonlu elemanlarda analizi yapılmıştır[3].

Köşe kaynağı yapılan bir malzeme üzerine basma gerilmesi uygulanarak kaynak bölgesindeki gerilme artışının gözlenmesi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analizler yapılmıştır. Analiz’de kaynak bölgesindeki artan gerilme dağılımlarının ölçülen değerler ile karşılaştırılmasına çalışılmıştır[4].

Kaynak bölgesinde ve kaynak ayağında ısı etkisinin kaynak bölgesindeki gerilmeleri nasıl değiştirdiği incelenmiş ve farklı ısı durumlarında oluşan faz dönüşümleri sonucu uzama miktarları sonlu elemanlar yöntemiyle analizi yapılmıştır. Isı etkisinin değiştirilmesi sonucu kaynak bölgesindeki artan gerilmelerin azaltıldığı sonucuna varılmıştır[5].

Sonlu elemanlar analizi ile kaynak sırasında oluşan deformasyonların azaldığı ve üst yapının olduğu kısımlarda yer değiştirme miktarının nasıl değiştiğinin tespit edilmesi için analizler yapılmıştır[16].

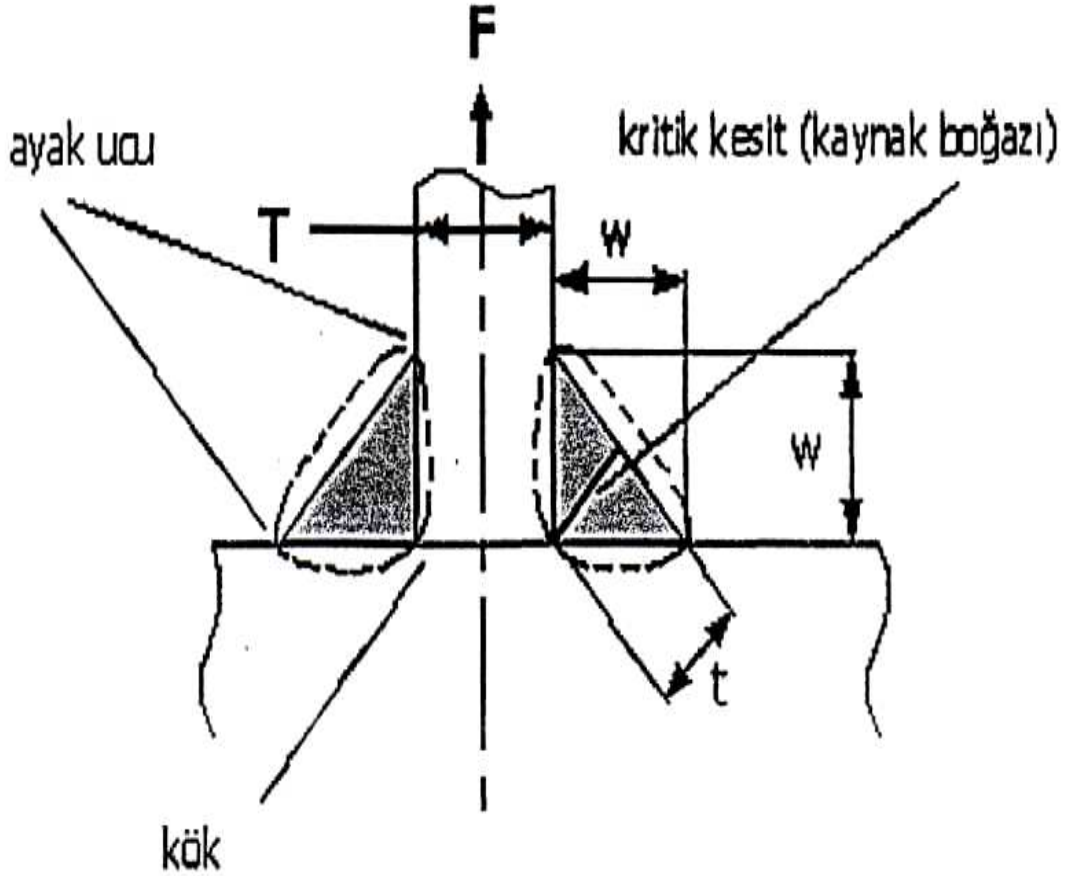
Alüminyum alaşımlı malzemelerde termal ve termodinamik işlem sonucu sürtünme kaynak yapılarak birleştirme işlemi gerçekleşmiş ve sıcaklık yardımıyla malzemeler arasında sürtünme kaynak yönteminin termo mekanik işlemi ile malzemenin uzaması ve malzeme kalınlığı boyunca gerginlik değişiminin incelenmesi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmış ve bir analiz gerçekleştirilmiştir[7].

1.2. Köşe ve T Kaynak Modeli

Köşe kaynağı yaklaşık üçgen bir kesit alanına sahip olup, dik açılı iki yüzeyi birbirine bağlayan bir kaynak şeklidir. Köşe kaynak bağlantısında dört ölçü önemlidir. Bunlar: Alt kaynak ayağı, üst kaynak ayağı, kaynak boğazı ve kaynak dikiş uzunluğudur. Bu ölçüler Şekil 1.1 ve Şekil 1.2'de tanımlanmıştır.

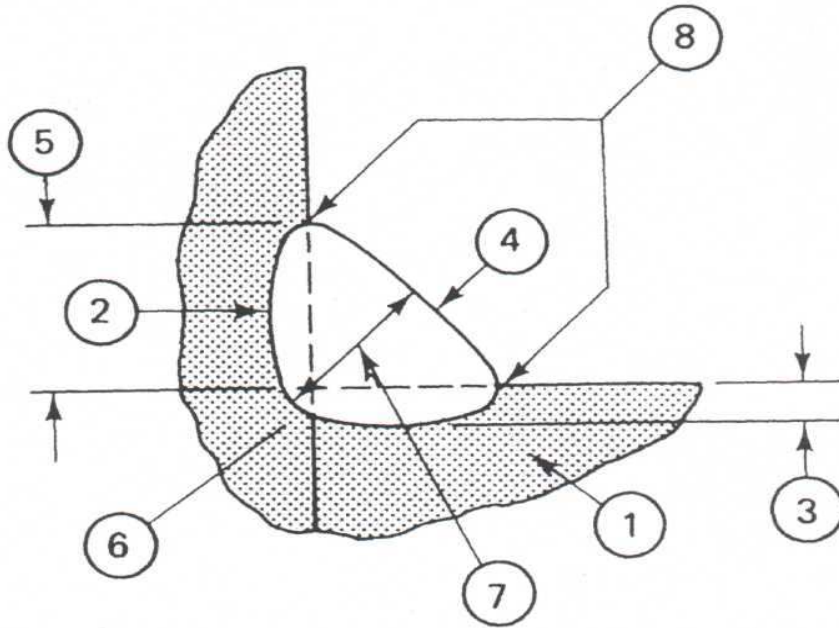
İç köşe kaynağında kaynak dikişinin ikizkenar dik üçgen şeklinde olduğu varsayılırsa

Kaynak boğazı, kaynak dikiş uzunluğunun yarısı kadar olur ve $t = 0.707w$ dir. Köşe kaynağı boyutları "w" en büyük kaynak ayağı, bazen de "t" kaynak boğazı ile tanımlanır. İç köşe kaynağının kaynak ölçüleri Şekil 1.1 ve daha detaylı olarak Şekil 1.2'de verilmiştir[8].



Şekil 1.1. Bir çift taraflı iç köşe kaynağındaki önemli ölçüler [8]

Şekil 1.1'de kesikli çizgiler gerçekte oluşan kaynak bölgesini, gri üçgen alanlar ise hesaplamalarda esas alınan ölçülerin alındığı ve dikişi temsil ettiği düşünülen kaynak bölgesini göstermektedir. Kaynak dikişi Şekil 1.2'de detaylı olarak tanımlanmıştır.

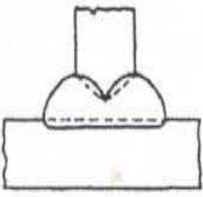
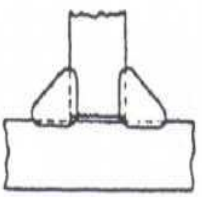
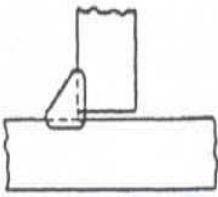
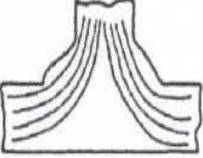
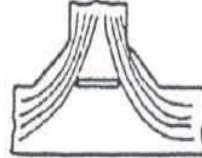



Şekil 1.2. Bir iç köşe kaynağının tanımlanması [8]

Şekil 1.2'de numaralarla gösterilen bölgeler tanımlanırsa:

- (1) Ana metal: Taralı alan kaynakla birleştirilen metal parçalardır,
- (2) Birleşme çizgisi: Bu çizgiyle kaynak metali ve ana metal birleşir,
- (3) Birleşme derinliği: Ana metale nüfuz eden kaynak derinliği,
- (4) Kaynak yüzeyi: Kaynak dikişinin bittiği çizgi,
- (5) Kaynak ayağı: Kök ile kaynağın bittiği uç arasındaki mesafe,
- (6) Kaynak kökü: Bu nokta kaynak ayaklarının ve ana metalin kesiştiği yerdir,
- (7) Kaynak boğazı: Kaynak kökü ile kaynak yüzeyi arasındaki en kısa mesafe,
- (8) Kaynak ayakucu: Kaynak dikişinin bittiği ve ana metalle kaynak dikişinin kesiştiği noktalarıdır.

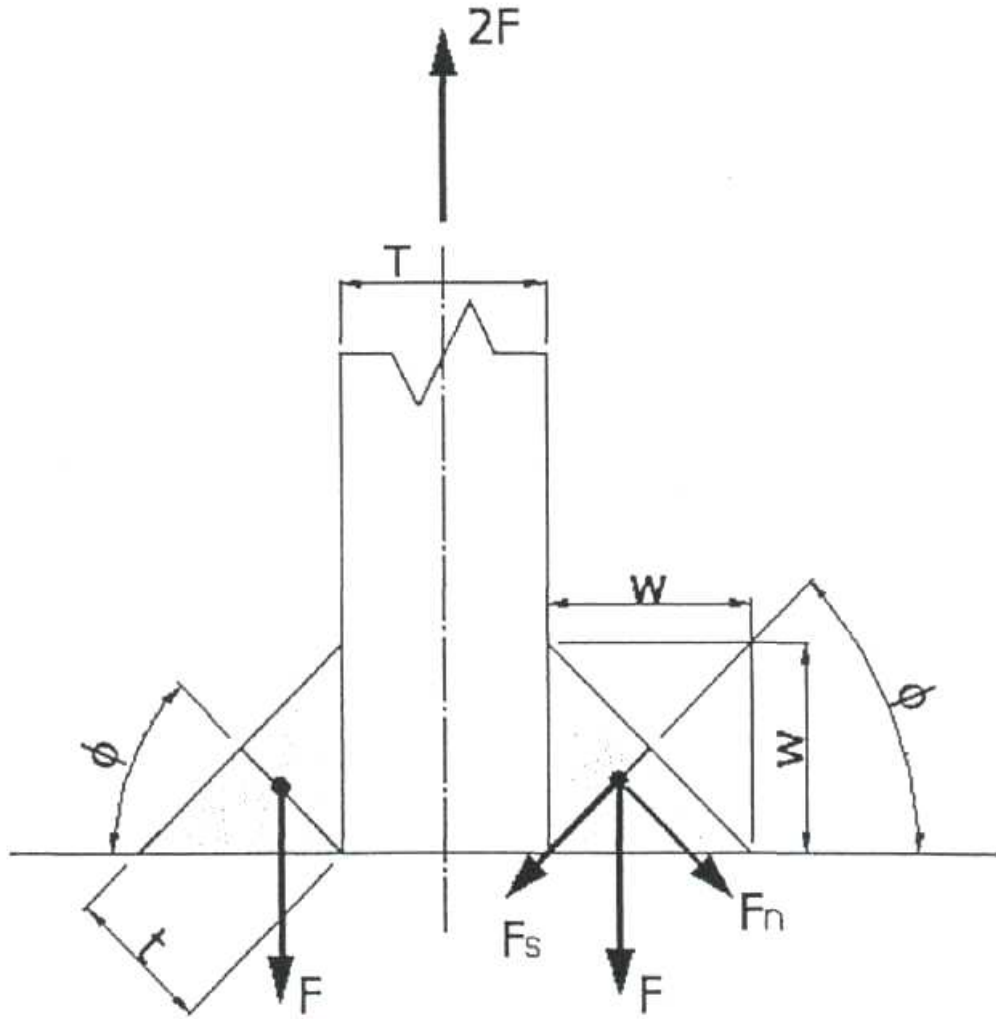
Kaynak kökü ve kaynak ayaklarındaki gerilme yığılmaları, değişken yük altında kırılmalara neden olur. Şekil 1.1'deki gibi bir durumda F yükü üst kaynak ayağında kayma gerilmesi, alt kaynak ayağında ise normal çekme gerilmesine neden olur. Şekil 1.3'teki kaynak şekilleri ve kaynak üzerinden gerilme çizgilerinin geçmesi üç örnekle görülmektedir. Bu üç modelin farklı yüklemeler altındaki davranışları da mukayeseli olarak görülebilir[8].

T kaynak ve köşe kaynak			
Gerilme örnekleri			
Statik çekme dayanımı	100%	80%	30%
Yorulma direnci	40%	25%	10%
Darbe dayanımı	85%	75%	10%

Şekil 1.3. Kaynak üzerinden gerilme çizgilerinin geçişi ve dayanıma etkileri[8]

Şekil 1.3'ten anlaşılacağı gibi tek taraflı köşe kaynağında yük taşıma kabiliyeti bariz bir azalma göstermektedir. Kökte kalan boşluk nedeniyle köşe kaynağının dayanımı T kaynağına göre daha azdır. Tek taraflı köşe kaynağı veya bindirme köşe kaynak bağlantılarından kaçınılmalıdır. Kaynak ağzı açılmaması nedeniyle köşe kaynağının uygulanması daha kolaydır.

Bununla birlikte yaklaşık hesaplar yapılarak kaynak bölgesindeki gerilme değerlerini aşağıdaki formüller ile de hesaplamak mümkündür. Şekil 1.4 teki tanımlamalardan elde edilen bazı hesap yaklaşımları aşağıda verilmiştir[8].



Şekil 1.4. Bir köşe kaynağında oluşan gerilmelerin hesaplanması için gerekli ölçüler[8]

Her bir kaynak dikişine gelen gerilme değeri olan F 'nin bileşenleri F_s kesme kuvveti ve F_n normal kuvvet olmak üzere[2].

$$F_s = F \cdot \sin \varphi \quad F_n = F \cdot \cos \varphi \quad \text{yazılabilir.} \quad (1.1)$$

Herhangi bir Φ açısında ortalama gerilme

$$S_n = \frac{F \cdot \cos \varphi}{tL} = \frac{(F \cdot \cos \varphi) (\cos \varphi + \sin \varphi)}{wL} \quad (1.2)$$

Herhangi bir Φ açısında ortalama kayma gerilmesi

$$S_s = \frac{F \cdot \sin \varphi}{tL} = \frac{(F \cdot \cos \varphi) (\cos \varphi + \sin \varphi)}{wL} \quad \text{olur.} \quad (1.3)$$

L şekil düzlemine dik doğrultudaki derinlik yönündeki kaynak boyudur.

$$\Phi=67,5^{\circ}$$

$$\text{Max.Ss}=\frac{1.2F}{wL} \text{ olarak ifade edilebilir. Yine bu açıda ortalama normal} \quad (1.4)$$

$$\text{gerilme değeri } S_n = \frac{0.5F}{wL} \text{ olarak ifade edilebilir.} \quad (1.5)$$

Ortalama normal gerilmenin maksimum değeri ise $\Phi=22.5^{\circ}$ de oluşur ve değeri

$$\text{Max.Sn} = \frac{1.2F}{wL} \text{ olarak ifade edilebilir. Bu açıda ortalama kayma} \quad (1.6)$$

$$\text{gerilmesi değeri de } S_s = \frac{0.5F}{wL} \text{ olarak ifade edilebilir.} \quad (1.7)$$

$\Phi=45^{\circ}$ de ise ortalama kayma gerilmesi ve ortalama normal gerilme birbirine eşittir ve değerleri de,

$$S_n = S_s = \frac{F}{wL} \text{ olarak yazılabilir.} \quad (1.8)$$

Bu ifadeler gerilmelerin ortalama değerlerini hesaplamak için yazılabilen ifadelerdir. Oysaki kaynak dikişini kesen bir düzlem üzerindeki gerilme değerleri konuma göre değişir.

Bu çalışmada köşe kaynak dikişine gelen normal gerilmeler, eşdeğer gerilmeler ve modellerin şekil değiştirme durumları sonlu elemanlar yöntemiyle analizleri yapılmıştır. Sonlu elemanlar yönteminden 2.Bölümde bahsedilecektir.

BÖLÜM 2. SONLU ELEMAN YÖNTEMİNE GENEL BAKIŞ VE ANSYS PAKET PROGRAMI

2.1. Genelleme

Bilim adamları ve mühendisler alışılmış analitik metotlarla çözümü çok zor hatta imkânsız fiziksel problemlerle sık sık karşılaşır. Örneğin bir dış kuvvet takımı etkisinde üç boyutlu bir elastik cisim düşünelim. Bu kuvvetlere cismin "kesin" tepkisini hesaplamak için deformasyonlar cinsinden yazılmış denklemlerin bir "kapalı form" çözümünü aramak zorundayız. Bununla birlikte genellikle kompleks geometrik şekilli uygulama problemlerinin böyle bir çözümünü elde etmek aşırı ölçüde zor ve çoğunlukla imkansızdır. Bu tip problemler mühendislik ve diğer bilim dallarında çok sık ortaya çıkmaktadır. Böyle bir problemle karşılaşan çözümleyici doğal olarak "sayısal" adı verilen çözüme başvuracaktır. Başka metotlarla çözülemeyen problemlerin çözümünde kullanılabilen çok sayıda sayısal yol vardır. Sonlu eleman metodu bunlardan biridir. Sonlu eleman metodu yeni bir çözüm yöntemi olup kendisini diğerlerine üstün kılan seçkin özelliklere sahiptir[9].

2.2. Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Alman bilim adamları tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metotlarını daha sonra İngiliz bilim adamları tarafından virtuel is prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmişlerdir. Bilim adamları 1956 yılında bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuşlardır. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa 1960'lı yıllarda telâffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir.

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup, bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir. Araştırmacılar 1960'lı yılların başlarında non-lineer

problemlerle ilgilenmeye başladılar.

Araştırmacılar 1960 yılında geometrik olarak non-linear problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk defa 1965 yılında tartışılmıştır. Statik problemlerin yanı sıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlandı. Bilim adamları 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşımı kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmişlerdir.

Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960'lı yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz[11]. Sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer birçok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı.1990'lı yıllarının ortaları itibarıyla sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır[10].

2.3. Sonlu Elemanlar Metodunun Yararları

Sonlu elemanlar yönteminin günümüzdeki uygulamaları oldukça fazladır ve diferansiyel eşitliklerle düzenlenen fiziksel tüm problemleri kapsar. Sonlu elemanlar yönteminin yararları, genişçe kullanılmasına yardımcı olmaktadır[10].

Bunların bazıları:

- Bitişik elemanlardaki malzeme özellikleri aynı olmayabilir. Bu özellik birkaç malzemenin birleştirildiği cisimlerde uygulanabilmesine imkan vermektedir.
- Düzgün olmayan sınırlara sahip şekiller, eğri kenarlı elemanlar kullanılarak analiz edilebilirler.

- Eleman boyutları kullanıcı tarafından değiştirilebilir. Böylece önemli değişiklikler beklenen bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri büyük elemanlara bölünerek işlem hızı arttırılabilir.
- Süreksiz yüzey yüklemeleri gibi sınır durumları yöntem için zorluk oluşturmaz. Karışık sınır durumları kolaylıkla ele alınabilir.

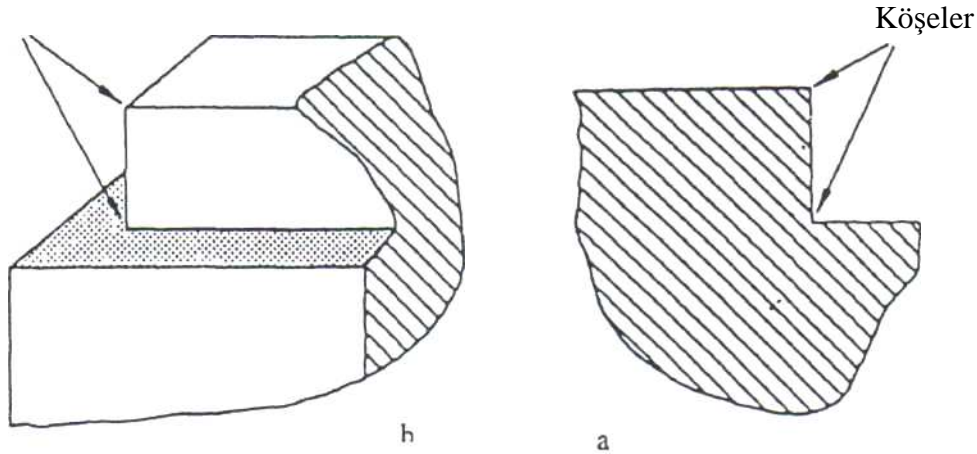
2.4. Niçin Sonlu Elemanlar

Diğer sayısal metotlar özellikle sonlu farklar metodu daha eski ve güvenilir olduğu halde, sonlu eleman metodu kullanımı neden tercih edilmelidir? Sonlu eleman metodunu, diğer metotlara üstün kılan başlıca hususlar şunlardır[10].

- Sonlu elemanlar, boyutları ve şekillerinin esnekliği nedeniyle, verilen bir cismi temsil edebilir, hatta karmaşık şekilli bir cisimde daha güvenilir olabilir.
- Çok bağlantılı bölgeler (yani bir veya çok delikli cisimler) veya köşeleri olan bölgeler (Şekil 2.1) zorluk çekilmeksizin incelenebilir.
- Değişik malzeme veya geometrik özellikleri bulunan problemler ek bir zorluk göstermez. Geometri ve malzeme non—lineeriteleri, kalıtsal olsa bile (örneğin zamana bağlı) malzeme özellikleri, kolaylıkla göz önüne alınabilir.
- Sebep-sonuç bağıntılarına ait problemler tümel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş “kuvvetler” ve “yer değiştirmeler” cinsinden formüle edilebilir. Sonlu eleman metodunun bu özelliği problemin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
- Sınır şartları kolayca uygulanır.
- Sonlu eleman metodunun çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam, alan ve diğer problemlerde sebep-sonuç ilişkilerini hesaplamak için çok etkin bir şekilde kullanılabilir. Analitik ve deneysel metotlardan daha hassas sonuç verir.
- Karmaşık parçalara rahatlıkla uygulanabilir. (Analizler, karmaşık ve büyüklük parçalar için kullanılan yazılım ve bilgisayar imkânlarıyla sınırlıdır.)

- Sınır şartları ve malzeme özellikleri analiz sonuçlarının doğruluğu açısından çok önemlidir.
- Uygulama herhangi bir tecrübe gerektirmez. Fakat daha önceden elde edilen bilgiler işleme aktarılabilir, test ve deney sonuçları kullanılabilir.
- Parçanın tasarım ve imalatında karşılaşılabilecek birçok büyüklük analizlerle elde edilebilir. Örneğin; yükleme şartlarına göre ortaya gerilme durumu veya imalatta parça üzerinde oluşacak sıcaklık gibi.
- Simülasyon ile parça imalatında ortaya çıkabilecek muhtemel hataların en aza indirilmesi.
- Üretilen parçaya göre optimizasyon stratejisi geliştirilebilir. Elde edilen analiz sonuçları tasarım aşamasında parçaya uygulanabilir.

Yukarıda 1, 3, 5 ve özellikle 2. şıkkın sonlu farklar işlemi önemli ölçüde zorluk gösterir.



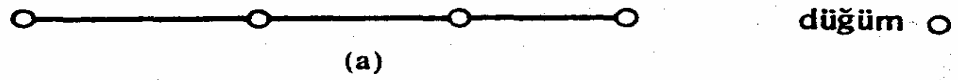
Şekil 2.1. Köşeler; (a) iki boyutlu cisimde, (b) üç boyutlu cisimde[12]

2.5. Sonlu Eleman Metodu

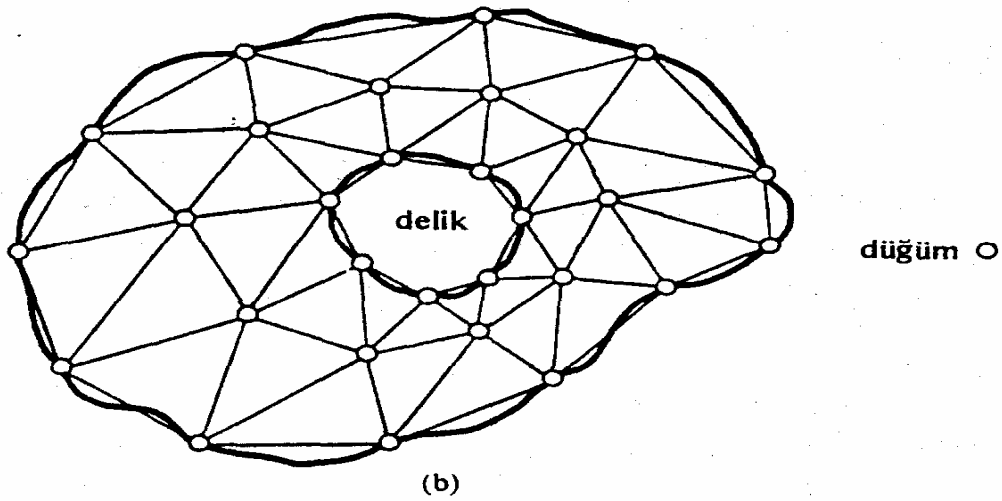
Bu metotta cismin ‘‘sonlu’’ boyutta çok sayıda ‘‘elemana’’ ayrıldığı tasavvur edilir. Metodun adı da buradan gelmektedir. Cisim uzayda n ($= 1, 2, 3$) boyuta sahip, n boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılır. Bir boyutlu cisimler düğümlerle; iki boyutlu cisimler çizgilerle; üç-boyutlu cisimler düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılacaktır. Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilirler. Ancak iki veya üç boyutlularda elemanlar, eşit olmayan boyutlarda olabileceği gibi

farklı şekillerde de olabilirler. Bununla birlikte, bütün durumlarda cismi temsil eden sonlu elemanlar Şekil.2.2a, b ve c'de görüldüğü gibi düğümlerle bağlanacaktır. Sonuçta cisim, sonlu elemanlar ve onları birbirine bağlayan düğümlerden oluşan bir sistemle yer değiştirmiş olacaktır[12].

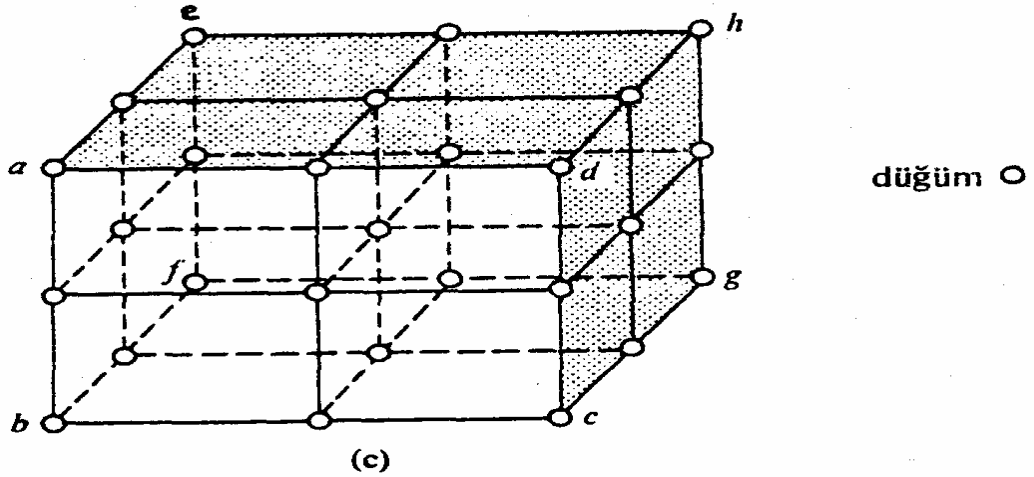
Sonlu elemanların düğümlerle bağlantı durumu Şekil.1.2'deki gösterimde en iyi şekilde anlaşılmaktadır. Burada düzgün, birim kalınlıkta biri üçgen diğeri dikdörtgen iki düzlem sonlu eleman vardır.



Şekil 2.2a. Üç doğrusal sonlu elemana ayrılmış bir boyutlu bir cisim[12]

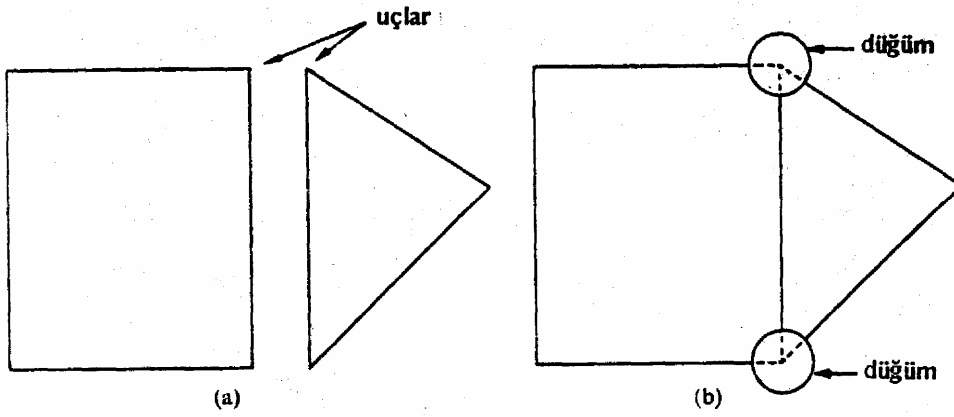


Şekil 2.2b. Üçgen elemanlar sistemi haline getirilmiş iki boyutlu delikli bir cisim[12]



Şekil 2.2c. a, b, c, d, e, f, g, h şeklinde 8 özdeş dikdörtgen prizma elemana ayrılmış üç boyutlu bir cisim[12]

Şekil 2.2a'da elemanlar ayrı ayrı, birbirine bağlanmamış biçimde gösterilmiştir. Düğümleri Şekil 2.2b'deki gibi komşu sonlu elemanları uçlarından birbirine bağlayan ve onları bir arada tutan 'somun-cıvata' bağlantısı gibi düşünebiliriz, düğümler kaldırıldığında ise elemanlar birbirinden ayrılır.



Şekil 2.3. Birim üniform kalınlıklı iki düzlem sonlu eleman ve (a) 'daki sonlu elemanların düğümlerle bağlantısı[12]

Düğümler kaldırıldığında elemanlar birbirinden ayrılacağından komşu sonlu elemanlar arasında fiziksel süreklilik yoktur.

Metodun çözümlemesinde bundan sonraki adım, cismi temsil eden elemanların her birinin "eleman direngenlik matris"ni (element stiffness matrix) tanımlamaktır. Daha sonra eleman direngenlik matrisleri, parçalara ayrılmış cismin tamamına ait

“tümel direngenlik matrisi”ni (overall stiffness matrix) oluşturmak üzere toplanır. Bu toplamada, cismin sonlu eleman modelindeki bütün düğümlerde kuvvetlerin dengesi ve yer değiştirmelerinin sürekliliği sağlanır. Buradan aşağıdaki matris denkleminde ulaşılır.

$$[K] \{\delta\} = \{P\} \quad (2.1)$$

[K] , cismin tümel direngenlik matrisini tanımlar. Tümel kuvvet vektörü {P}, bütün düğümlere uygulanan dış kuvvetleri; {δ} ise, bütün düğümlerin yer değiştirmelerini göstermektedir. Bu formülde [] işareti kare (veya dikdörtgen) matrisleri, { } İşareti vektörü gösterecektir. Denklem (2.1) incelenirse, [K] nitelik bakımından, parçalara ayrılmış cisimde birim yer değiştirme oluşturacak kuvveti ifade eder. Buradan cismin sonlu eleman modelini bir yaya eşdeğer olarak düşünürsek cismin “direngenliği” [K] ‘nın “yay sabitine” karşılık olacağı açıktır. Dolayısıyla sonlu eleman metodu, esas itibariyle, cismin “direngenlik” açısından analizinin yapıldığı bir yöntemdir[13].

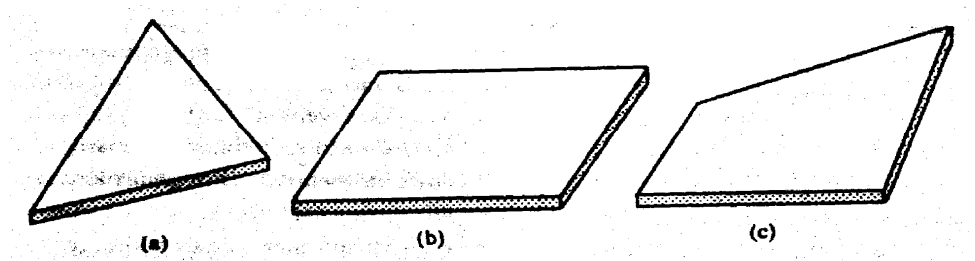
Cisme etkiyen belirli bir dış kuvvetler ve belirli bir sınır şartları takımı için, denk.(2.1)’den yegane çözüm olarak düğüm yer değiştirmeleri {δ} bulunur. Yer değiştirmelerden de, gerilmeler ve zorlanmalar hesaplanabilmektedir[13].

Özetlenecek olursa, verilen bir problemin sonlu eleman metodu ile çözmek için sırası ile aşağıdaki işlemlerin uygulanması gerekir:

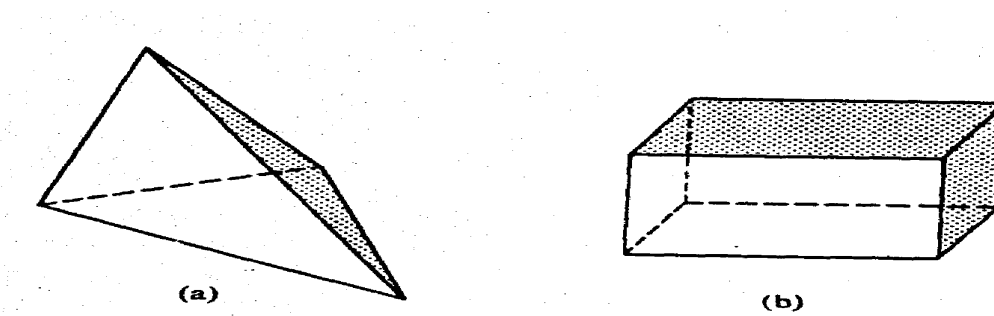
- Cismi bir sonlu elemanlar sistemi halinde “parçalama” (bölme).
- Cismi temsil eden elemanların her birinin “eleman direngenlik matrisi” ve diğer özelliklerinin çıkarılması.
- “Tümel direngenlik matrisi” [K] ve “tümel kuvvet vektörü” {P}’nin toplama işlemi.
- δ’ yi tayin etmek için, belirlenmiş sınır şartlarıyla denklem (2.1)’in çözümü.
- Hesaplanan düğüm yer değiştirmeleri {δ}’ dan elemanların zorlanmalarının ve gerilmelerinin hesaplanması.

Uygulamada bilimsel ve mühendislik problemlerinde; genellikle, büyük [K] matrisleri doğar. Bu yüzden, denklem (2.1)'i çözmek için bilgisayar kullanılması kaçınılmaz bir hal alır. Yukarıdaki İşlemleri otomatik hale getirmek için basit programlar yazılabilir. Gerçekten sonlu eleman metodu, otomatik hesaplama ile birleştirilmekle, çözümü çok zor hatta olanaksız karmaşık fiziksel problemleri hassas olarak çözmekte çok etkin ve zarif bir araç oluşturmaktadır[13].

Şekil 2.3 ve Şekil 2.4, tipik bazı eleman biçimlerini göstermektedir. Verilen bir cismin nasıl bölüneceğinin (elemanlara ayırma) belirlenmesinde cismin geometrisi, özellikle iç ve dış sınırlarının biçimi, geniş ölçüde yol gösterir ki bu da d olacaktır. İki-boyutlu cisimlerde, elemanın biçimi, cismin biçimine bağlı olarak bulunur. Eğri ve düzgün olmayan sınırlarda, üçgen ve dörtgen elemanlar, dikdörtgen elemanlardan daha elverişlidir. Üç boyutlu cisimlerde, dörtyüzlü (üçgen prizma), dikdörtgen prizmadan daha elverişlidir (Şekil 2.4). Cismin şekline bağlı olarak, uygulamada karışık bölme yapma belli bir eleman kullanmaktan daha uygun olabilmektedir. Şekil 2.5 bir düzlem cismi temsil eden böyle bir kombinasyonu göstermektedir[14].

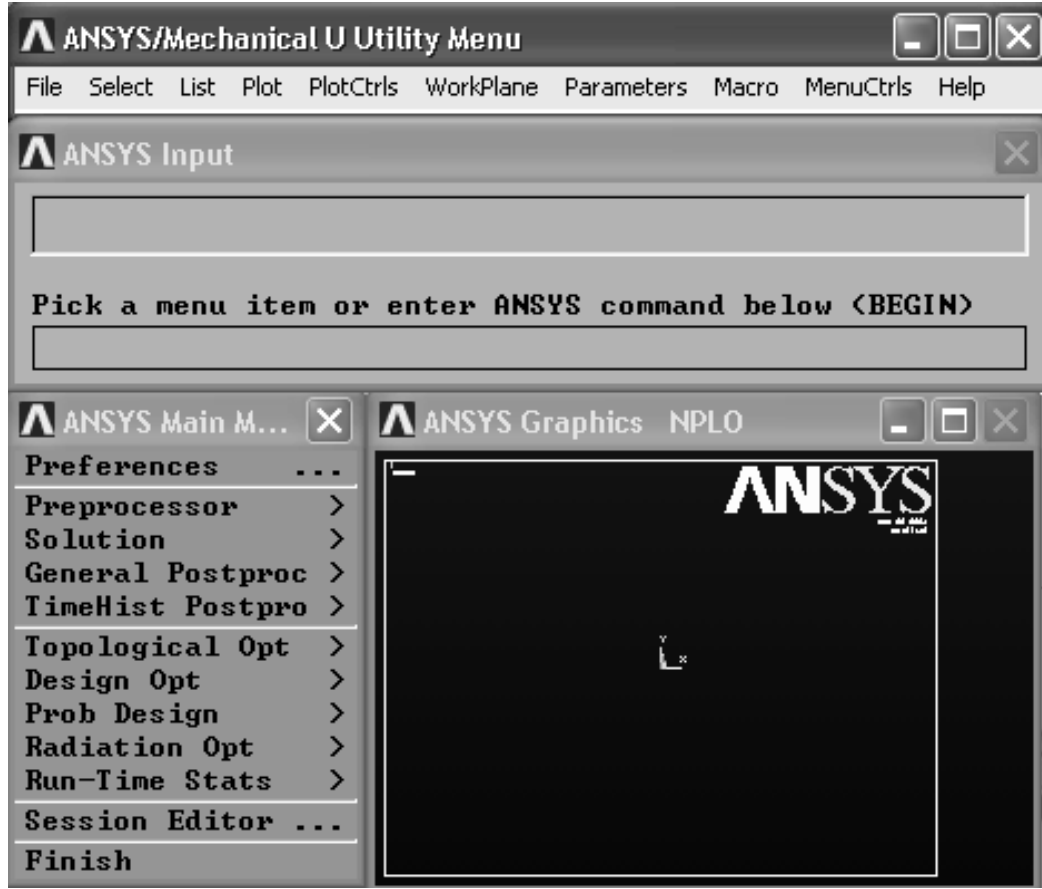


Şekil 2.4. İki boyutlu (düzlem) elemanlar: (a) üçgen, (b) dikdörtgen ve (c) dörtgen[14]



Şekil 2.5. Üç-boyutlu elemanlar: (a) dörtyüzlü ve (b) dikdörtgen prizma[14]

2.6. ANSYS Paket Programı



Şekil 2.6. ANSYS paket programı mönüsü

Günümüzde piyasada birçok sonlu eleman yöntemi ile analiz yapan program bulunmaktadır. ANSYS programı 1970 yılında Swanson Analiz Sistemleri tarafından piyasaya sürülmüş, bu güne kadar da geliştirilmiştir[15].

2.6.1. Programın kabiliyetleri

- Structural : Yapısal analizleri yapar.
- Thermal : Sıcaklık analizleri yapar.
- Electro-Magnetic : Magnetik analizleri yapar.
- Coupled Field : İki farklı analizi aynı anda yapar.

2.6.2. Koordinat sistemleri

ANSYS programı her biri farklı sebeplerden dolayı kullanılan birkaç koordinat sistemine sahiptir. Global ve lokal koordinat sistemleri uzayda geometrileri oluşturan düğüm noktaları, keypointler gibi parçaları yerleştirmek için kullanılır. Display koordinat sistemi geometrilerin hangi parçalarının listeleneceğini veya görüntüleneceğini belirler. Nodal koordinat sistemi, her düğümdeki serbestlik derecelerin ve eleman sonuçlarını tanımlar. Element koordinat sistemi ise malzeme özellikleri ve eleman sonuçlarını tanımlar[15].

2.6.3. Element kütüphanesi

ANSYS’de yapılarınız, tanımlayabileceğiniz 133 adet element tipi vardır. Element seçimi yapının geometrisine olduğu kadar analizin cinsine de bağlıdır[15].

2.6.4. Çözüm metotları

ANSYS programında birkaç denklem çözücüsü vardır. En çok kullanılan üç tanesi aşağıda açıklanmıştır[15].

- Frontal Solver :Bu çözücü Gauss eliminasyon yöntemini kullanır ve boş disk alanına ihtiyacı vardır. Model büyüdükçe boş disk alanı ihtiyacı artar.
- Sparse Solver :Bu çözücü oluşan matrisi köşegen matris olarak kullanır ve bu şekilde çözüme gider.
- İteratif Solver :Bu çözücü’de denklemi iteratif olarak çözdüğü için fazla disk alanına ihtiyacı olmaz fakat çözüm zaman alır.

2.6.5. Ön hazırlık kapasitesi

Modellerde otomatik mesh yapabilme olanağı vardır. Kullanıcı sadece geometriyi ve diğer şartları belirler, mesh otomatik olarak yapılabilir. Çok çeşitli mesh yapabilme

özelliği kullanıcıya yapılarını farklı şekilde tanımlama özelliği sağlar. Örneğin shell eleman ile beam elemanı beraber kullanmak gibi daha sonra program oluşan meshleri montaj yapıp birleştirir[15].

2.7. ANSYS ile Başlangıç

2.7.1. Analiz yapma

ANSYS programı, sonlu elemanlar yöntemi ile basit lineer statik analizden lineer olmayan dinamik analizlere kadar birçok analiz kapasitesine sahiptir.

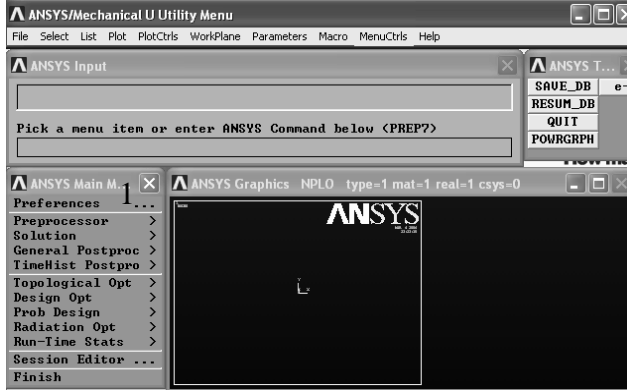
Sonlu Elemanlar Programında analiz yapmak için aşağıdaki kurallar dikkate alınmıştır[16].

- Analiz tipinin belirlenmesi.
- Eleman tipinin seçilmesi.
- Real constant tanımlaması (gerekliyse).
- Malzeme tanımlanması.
- Modelin oluşturulması.
- Özellik tanımlanması veya atanması.
- Sonlu elemanlar ağının oluşturulması.
- Sınır koşulları ve yüklerin verilmesi.
- Çözüm.
- Sonuçların incelenmesi.

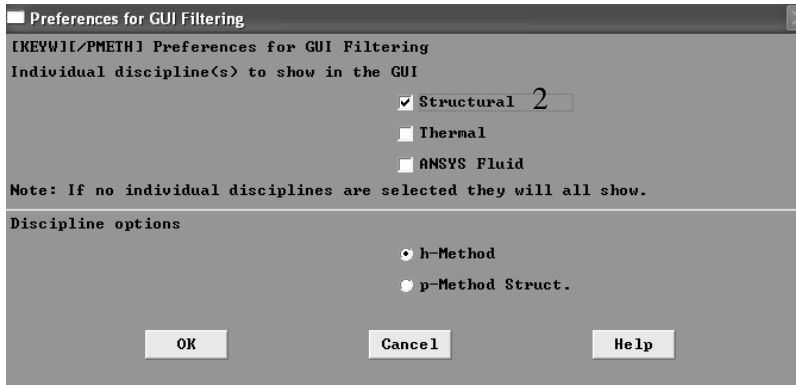
2.7.1.1. Analiz tipinin belirlenmesi

Köşe kaynaklı birleştirmede kaynak bölgesinde ısı etkisinin ihmal edilmesinden dolayı parçanın yapısal statik analizi yapılacaktır. Bunu da programda aşağıdaki menüden girmektediriz. Bu işlemin yapıldığı pencere Şekil 2.6'da gösterilmiştir.

- Ansys programı çalıştırılıp açılan menüden preferences tıklanır.
- Açılan menüden analiz tipi Structural (yapısal analiz) seçilir.



Şekil 2.7. Analiz tipi belirleme aşaması-1



Şekil 2.8. Analiz tipi belirleme aşaması-2

2.7.1.2. Element tipinin seçilmesi

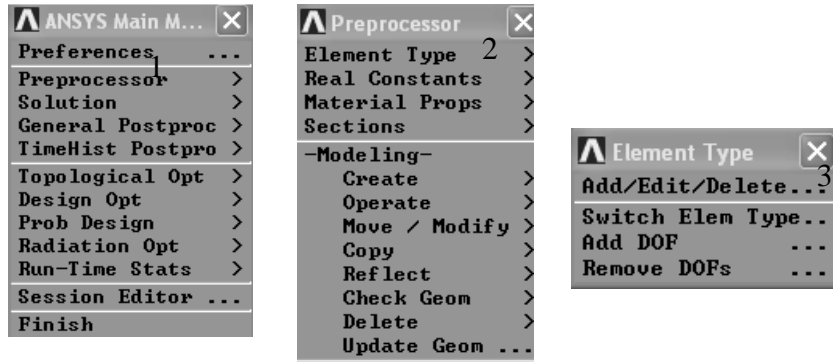
Modelde kesit alanı derinlik boyunca değişmediğinden kalınlığı birim kalınlık olarak düşünülebilir. Bu durumda hazırlanan model iki boyutlu olarak ele alındı. Model, tüm kesitleri temsil edecektir ve iki boyutlu elemanlara bölünecektir. Eleman seçiminde ANSYS programının element kütüphanesinden 6 düğümlü TRIANGLE 6 node 2 tercih edilmiştir. Şekil 2.9'da gösterilen Plane 82, "Help" butonuyla açılan ilişkili yardım dosyasından alınarak gösterilmiştir. Şekil 2.8 incelendiğinde elemanın köşelerinde ve kenarların orta noktalarındaki düğümler görülür. Düğüm sayısının çok olması daha hassas değerler elde edilmesine yardımcı olur.

ANSYS element kütüphanesi 100'den fazla değişik element tipine sahiptir. Her element tipi numarasına ve özel bir numaraya ve element kategorisini belirleyen ön eke sahiptir. Örnek: BEAM4, PLANE77, SOLID96, vb. Aşağıda bazı element

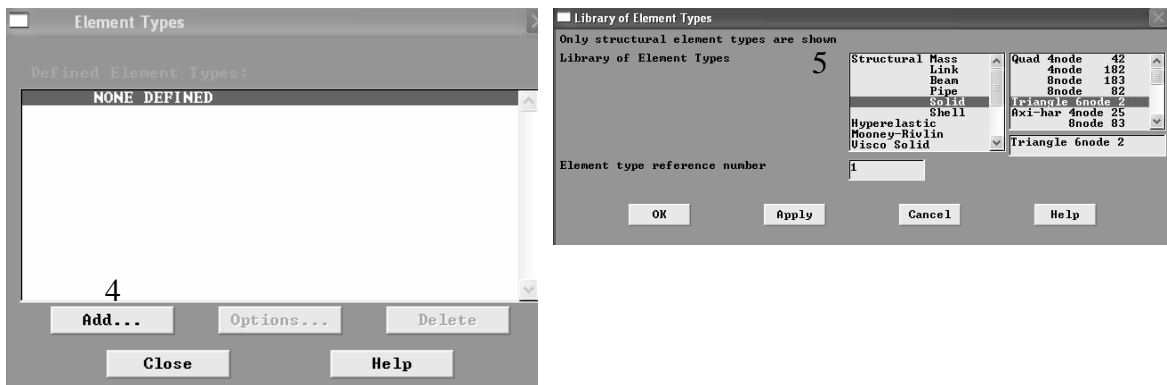
kategorileri verilmiştir[16].

Beam	Shell
Mass	Contact
Link	Hyperelastic
Pipe	Viscosolid
Solid	

Element tipi ayrıca serbestlik derecelerini ve elementin 2 veya 3 boyutlu olduğunu belirtir. Örnek: BEAM4; 6 yapısal serbestlik derecesine sahiptir. (UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ) ve üç boyutlu bir elemandır. PLANE 77 termal serbestlik derecesine (TEMP) sahiptir ve 8 nodlu dörtkenarlı, 2 boyutlu bir elemandır. Element tipi Main menu>Preprocessor>Element tipi>add/edit/delete tıklanarak tanımlanır.

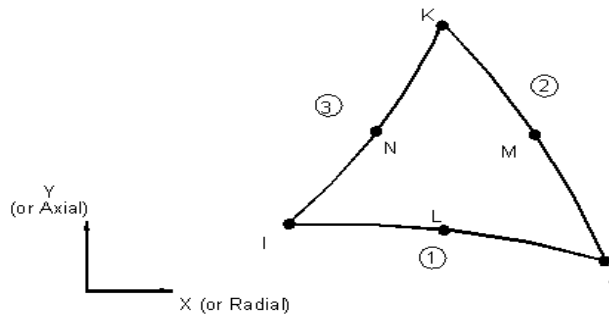


Şekil 2.9. Element tipinin belirlenme aşaması-1



Şekil 2.10. Element tipinin belirlenme aşaması-2

Figure 1. PLANE2 2-D 6--Node Triangular Structural Solid



Şekil 2.11. İki boyutlu, üçgen, 6 düğümlü birim eleman modeli[16]

2.7.1.3. Real constant tanımlama

Malzeme real constant'ları element tipine bağlı olan özelliklerdir. Örneğin, 2 boyutlu olan BEAM3 için Real constantları; alan (AREA), atalet momenti (IZZ), yükseklik (HEIGHT), kayma oranı (SHEARZ), bütün element tipleri real constant içerir. Farklı kategorideki aynı element tipleri farklı real constantlar içerir. Yapılan modellerde reel constant verilmemiştir.

2.7.1.4. Malzeme özelliklerini tanımlama

ANSYS programında elemanlara bölme "mesh" işlemine geçilmeden önce malzeme özellikleri tanımlanmalıdır. Tanımlamada analiz türüne göre ihtiyaç duyulan malzeme özellikleri tam ve eksiksiz olarak belirtilmelidir. Bu çalışmadaki modelin malzeme özellikleri lineer elastik ve izotropik kabul edilmiştir. Çünkü mühendislik malzemeleri genelde izotropik malzemedir, mühendislik malzemelerinde hangi doğrultuda ve her yönde kuvvet etkisi altında bütün özelliklerinin aynı olması istenir. Bu nedenle modellerin özellikleri tanımlanırken bu hususlara dikkat edilerek malzemelerin homojen olması tercih edilmiştir. Yapılan modeller, fiziksel bir sistemi yansıtan sistemler olarak tanımlanabilir. Modeller yapılırken iki boyutlu olarak modellenmiştir. Çünkü sistem bir simetridir. Elde edilen gerilmelerin diğer ekseninde de oluşacağından tek eksen olarak 2 boyutlu modellenmiştir.

Bu çalışmadaki modelde tek bir malzeme kullanılmıştır. Modeller çizilirken farklı 3 (üç) alandan meydana getirilmiştir. Bu üç alan birleştirildiğinde analizi yapılacak

olan model ortaya çıkmıştır. Bu nedenle birleştirilen parçalar sonucunda oluşan kaynak bölgesinde ısıdan kaynaklanan bir bölge olmadığı için parçalar yekpare bir parça olarak düşünülmüştür. Bu nedenle malzeme özellikleri bu farklı üç alan içinde aynı kabul edilmiştir.

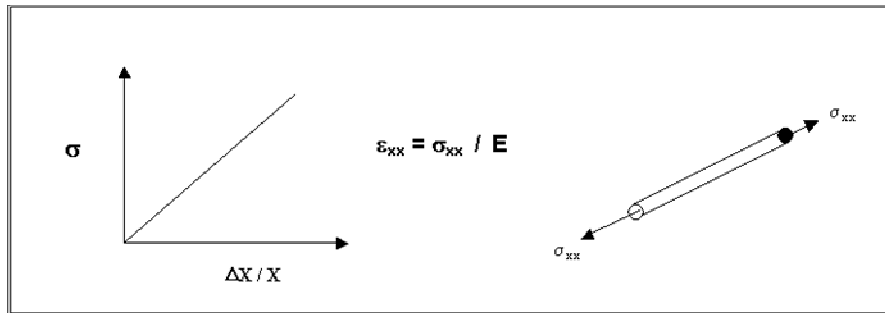
Tablo 2.1. Malzemenin karakteristik özellikleri

Malzeme	Elastisite modülü	Poisson oranı
Paslanmaz çelik	200 GPa	0,3

Malzeme özellikleri belirtilirken birim analizi önceden yapılmış olmalıdır. Model malzemesi paslanmaz çelik olarak kabul edilmiş, Elastisite modülü $E=200$ GPa, poisson oranı 0,3 alınmıştır. Modeldeki ölçüler mm cinsinden alınmıştır.

$1Pa = 1 \frac{N}{m^2}$ olarak tanımlanır. Buna göre $1MPa = 1 \frac{N}{mm^2}$ = dir. $E = 200$ Gpa = 200.000

MPa olur. Şekil 2.10'deki pencerede Elastisite modülü olarak bu rakam yazılmıştır. Elastisite Modülü; ilişkilendiren bir kat sayıdır. Malzemelerin türüne göre farklı değerler alır. Bir başka ifade ile gerilim birim deformasyon doğrusunun eğimidir. (Şekil 2.9) Kırılgan maddelerde belirli bir gerilmeden sonra malzeme plastik değişime uğrayacağından grafik doğrusal değerini kaybeder. Dolayısıyla elastik malzemelerin doğrusal olarak deforme olduğu kabulü bulunmaktadır[17].



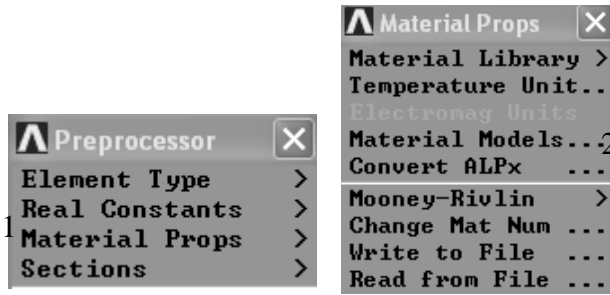
Şekil 2.12. Elastisite modülü[17]

Poisson[18]. oranı ise; bir yöndeki gerilim sadece o yöndeki deformasyona neden olmaz. Aynı zamanda diğer eksenler yönünde de deformasyon oluşur bir eksendeki gerilim ile bu gerilimin diğer eksenlerde oluşturacağı deformasyonu ilişkilendiren bir

katsayıdır. Aşağıdaki formülde görüleceği gibi etkisi her zaman negatiftir[17].

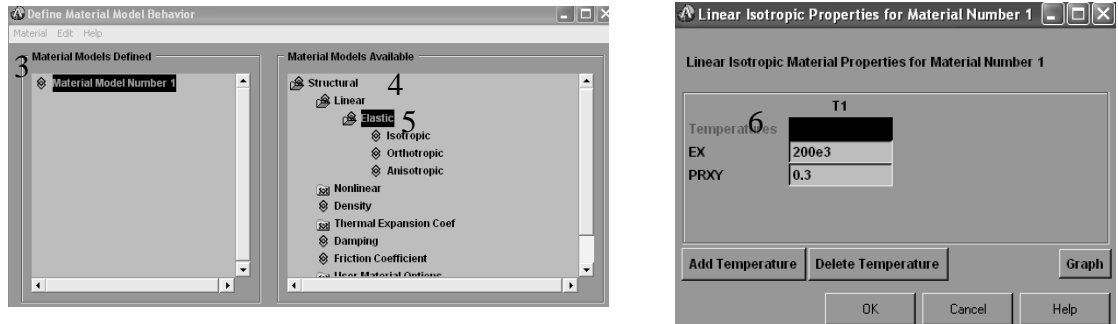
$$\epsilon_{xx} = -\epsilon_{yy}$$

Poisson oranı bir çekme deneyinde parça uzarken kesit alanı da azalır. Çekme deney çubuğunun eksenine dik doğrultudaki birim şekil değiştirmesinin eksen yönündeki birim şekil değiştirmeye oranı olarak tanımlanır. Poisson oranı birimsizdir ve değeri 0~0.5 arasında değişir. Malzeme rijitliği arttıkça bu değer 0'a, şekil değiştirme kabiliyeti arttıkça 0.5'e yaklaşır. ANSYS'te malzeme tanımlanması; Main Menu>Preprocessor>Material Props> Material Models yolu izlendiğinde karşımıza çıkan bir pencerede yapılır. Bu pencerenin solunda tanımlanan malzeme listesini, sağında ise malzeme karakteristiğine göre grupları görmek mümkün olur.



Şekil 2.13. Material models belirleme

Sağdaki bölmeden sırasıyla Structural>Linear>Elastic>Isotropic yolu izlendiğinde yeni bir pencere açılır. Bu pencerede iki veri hücresi bulunmaktadır. Bunlardan ilkinde malzemenin Elastisite modülü (EX), ikincisine ise Poisson oranı (PRXY) yazılır. Bu pencere de Şekil 2.14'de gösterilmiştir.



Şekil 2.14. Malzeme özelliklerinin programa girilmesi

2.7.1.5. Modeli oluşturmak

ANSYS de birçok yolla geometrik model yapmak, diğer benzer programlara göre daha kolaydır. Öncelikle, başlangıcın nerede olduğuna karar verilir ve sonra dikdörtgene ilişkin bu başlangıç noktası tanımlanır. Başlangıcın yeri isteğe göre seçilir. Bu analizde başlangıç (0,0,0 (X,Y,Z)) noktası programın merkez noktası seçilmiştir. ANSYS, de bu başlangıç Lokal orijin olarak adlandırılır.

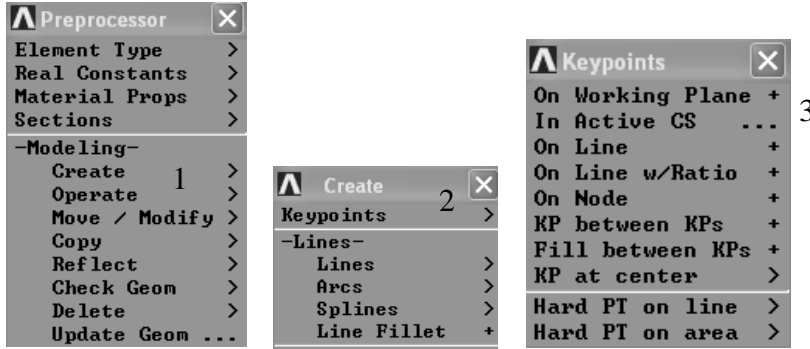
- Main Menu : Preprocessor
: Modeling>Create
: Keypoints-In Active C
- Keypoints ölçüleri aşağıdaki tabloda verilmiştir. Değerler girilirken Tab tuşuna basılarak girişler yapılmalıdır. Aşağıdaki değerler programa girilmelidir.

Tablo 2.2. Modelin keypoints noktaları

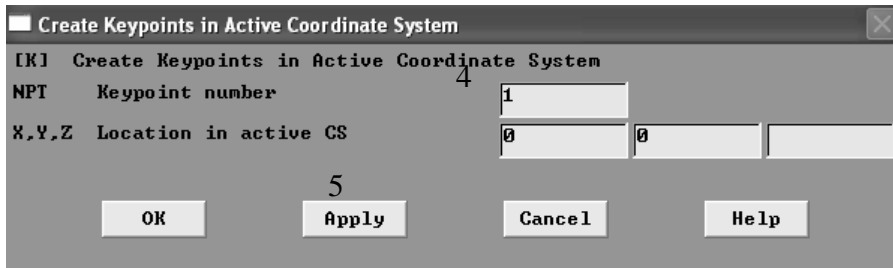
1. keypoints	X1=0	Y1=0
2. keypoints	X2=0	Y2=10
3. keypoints	X3=0	Y3=40
4. keypoints	X4=10	Y4=40
5. keypoints	X5=10	Y5=20
6. keypoints	X6=20	Y6=10
7. keypoints	X7=30	Y7=10
8. keypoints	X8=30	Y8=0

- Menüde Apply tıklayarak diğer keypointsler oluşturulur.
- Keypointsler oluşturulduktan sonra OK tıklanarak ve diyalog menü kapatılır.
- Menüden Line tıklanarak çıkan menüden In Active Coord. tıklanarak teker teker keypointsler secilerek birer line haline getirilir.
- Kaynak bölgesindeki 5.ve 6. keypointslerde r=1 mm'lik bir filet yapılmıştır, bunun sebebi keskin köşelerdeki gerilme yığılmasını ortadan kaldırmaktır.

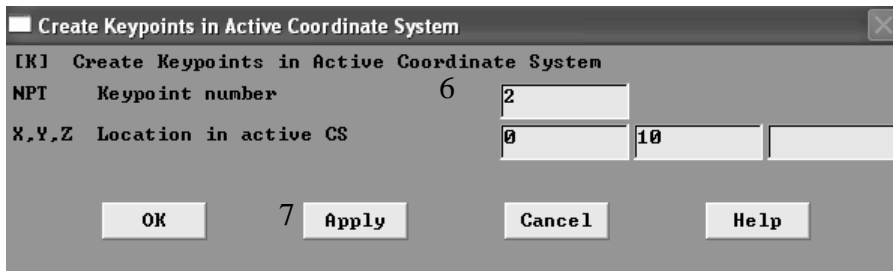
- Ares menüsünden Arbitrary tıklanır ve By lines seçilerek oluşturulan line'lar birer alan haline dönüştürülür. Bu işlemlerin ardından grafik penceresinde Şekil 2.20 oluşacaktır. Şekilde 2.20'de lokal orijinin en alttaki dikdörtgenin (0,0) noktasında olduğuna dikkat edilmelidir.



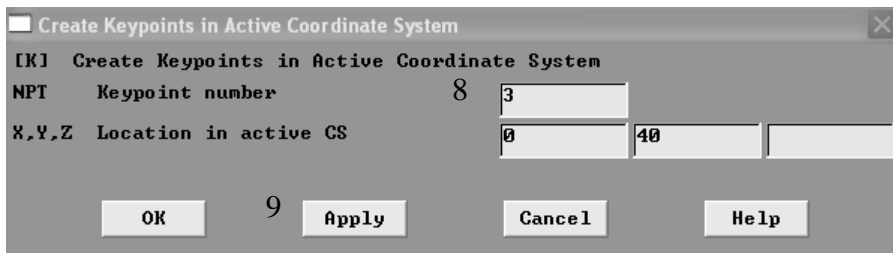
Şekil 2.15. Modelin keypoint değerlerin girilmesi



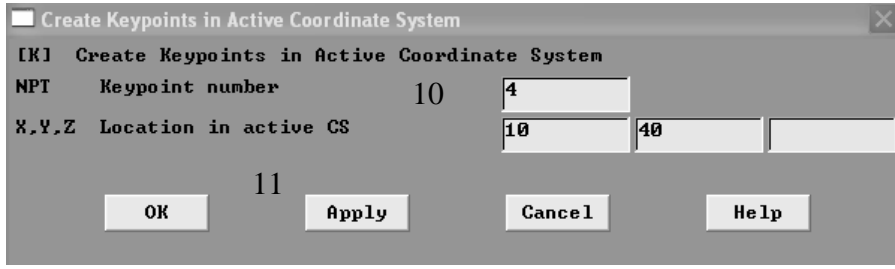
Şekil 2.16. 1.Keypoint'in oluşturulması



Şekil 2.17. 2.Keypoint'in oluşturulması

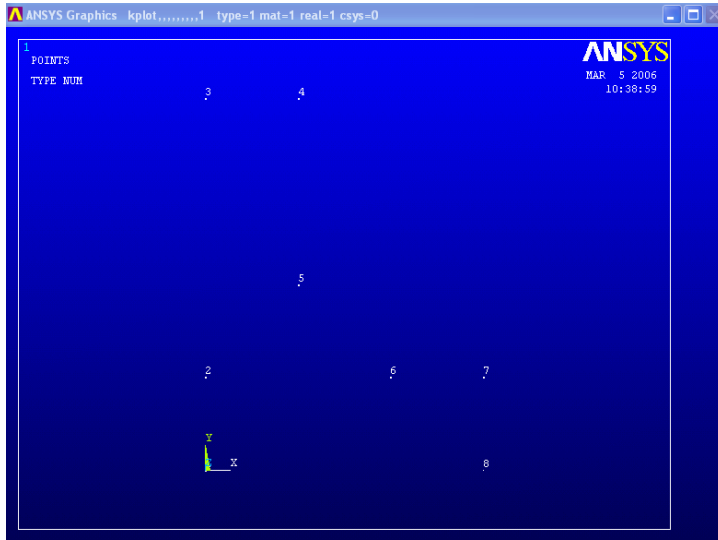


Şekil 2.18. 3.Keypoint'in oluşturulması

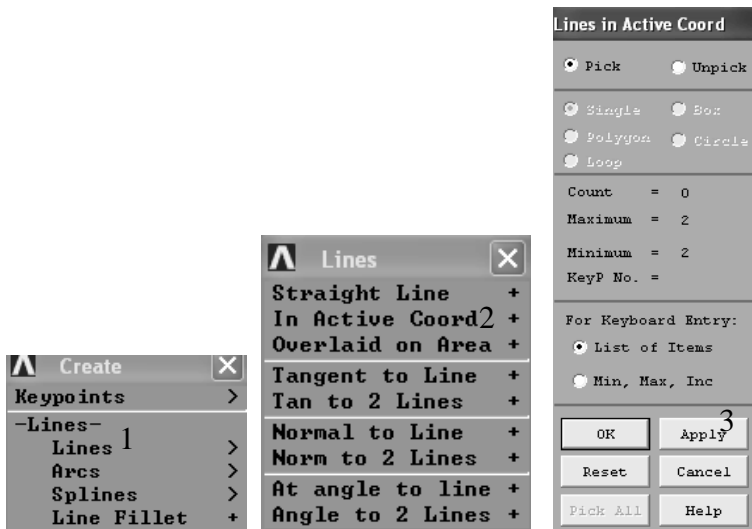


Şekil 2.19. 4.Keypoint'in oluşturulması

Tüm keypointsler yukarıdaki gibi girildikten sonra, Ok tıklanarak keypointsler oluşturulmuş olur. Keypoints değerleri girilmiş olarak Şekil 2.20'de gösterilmiştir.

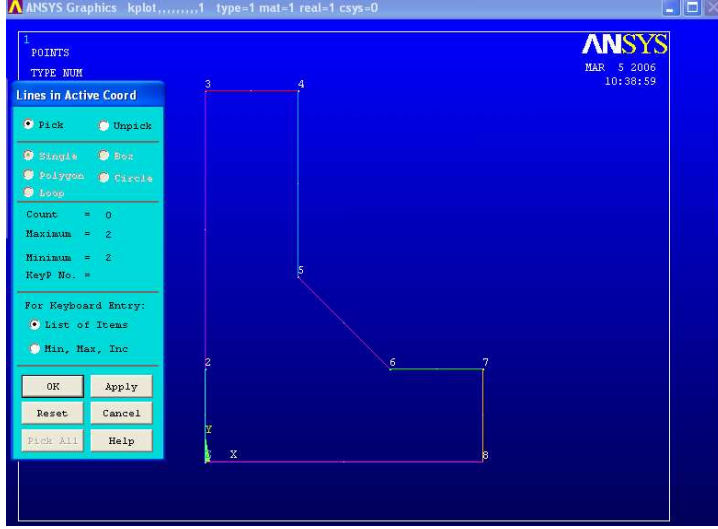


Şekil 2.20. Modelin keypoints değerleri



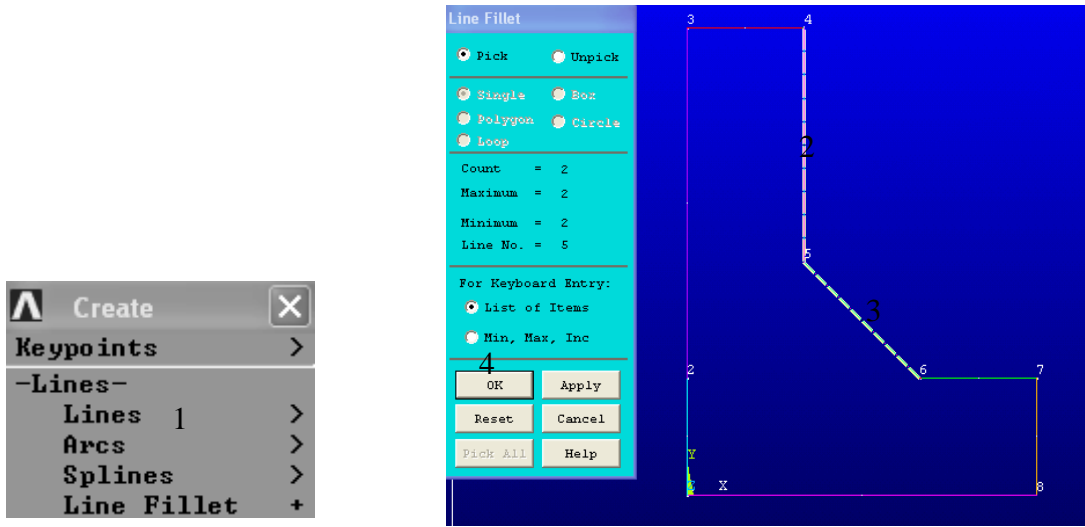
Şekil 2.21. Oluşturulan keypoint'lerin çizgi haline dönüştürülme aşaması-1

Seçilen keypointsler teker teker Apply tıklanarak birer line haline dönüştürüldükten sonra Ok tıklanır ve diyalog penceresi kapatıldıktan oluşan line durumu Şekil 2.22’de gösterilmiştir.

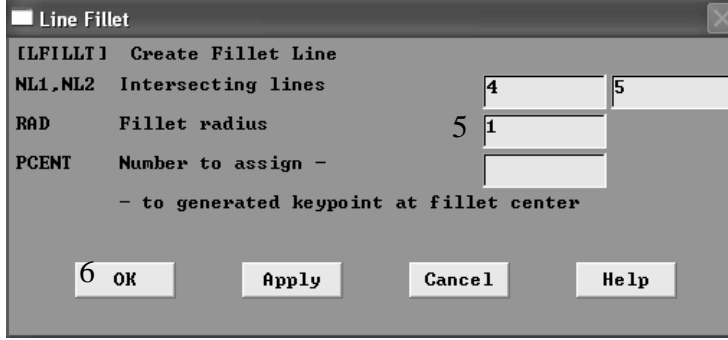


Şekil 2.22. Modelin Line haline getirilmiş durumu

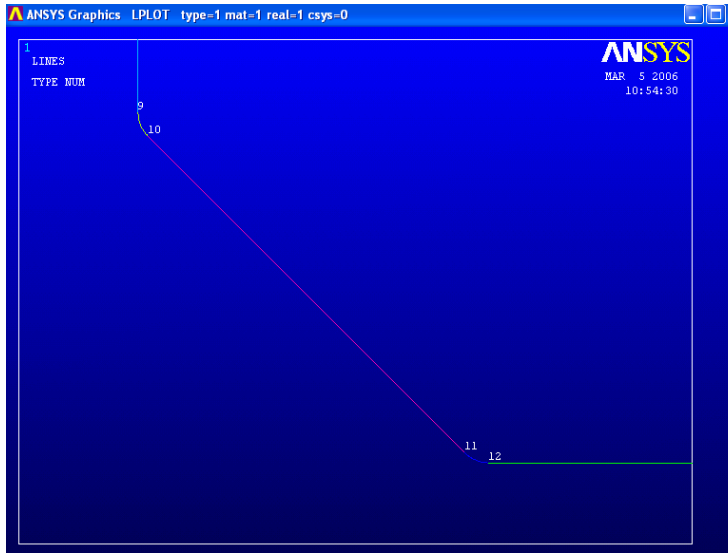
5.ve 6. keypointslerin keskinliğinin giderilmesi için bu keypointslere ait line'lara $r=1$ mm fillet yapılmıştır.



Şekil 2.23. Keskin köşeli çizgilerin seçimi

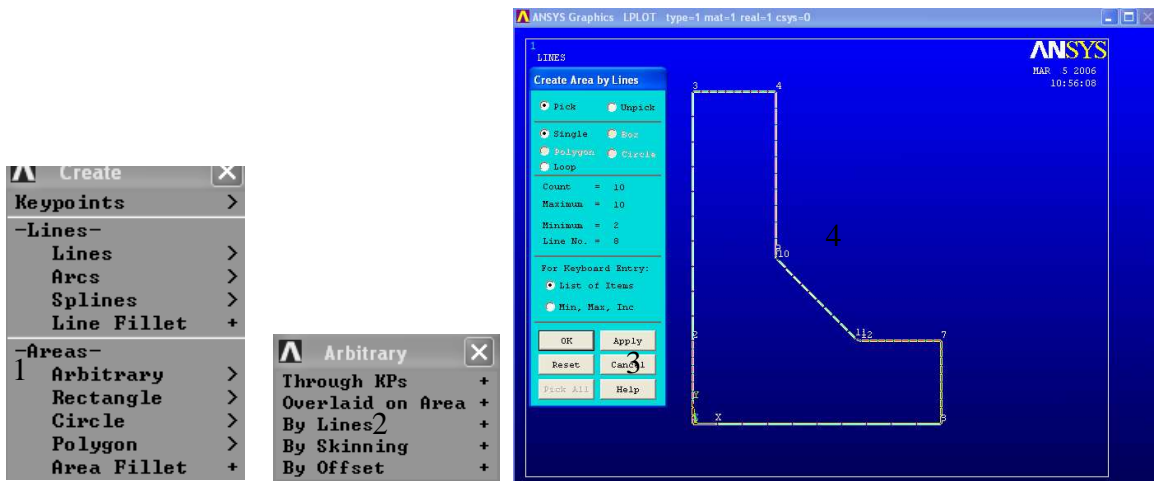


Şekil 2.24. Yarıçapın girilmesi

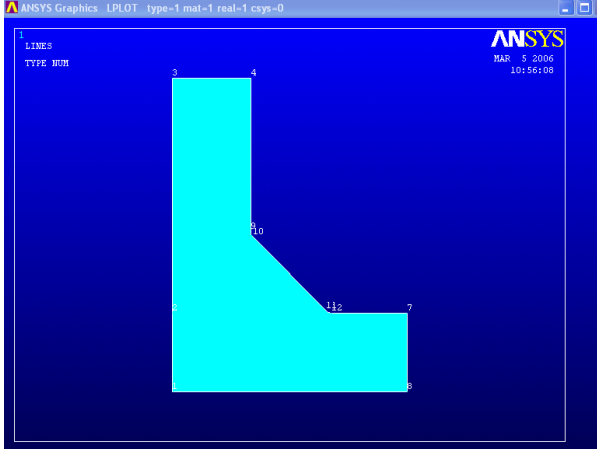


Şekil 2.25. Keskin köşelerin fillet ile giderilmesi

Keskin köşeler giderildikten sonra 7. adım olan modeli alan haline dönüştürmek gerekli olan adımlar aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 2.26. Oluşturulan çizgilerin alan için seçimi



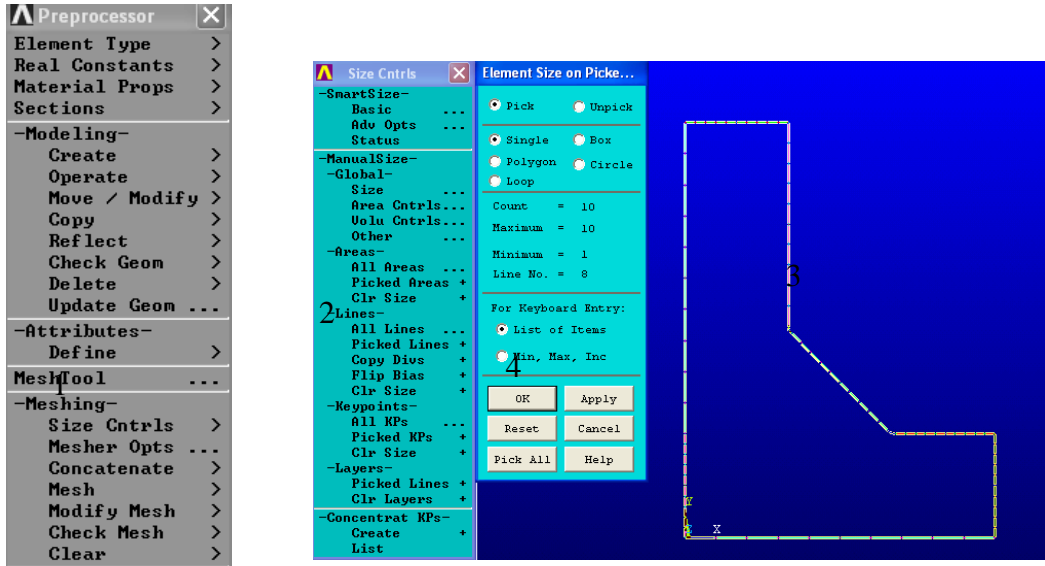
Şekil 2.27. Modelin alan haline dönüştürülmüş şekli

ANSYS'de modeli oluşturmak, diğer işlemlere göre çok daha uzun zaman alır. İlk olarak yapılan çalışmaya bir isim verilir. Daha sonra proprocessor (ön hazırlık) mөнüsünden element tipi, real constant, malzeme özellikleri belirlenir ve model geometrisi oluşturulur.

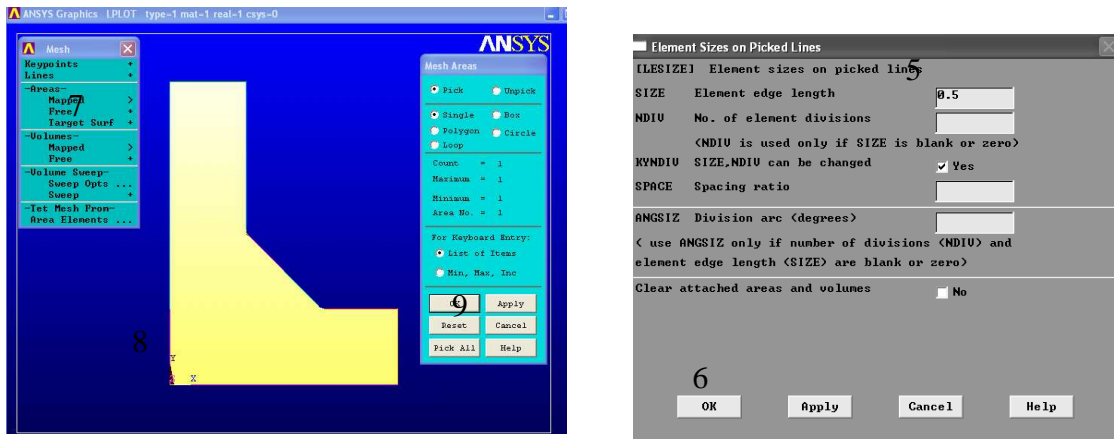
2.7.1.6. Sonlu elemanlar ağının oluşturulması

ANSYS programının iyi bir yanı; model olmadan da herhangi bir büyüklükte otomatik olarak ađ yapabilirsiniz. Bu işlem default mesh olarak isimlendirilir.

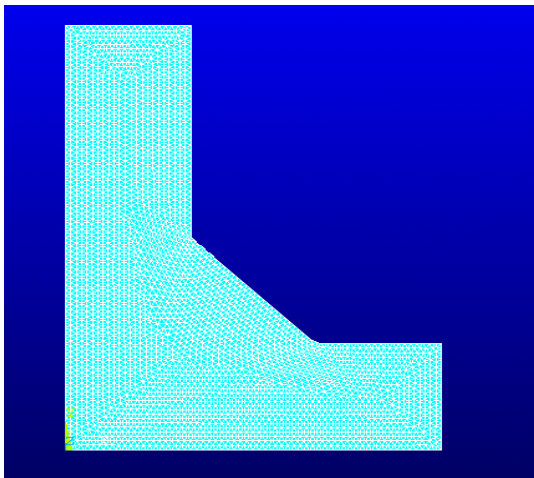
- Main Menu : Preprocessor,
: Mesh Tool seçilir.
- Size controls'de Lines Picked Line tıklanır. Ekrana gelen select ile bölme işlemi yapılacak olan çizgiler seçilerek element boyutları belirlenir. Element edge length seçeneğine 0.5 girilir.
- OK seçilir.
- Mesh Tool'de Mesh area olarak seçilir.
- Menüde Mesh butonuna tıklanır.
- Seçme mөнüsünde Pick All butonu tıklanır.
- Mesh Tool mөнüsü kapatılır.



Şekil 2.28. Çizgilerin element boyutuna ayrılması için çizgilerin seçimi



Şekil 2.29. Element boyutunun girilmesi



Şekil 2.30. Sonlu elaman ağının oluşturulması

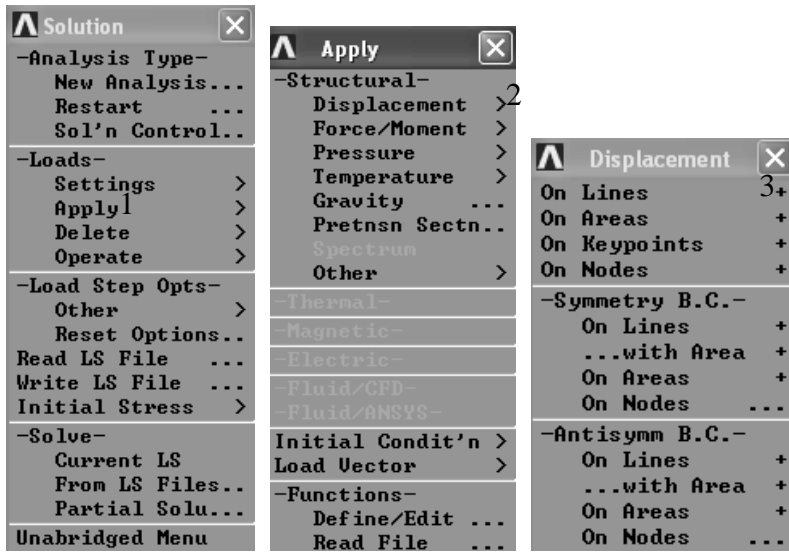
2.7.1.7. Sınır koşulları ve yüklerin verilmesi

Sınır koşullarının yüklenmesi :

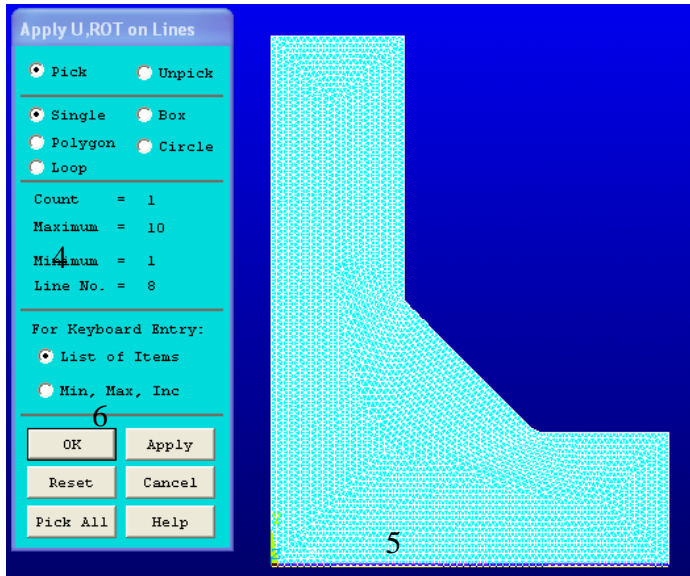
Yüklemelerin uygulanması doğrudan çizgilerden yapılabilir. Model üzerinde yatay düzlemdeki line üzerindeki bütün keypoints'leri ΔX ve ΔY yönlerinde sıfır (0) değerleri verilmiştir. Çünkü bu line üzerinde herhangi bir serbestlik istenmemiştir. Modelin simetri ekseninde ise $\Delta X=0$, modelde çekme esnasında uzama miktarını tespit etmek için ΔY serbest bırakılmıştır.

- Main Menu : Solution,
: Loads-Apply,
: Structural-Displacement,
: On Lines tıklanır.
- Modelin alt tabanındaki line seçilir.
- OK tıklanır. (seçme menüsünden)
- Menüde All DOF seçeneği seçilir.
- Displacement value seçeneğine 0 girilir.
- OK tıklanarak sabitleme uygulanır ve diyalog menü kapanır.
- Utility Menu : Plot,
: Lines.

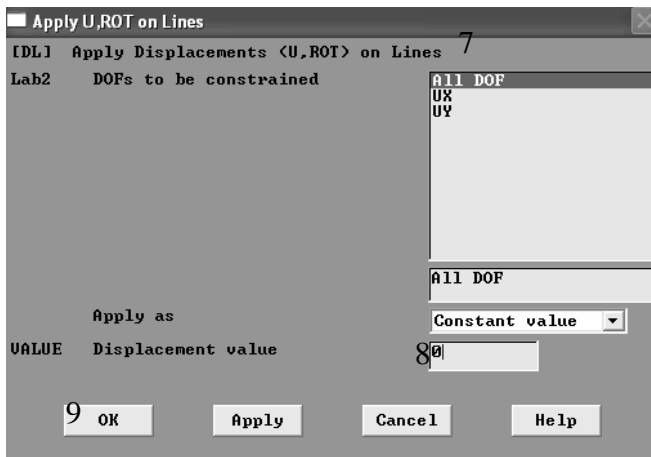
Yaptığımız işlem sonunda desteğin sabitlenecek kısmını göstermek amacıyla, modelin alt line boyunca mavi üçgenler oluşur.



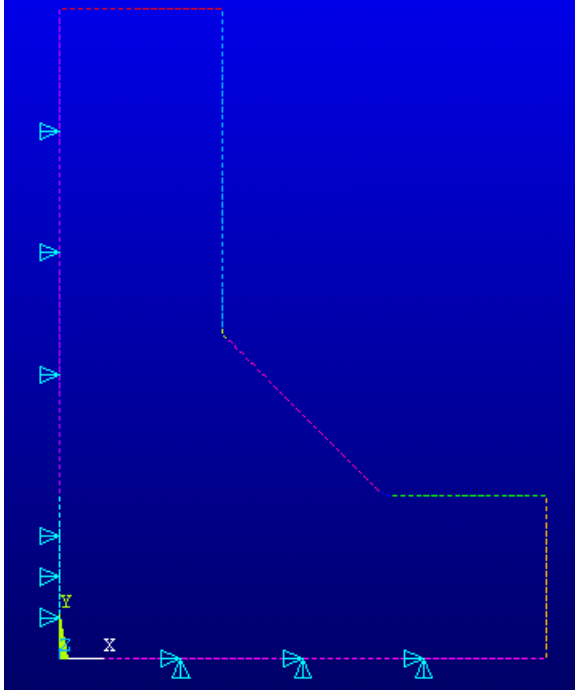
Şekil 2.31. Sınır koşulların seçimi için mönünün seçimi



Şekil 2.32. Sınırların belirlenmesi için çizgilerin seçimi



Şekil 2.33. Sınır koşullarının belirlenmesi

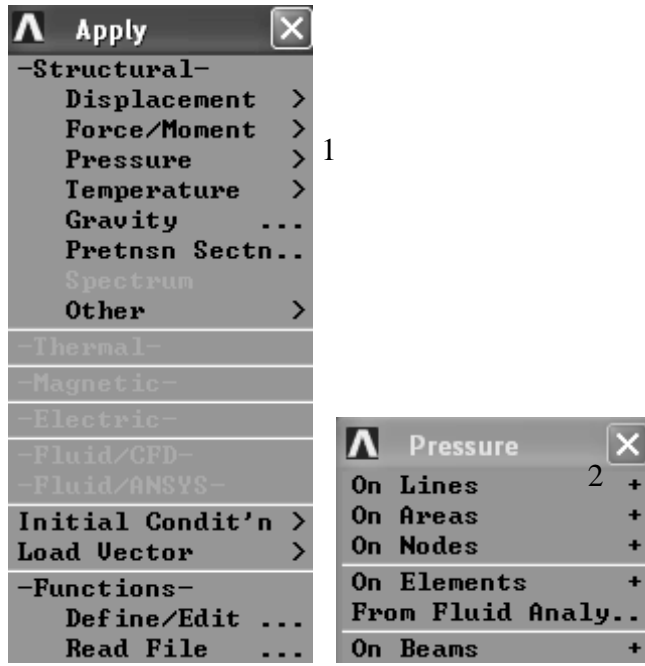


Şekil 2.34. Yüklerin model üzerinde uygulanması

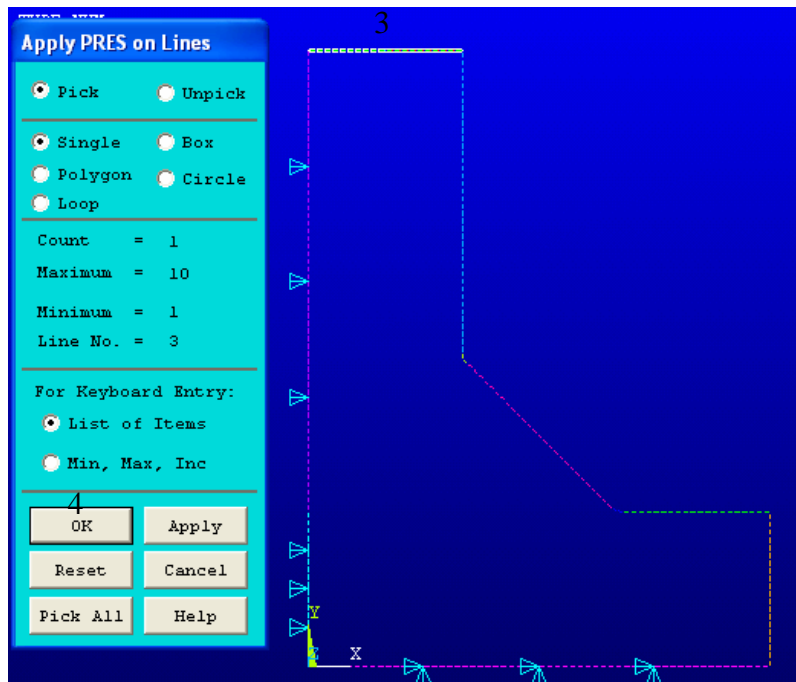
Çekme yükünün uygulanması :

Modelin üst kısmının bulunduğu kısma doğrusal yayılı çekme yükü uygulanır. Line'a uygulanan yayılı çekme yükünün maksimum değeri 1 Mpa'dır. Programa çekme yükünün verilmesi için yayılı çekme yükü -1 olarak girilmiştir.

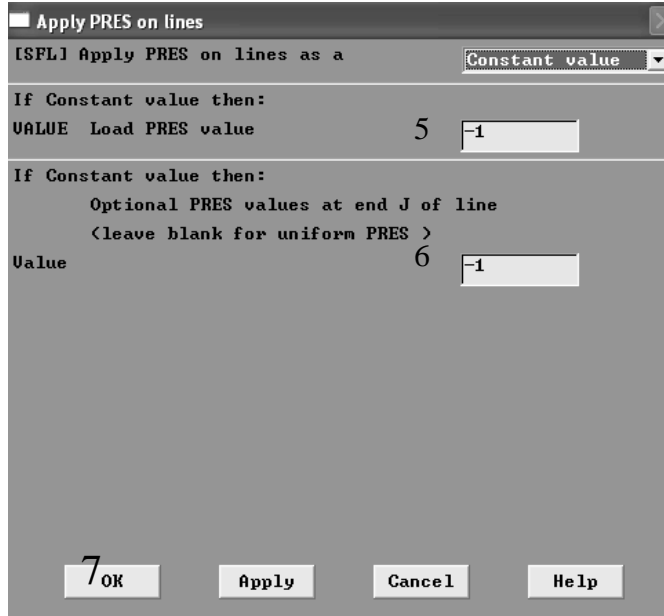
- Main Menu : Solution,
: Loads-Apply,
: Pressure,
: On Lines seçilir.
- Modelin üst kısmı tanımlanan çizgi seçilir.
- Menüden Apply tıklanır.
- VALUE -1 girilir. (yük değeri)
- Optional value kısmına -1 girilir.
- OK tıklanır.



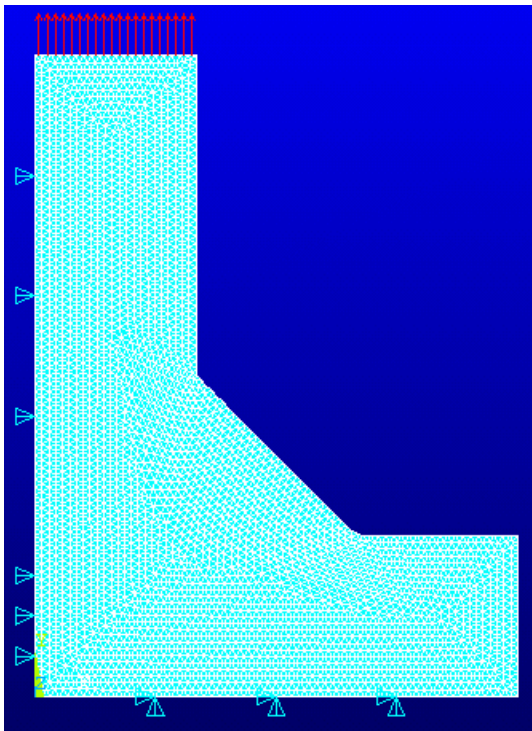
Şekil 2.35. Yükün uygulanacağı çizgi için mөнünün seçimi



Şekil 2.36. Yükün uygulanacağı çizginin seçimi



Şekil 2.37. Yük değerinin programa girilmesi

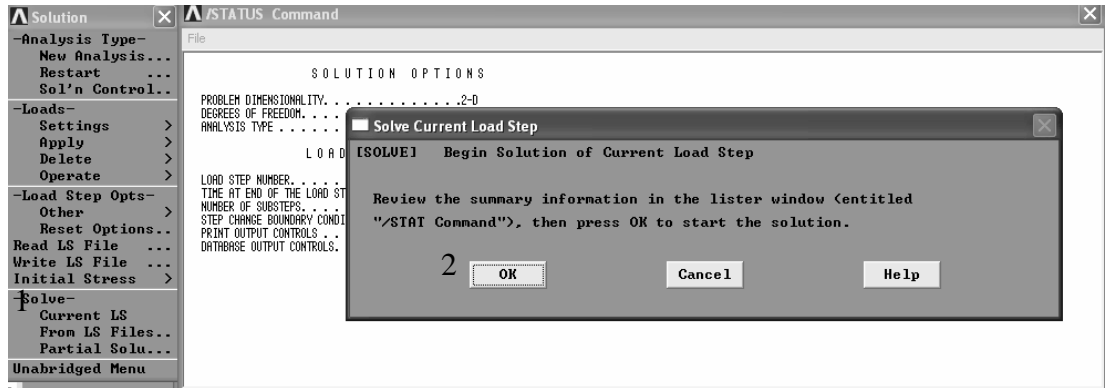


Şekil 2.38. Çekme yükü ve sınır koşullarının gösterilmesi

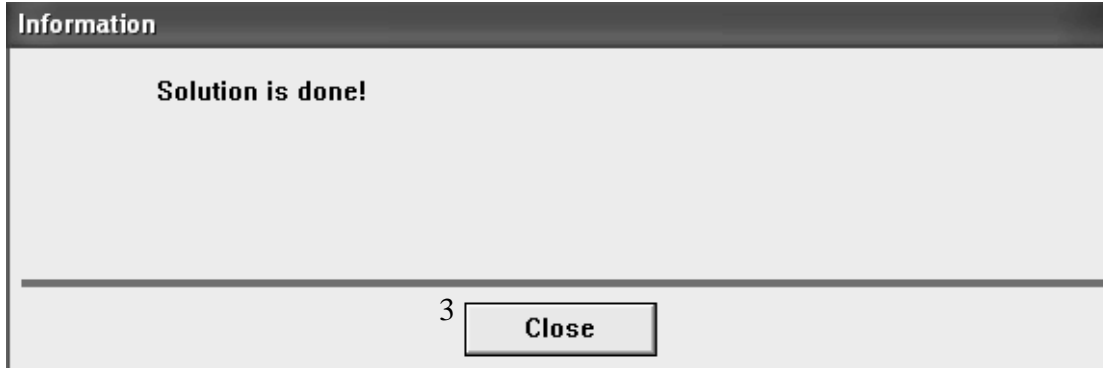
2.7.1.8. Çözümlerin elde edilmesi

- Main Menu : Solution,
: Solve-Current LS tıklanır.
- Durum penceresindeki bilgiler gözden geçirildi ise File'dan (Windows NT/Windows 95) için Close seçilerek pencere kapatılır.
- Menüden OK tıklanarak çözüm başlatılır.
- Çözüm işlemi başlar. Çözüm doğru olarak tamamladığında Solution is done yanıtı alınır.
- Bilgi penceresi (information window) kapanırsa çözüm yapılmıştır.

Bu problemin ilk yük adımının sonuçları database de ve sonuçlar dosyasında (results file), Jobname.RST (veya termal için Jobname.RTH, manyetik için Jobname.RMG, ve akışkan analizi için Jobname.RFL) dosyasında biriktirilir. Aslında database'de belirlenmiş herhangi bir zamanda sadece bir adım, birçok adım veya bir çok alt adım analizlerinde, sadece son çözümde database de biriktirilir. Bütün çözümler sonuçlar dosyasında toplanabilir.



Şekil 2.39. Çözümlerin elde edilmesi için mөнünün seçimi

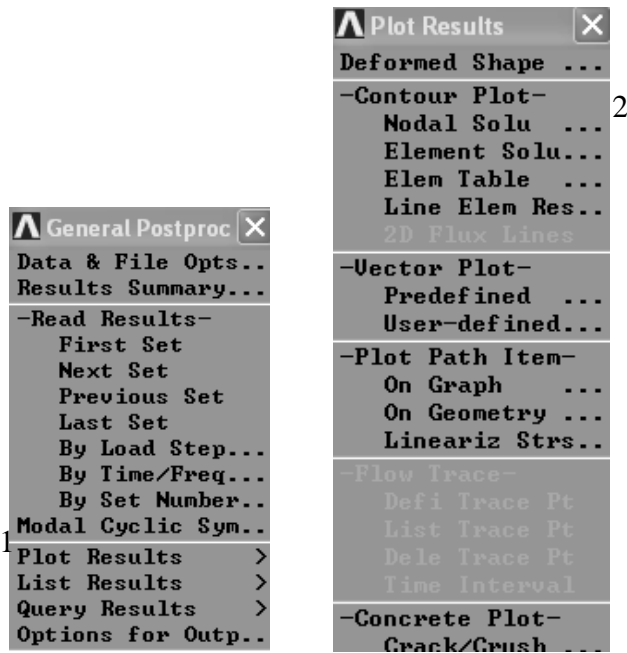


Şekil 2.40. Çözüm işleminin doğru tamamlandığını gösterir pencere

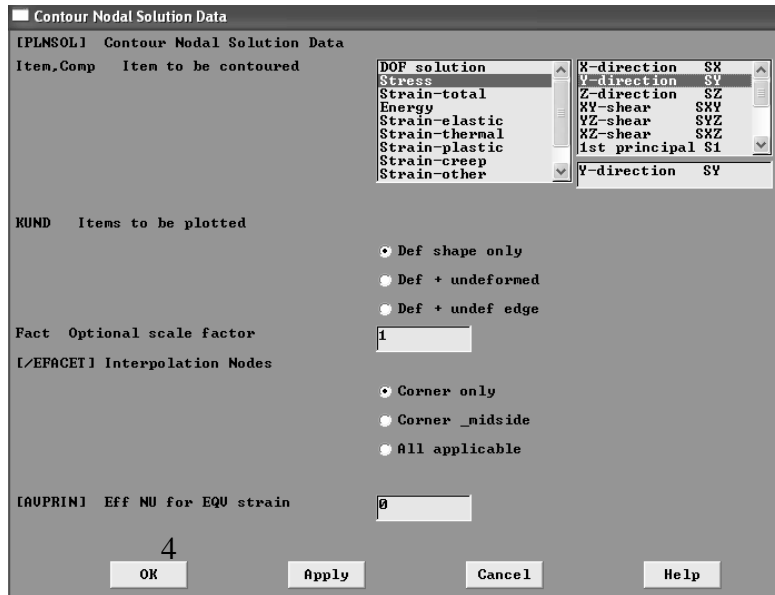
2.7.1.9. Sonuçların okunması

Çözüm bittiğinde ANSYS'nin postprocessor kısmını kullanarak yaptığınız çalışmanın sonuçlarına göz gezdirebilirsiniz.

- Main Menu : General Postproc,
: Plot Result,
: Nodal Solution.
- Görülmek istenen gerilme değeri seçilir.
- OK seçilir.



Şekil 2.41. Sonuçların okunması için mönünü seçimi



Şekil 2.42. Gerilmelerin gösterildiği pencere

Elde edilen gerilme değerleri olan SY, SEQV ve yer değiştirme miktarları bölüm 3'te verilecektir.

BÖLÜM 3. TASARIM VE ANALİZ

3.1. Tanımlamalar

ANSYS programında modelleme yapmak diğer tasarım programlarına göre karmaşıktır. Bu da modelleme sürecini zorlaştırabilir ve uzatabilir. Karmaşık şekilli parçalar başka programlarla modellenip çözüm için ANSYS'e dışarıdan alınabilir. ANSYS programının tanıdığı bazı formatlar vardır. Ancak sürümlerin uyumluluğuna ve boyutların toleranslarına dikkat etmek gerekir. Dışardan alınan modellerde değişikliklere gitmek mümkündür ancak bağımlılıklar sebebiyle modelin bozulması söz konusu olabileceğinden dikkatli çalışılması gerekir.

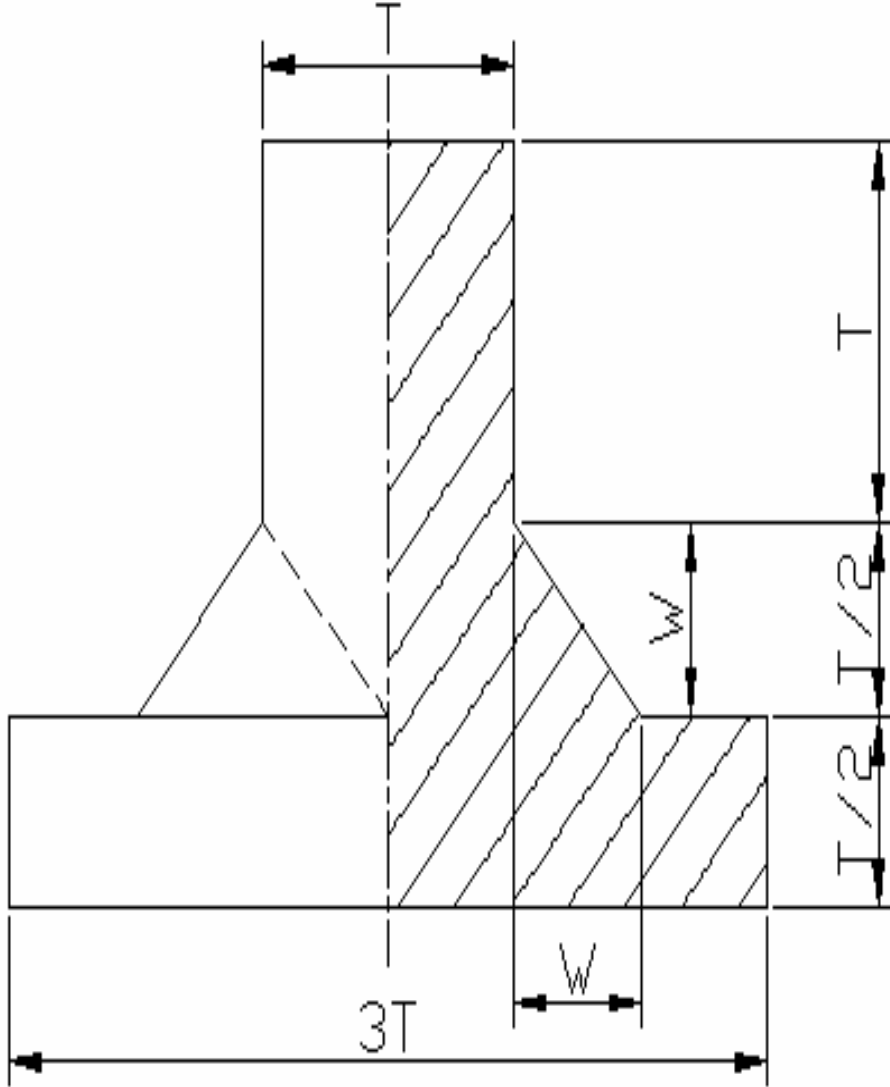
Yapılan çalışma, beş farklı durumda kaynak bölgesindeki gerilme durumları her biri kendi içerisinde 20 model üzerinde analiz yapılarak gerçekleştirilmiş olup modellerin daha ayrıntılı açıklanması için grafiklendirilmiştir. Grafikler, Origin 7.5 programı kullanılarak elde edilmiştir.

Problem, Şekil 3.1' deki ve Şekil 3.8' deki gibi bağlantıların karakteristiğini ifade edecek şekilde indirgenerek modeller elde edilmiştir. Bu çalışma için bir Köşe kaynağı ile T kaynağı ve bunlar arasındaki durumlar, alt ve üst kaynak ayaklarının sırasıyla 10mm, 7.5mm, 5mm, 2.5mm ve 1.25mm'lik artırımlarıyla her biri için 4 ayrı modelde incelemiş ve bu durumları ele alınmıştır. İç bükey kaynaklı bağlantı durumunda ise $r=10$ mm, $r=7.5$ mm, $r=5$ mm, $r=2.5$ mm ve $r=1$ mm olması durumu incelenmiştir.

3.2. Tasarım Aşaması-1 (Üst kaynak ayağı sabit)

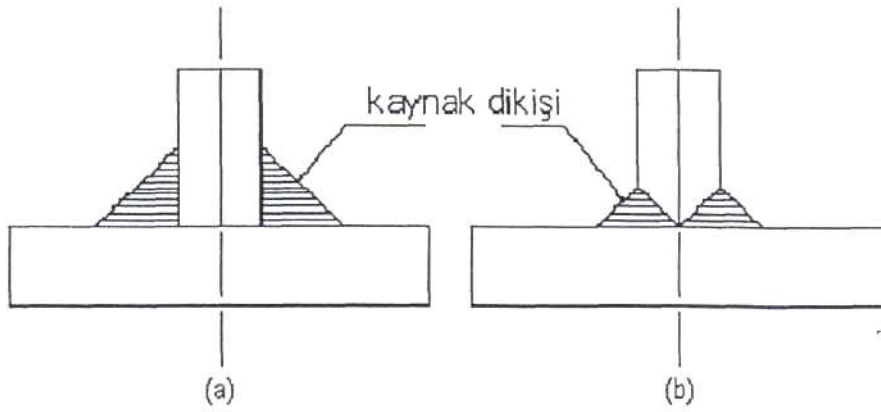
Şekil 3.1'deki model üzerinde yapılan analizde üst kaynak ayağı sabit tutulup, alt kaynak ayak mesafesinin 10mm'den başlayarak sırası ile 7.5mm, 2.5mm ve

1.25 mm' deki gerilme değerleri incelenerek tasarım olarak ideal bir duruma gidilmiştir.

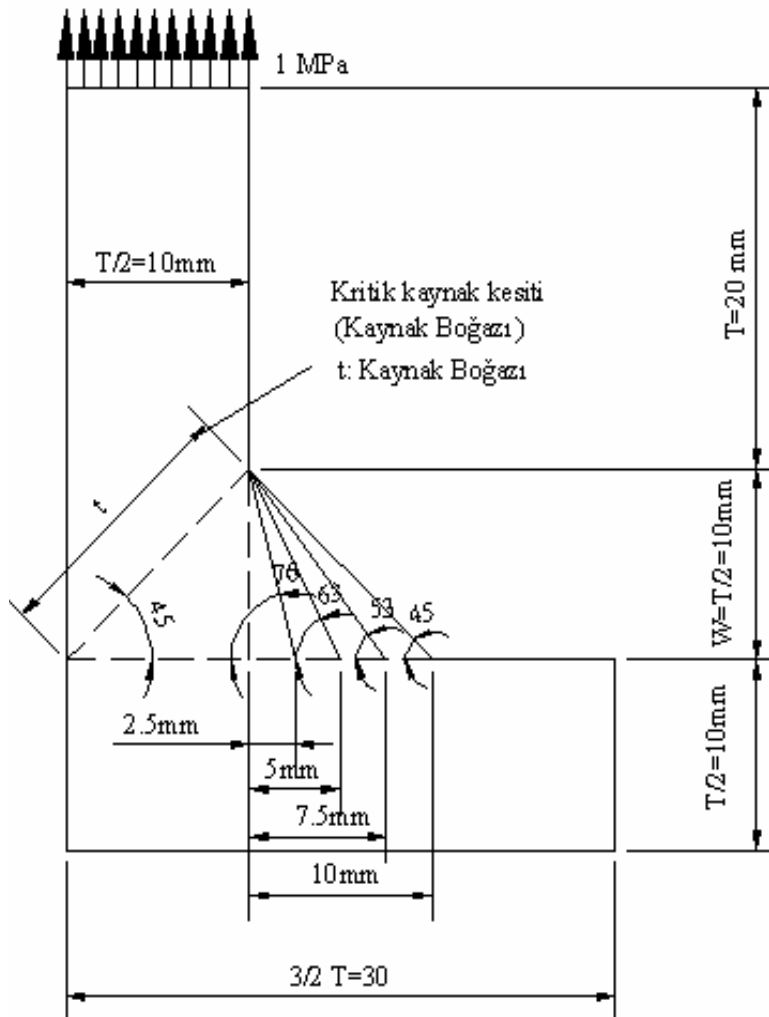


şekil 3.1. Kõře kaynak modelinin baz alındığı kaynaklı bağlantı

Sistemin yalnızca şekil 3.1'deki taralı kısmını incelemek yeterli olacaktır. Bu, sonlu elemanlar yöntemi ile analiz yapmada rutin bir durumdur. Sistemi tam olarak modellemek problemi daha karmaşık hale getireceği gibi modelin "meshlenmesi" ve çözümlerini gereksiz yere uzatacaktır. Sonuçlardaki sapma ihmal edilebilecek kadar az olmaktadır.



Şekil 3.2. Köşe kaynağı (a) ve T kaynağı (b)



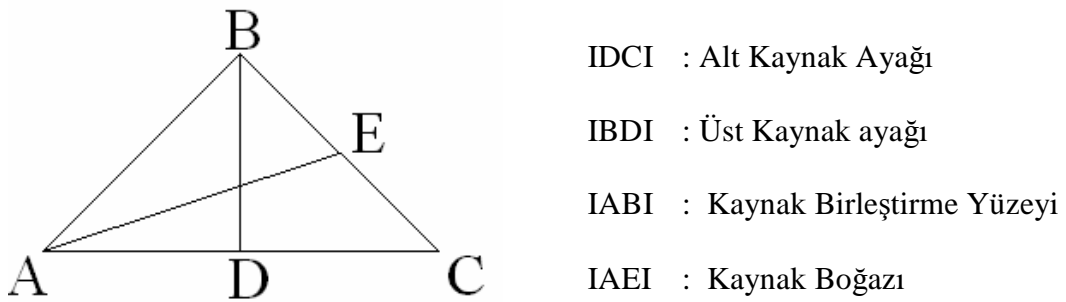
Şekil 3.3. Tam kaynak ağzı açılmış T bağlantının simetrik yapısı

Bu tanımlama sonucu ANSYS simetri eksenini üzerindeki noktaları kayar mesnetli

"düşey doğrultuda yer değiştirebilir ama yatay doğrultuda yer değiştiremez" biçiminde yorumlar. Sisteme uygulanan kuvvet de düşey eksen yönünde olduğundan her iki taraf için şartlar aynıdır. Bunun sonucu olarak kurulan model sağlıklıdır.

Model geometrik olarak incelendiğinden ısı etkisiyle oluşan bölge (ITAB) ve difüzyonlar ihmal edilmiştir. Kaynak dikişinin alt ve üst ayak uzunluğu, kaynak ağız açılmamış durumda $T = 20\text{mm}$, $w = 10\text{mm}$ daha sonraki durumlarda kaynak ağız açısına göre değişecektir.

Şekil 3.2 (a)'da görülen bağlantılarda kaynak ağız açılmamıştır ve Şekil 3.2.a (b)'de ise 45° kaynak ağız açılmıştır. Görüldüğü gibi modeller simetrik ve hesap yapılırken her bir modelin yarısı baz alınarak sonlu elemanların aksel simetri özelliğinden yola gidilerek çözüm işlemi yapılacaktır. Şekil 3.2.a (b) incelendiğinde T kaynağını oluşturan kaynak dikişinin dikey konumdaki parçanın içine doğru girmiş olduğu açıkça görülür. Şekil 3.3 'de tam kaynak ağız açılmış T bağlantı modelde alt kaynak ayağı 10mm (45°), 7.5mm (53°), 5mm (63°) ve 2.5mm (76°) oranlarında kısaltılarak deneyler elde edilmiştir. Bu iki modelde alt kaynak ayaklarının uzunluğu değişmekte ve kaynak boğaz uzunluğu eşittir.



Şekil 3.4. Kaynak dikişinin tanımlanması

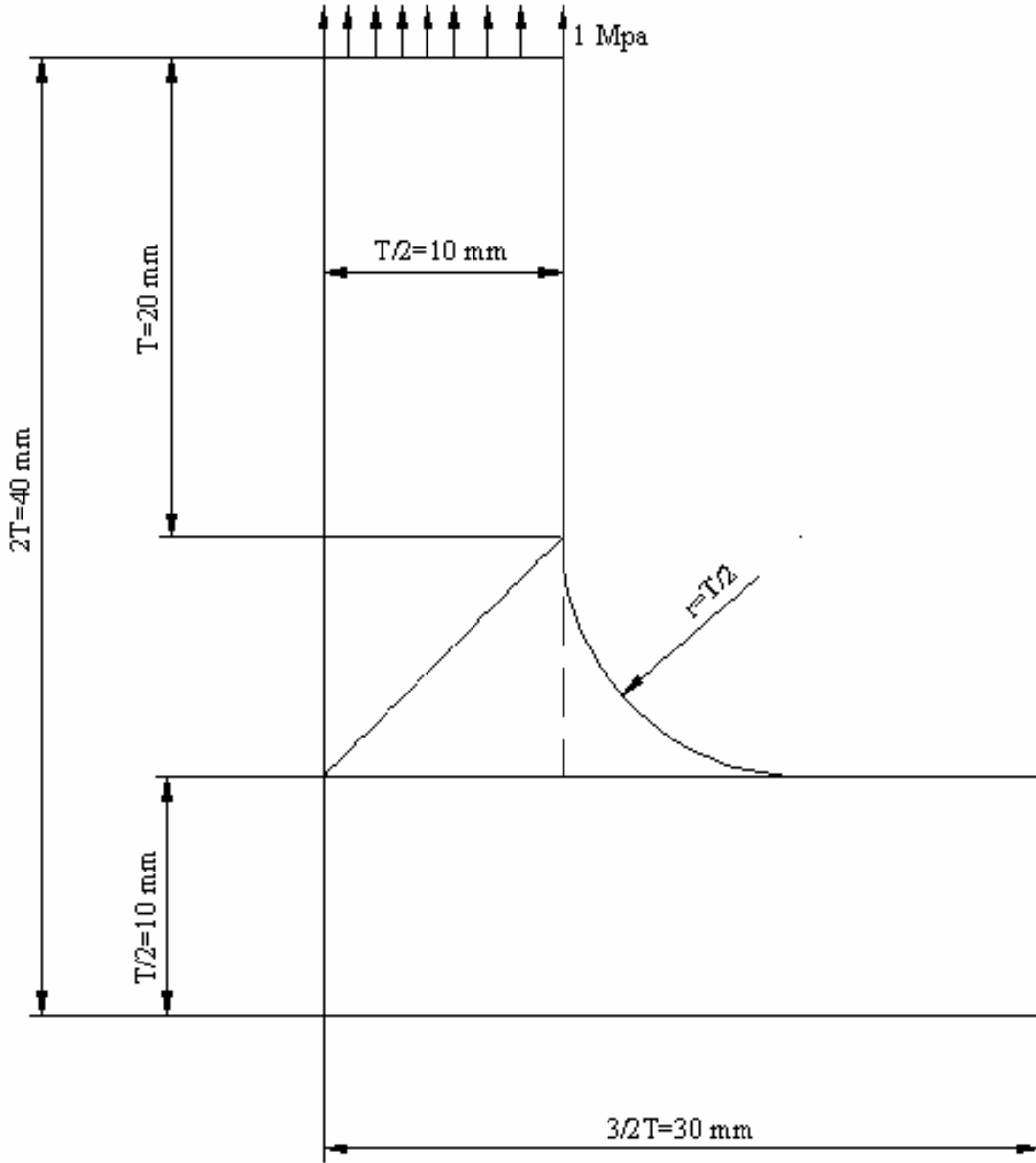
Şekil 3.4'de bir köşe kaynak bağlantısı ana hatlarıyla gösterilmiştir. Burada | DC | alt kaynak ayağı, | BD | ise üst kaynak ayağıdır. | AB | kaynak birleştirme yüzeyini gösterir. | AE | kaynak boğazı olup kaynak birleştirme yüzeyine bağlı olarak değişmektedir. | DC | alt kaynak ayağını %25 oranında kısaltma yapılarak sadece İBCI kaynak dikişindeki değişimler incelenmiştir. Malzemeye kaynak ağız

Şekil 3.5'deki Taralı modelde 10 mm yarıçaplı transmisyon ile 30 mm yarıçaplı flanş birbine bağlayan köşe kaynağı görülmektedir. Toplam 10mm alt kaynak ayağına sahip olacak şekilde çift taraflı iç köşe kaynağı ile bağlanmış olup model üzerinde sadece üst kaynak ayağı değişken olmak kaydı ile tasarım aşaması sonucunda analizleri yapılmıştır. Altındaki flanş alt yüzeyden ankastre mesnetlendiği var sayılmış olup, transmisyon ve flanş modelde merkez eksenle çakışan soldaki çizgilerden simetrik olarak tanımlanmıştır.

Pratikte böyle bir kaynak yapılırken iki elemanın birbirine tam olarak temas etmesi mümkün olmaz. Yüzey pürüzlülüğü ve uygulama zorlukları nedeniyle iki eleman arasında mutlaka bir boşluk kalacaktır. Bu boşluk ISO 6520'de h ile gösterilmiştir. Üç sınıfta toleransları tanımlanan bu boşluk Şekil 3.6'da gösterilmiş olup sınıfların toleransları da aşağıda verilmiştir[14].

- Moderate (D) olarak ifade edilen grupta h değeri " $h < 1 \text{ mm} + 0.3 t$; max.4 mm" olarak sınırlandırılmıştır.
- Intermediate (C) olarak ifade edilen grupta h değeri " $h < 0.5 \text{ mm} + 0.2 t$; max.3 mm" olarak h sınırlandırılmıştır.
- Stringent (B) olarak ifade edilen grupta h değeri " $h < 0.5 \text{ mm} + 0.1 t$; max.3 mm" olarak sınırlandırılmıştır.

Bu çalışmadaki modelde ise dış dibi boşluğu $h = 0.02\text{mm}$ olarak alınmıştır. Dış dibi boşluğunun uçlarında ise $r = 0.01\text{mm}$ yarıçapında bir yuvarlatma yapılarak keskin bir geçiştten kaçınılmıştır. Keskin geçişler sonlu elemanlar yönteminde bir handikap olarak karşımıza çıkar. Bu olumsuzluktan kaçınmak için modelde bu gibi kabuller yapmak daha sağlıklı sonuçlar alınmasına yardımcı olmaktadır. Burada dış dibi boşluğu bir çatlak gibi davranabilir. Bu da hem yorulma açısından, hem de kırılma mekaniği açısından istenmeyen bir durumdur. Ayaklarında ise $r=1 \text{ mm}$ yarıçapında bir yuvarlatma yapılmış olup keskin köşelerdeki gerilme yığılmalarını en aza indirmek için tercih edilmiştir[19].



Şekil 3.8. İç bükey kaynak modeli

3.5. Tasarım Aşaması- 4 (Kaynak birleştirme yüzeyinde oluşan kaynak kusuru)

Yapılan kaynağın başarılı bir şekilde sonuçlanması, kullanılacağı yerde karşılaşılabilecek etkilere dayanımı ile ölçülmektedir. Kaynak işleminin bitiminden bunun anlaşılması, kaynak kontrolleri diye adlandırılan, bir dizi test sonuçlarına bağlıdır. Parçaların hangi şartlar altında çalışacağını önceden bilmesi ve buna göre kontrollerin yapılması gerekir. Kaynak sırasında, kaynak bölgesinde hava boşluğundan, curuf kalıntısından, kenar yemelerinden ve çatlamalardan dolayı kaynak kusurları

oluşabilmektedir. Bu durumlar 10x10 mm köşe kaynağı ve $r=10$ mm yarıçapa sahip iç bükey kaynaklı bağlantıda dikkate alınarak modeller yapılmış olup her iki durumdaki gerilme analizleri incelenmiştir.

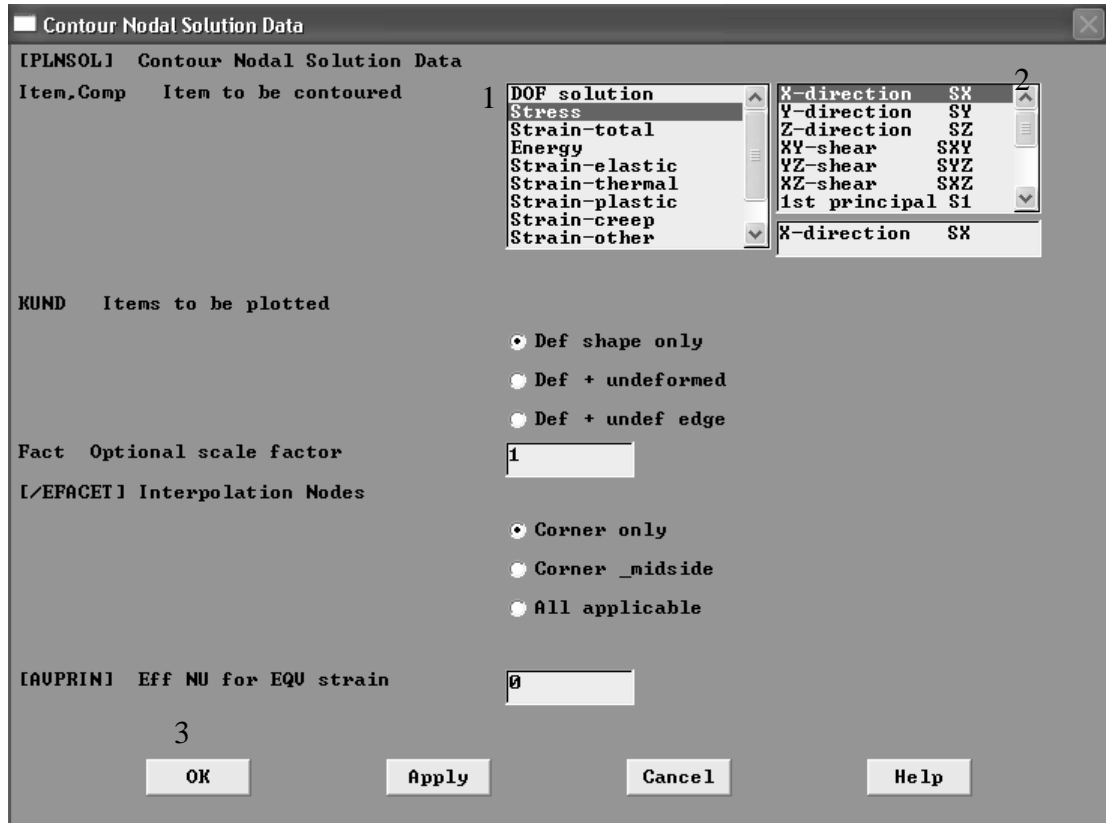
3.6. Tasarım Aşaması- 5 (Kaynak birleştirme yüzeyi ve alt kaynak yüzeyinde oluşan kaynak kusuru)

10x10 mm köşe kaynağı ve $r=10$ mm yarıçapa sahip iç bükey kaynak durumlarında kaynak birleştirme yüzeyine ilaveten malzemeye açılan 450'lik ayak ağızı durumunda alt kaynak ayağı mesafesi boyunca da oluşturulan kaynak kusurlu bölgelerin analizi incelenecektir.

BÖLÜM 4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ

4.1. Sonuçların Okunması

ANSYS Programının General Postproc>Plot Results>Contour Plot>Nodal Solution mөнüsünden açılan pencerede hangi gerilme analizlerinin istendiği belirtildiğinde ekranda Şekil 4.1'de gösterilen pencere çıkar. Bölüm 2'de bahsedilmiştir.



Şekil 4.1. Sonuçların sorgulandığı pencere

Bu mөнüde gerilmeler, yer değiştirme miktarları, sıcaklık gibi değerler grafik ara yüzüyle sorgulanır. Sonuçta aşağıdaki gibi görüntüler elde edilir. Bu gösterimlerde her renk bir sayısal değer bandını göstermektedir. Bu sayısal değerlerden birim

analizi önceden yapılmış sonuçları ifade eder. Bunlardan başka vektörel gösterilmede sorgulama yapılıp sonuçların büyüklüğü, yönü farklı oklarla da grafik ara yüzüyle görülebilmektedir. Sorgulamalarla SY, SEQV ve U sonuçları ele alınmıştır. SY gerilmesi yapılan modeller için önemlidir. Çünkü malzeme çekmeye maruz bırakıldığından malzemenin y yönünde uzaması gerçekleşeceğinden dolayı gerilme değerleri bu yönde oluşacaktır. SEQV yani Eş değer gerilmenin alınması ise ortalama gerilme değerinin tespiti için olacaktır. U değerleri ise, ne kadar bir yer değiştirmenin modellerde meydana geldiğinin tespiti için olacaktır.

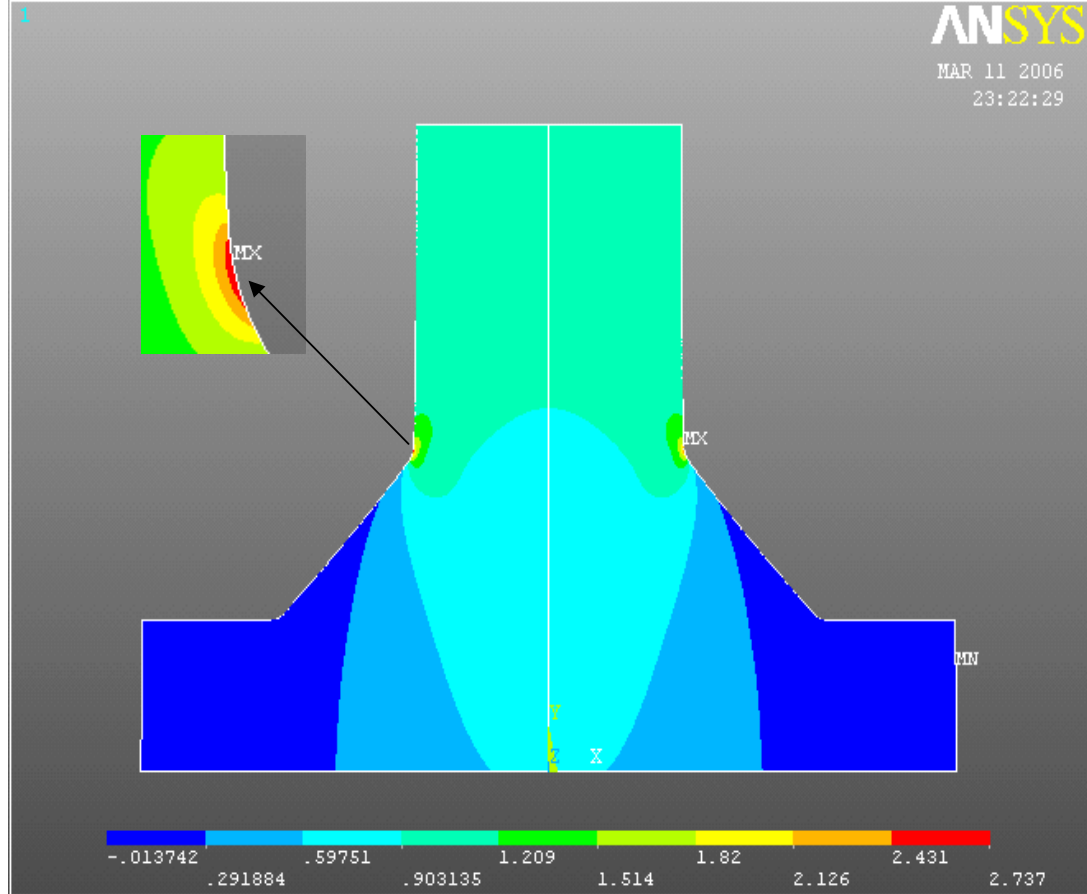
Bu kodların anlamları sırasıyla şöyledir:

- SY : Y yönünde normal gerilme.
 SEQV : Eşdeğer gerilme. (von Mises kriterine göre)
 U : Yer değiştirme.

Grafiklerde gösterilen renklerin hangi rakamsal aralığa karşılık geldiğini gösterir bir skala her grafiğin sağ alt tarafında (normalde program varsayılanlarına göre altta) yer alır. Her sorguda bu skala oluşan maksimum ve minimum değerlere göre değişir. Skalanın en üstündeki koyu mavi renk rakamsal olarak minimum değere karşılık gelir. En alttaki kırmızı renk rakamsal olarak maksimum değere karşılık gelir. Eğer maksimum veya minimum değerler çok küçük bir alanda gerçekleşmişse genel görünümde bu renklerin hepsi görülemeyebilir. Bunun için kritik noktalara zoom yaparak bakmak gerekmektedir. Bu çalışmadaki modellerde de böyle bir durumla karşılaşmış ve bu noktalardaki değerler zoom'la büyütülerek bir grafik editörü aracılığıyla tek bir resimde birleştirilmiştir. Böylece tek resimde tüm kritik noktaların görülmesi sağlanmıştır.

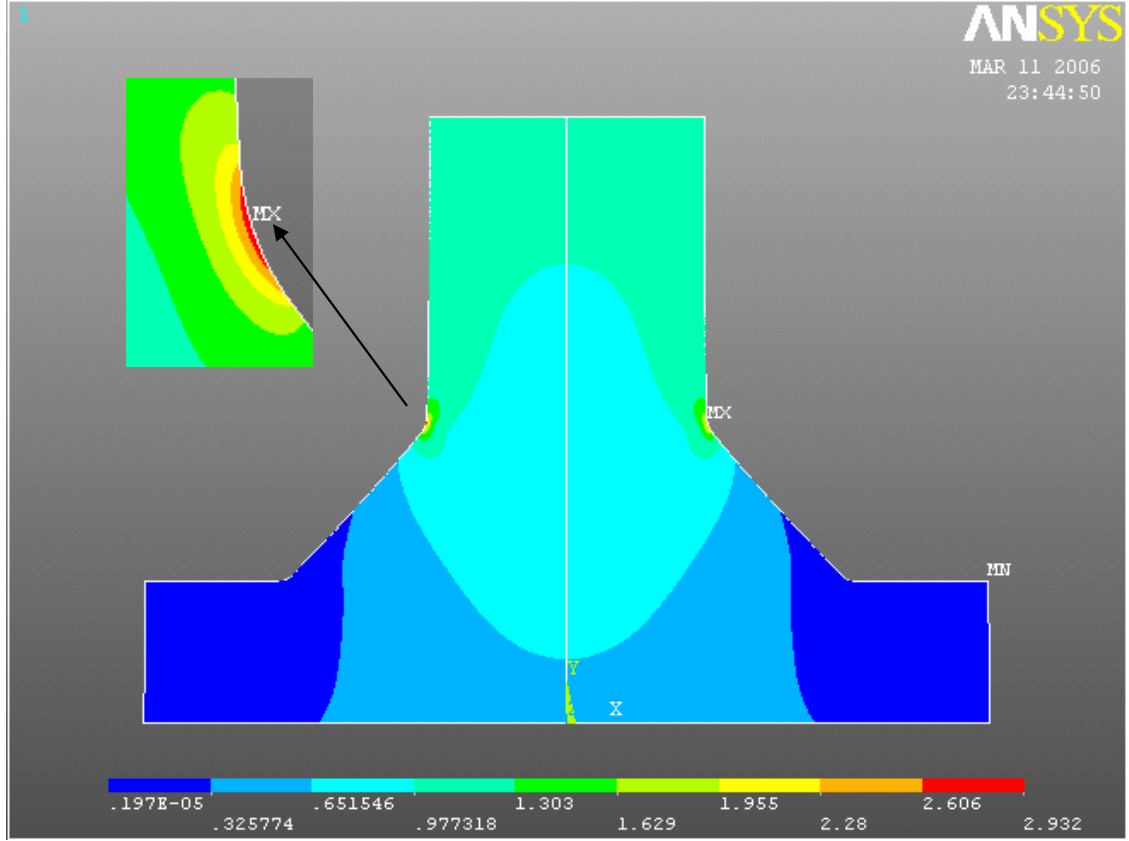
4.2. Üst Kaynak Ayağı Sabit Durum

4.2.1. 10mm Alt kaynak ayağı durumundaki gerilmeler



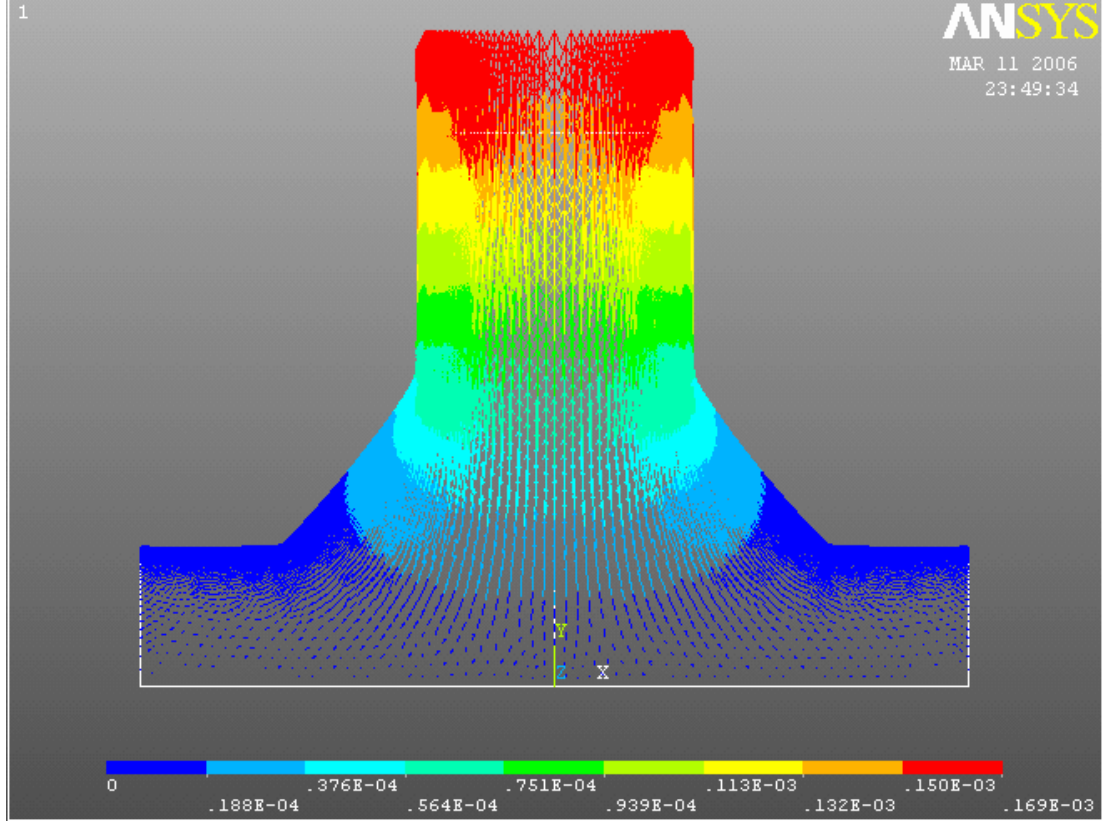
Şekil 4.2. 10mm Alt kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.2 incelendiğinde Y yönündeki en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda oluşmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.737 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. Yine maksimum gerilme çok küçük alanlarda meydana gelmiştir. Maksimum gerilme değeri bu şekilde üst kaynak ucunda oluşmuştur. Bununla birlikte gerilme değeri olarak üst ayak ucunda ki gerilmenin çok yüksek bir değerde olduğu renk skalasından görülmektedir. Büyük gerilmeler yine çok küçük bir mesafede düşük değerlere inmektedir.



Şekil 4.3. 10mm Alt kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

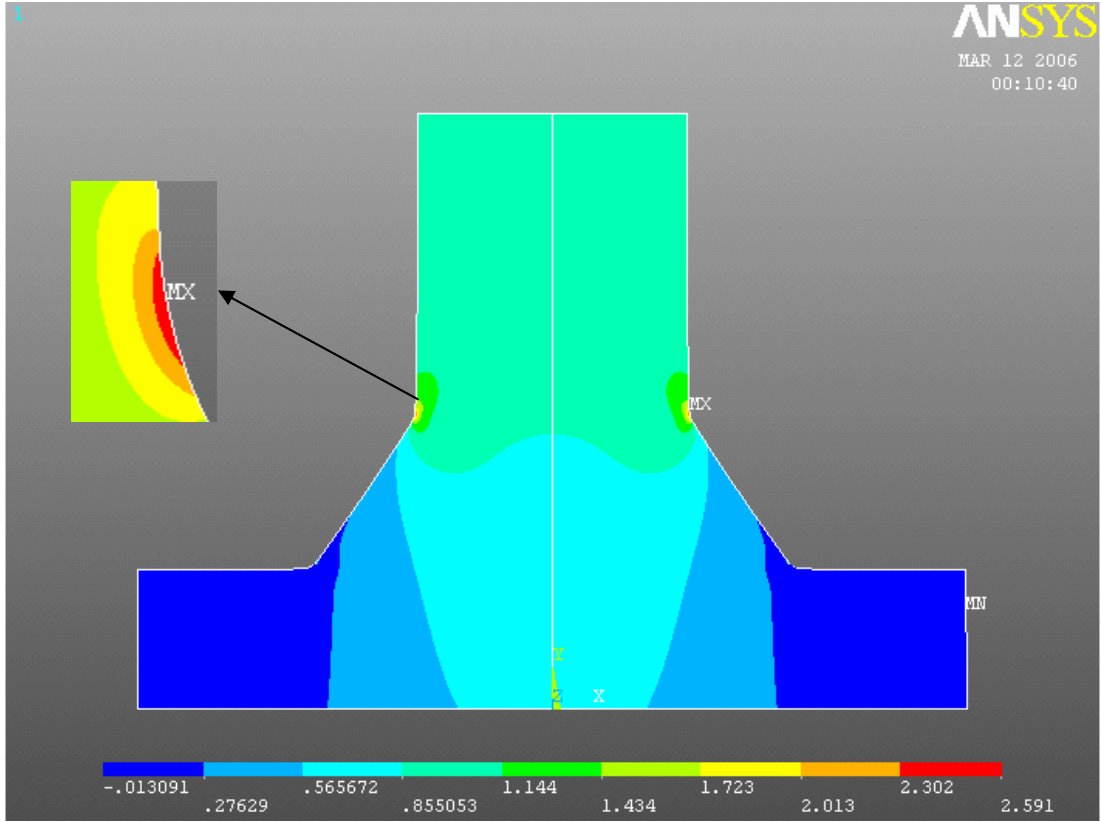
Şekil 4.3 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağında olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.932 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. Mavi rengin modelin üst kısımlarına doğru daha açık bir renge dönüştüğü yani gerilmelerin arttığı anlaşılmaktadır. Bunun nedeni modelin üst kısımlarında kesitin daralması olarak söylenebilir.



Şekil 4.4. 10mm Alt kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri

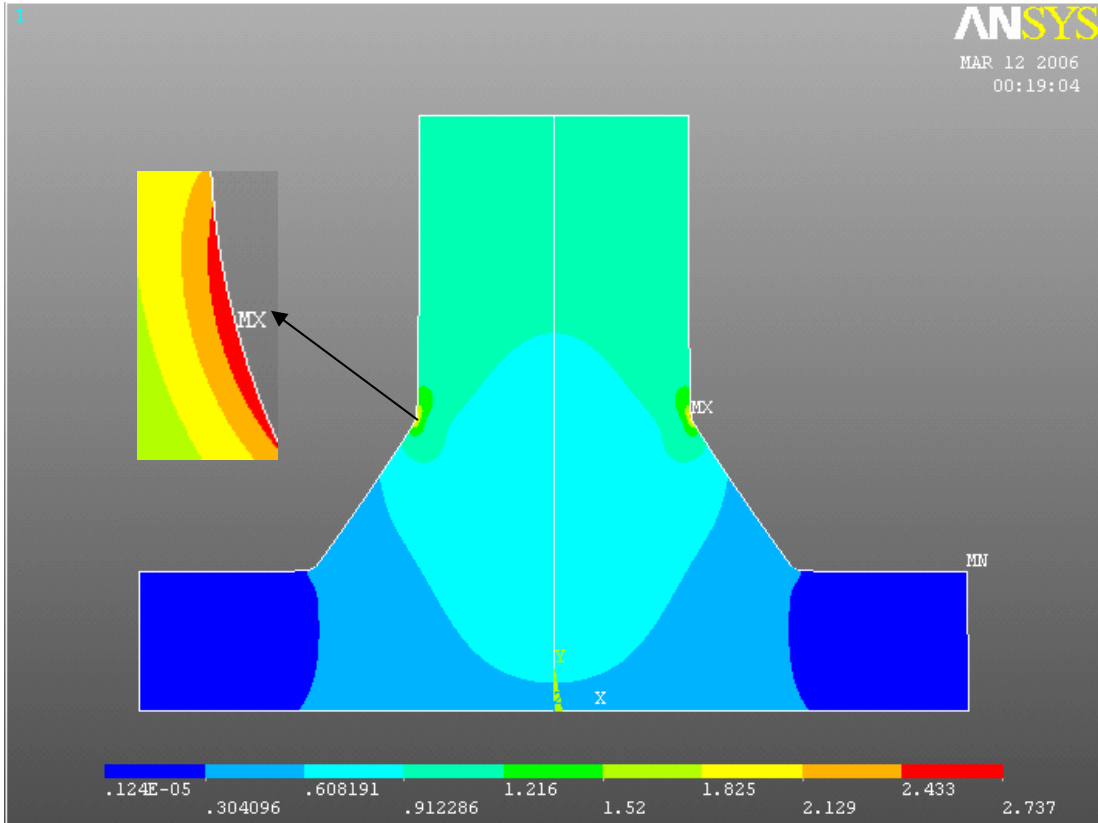
Şekil 4.4 incelendiğinde vektörler halinde yer değiştirmeler görülür. Gösterimde okların büyüklüğü, rengi ve yönü farklılık gösterir. Oklar büyüdükçe renkleri kırmızıya yaklaşır. Görüldüğü gibi en büyük oklar modelin üst tarafındadır. Yönleri de uygulanan yük yönündedir. Buradan çıkan anlam şudur: Düğümlerin yükleme yapılmadan önceki konumlarına göre en çok yer değiştirdiği bölgenin modelin üst kısmında yer aldığı ve maksimum yer değiştirme miktarının da $U=0.169 \cdot 10^{-3}$ mm oluşudur. Kaynak dikişinde yer değiştirme çizgilerinin sıklaştığına dikkat edilmelidir. Bu sıklaşma gerilme çizgilerinin de buradan sıklaşarak geçtiğini ve gerilme yığılmasını işaret etmektedir.

4.2.2. 7.5 mm Alt kaynak ayağı durumundaki gerilmeler



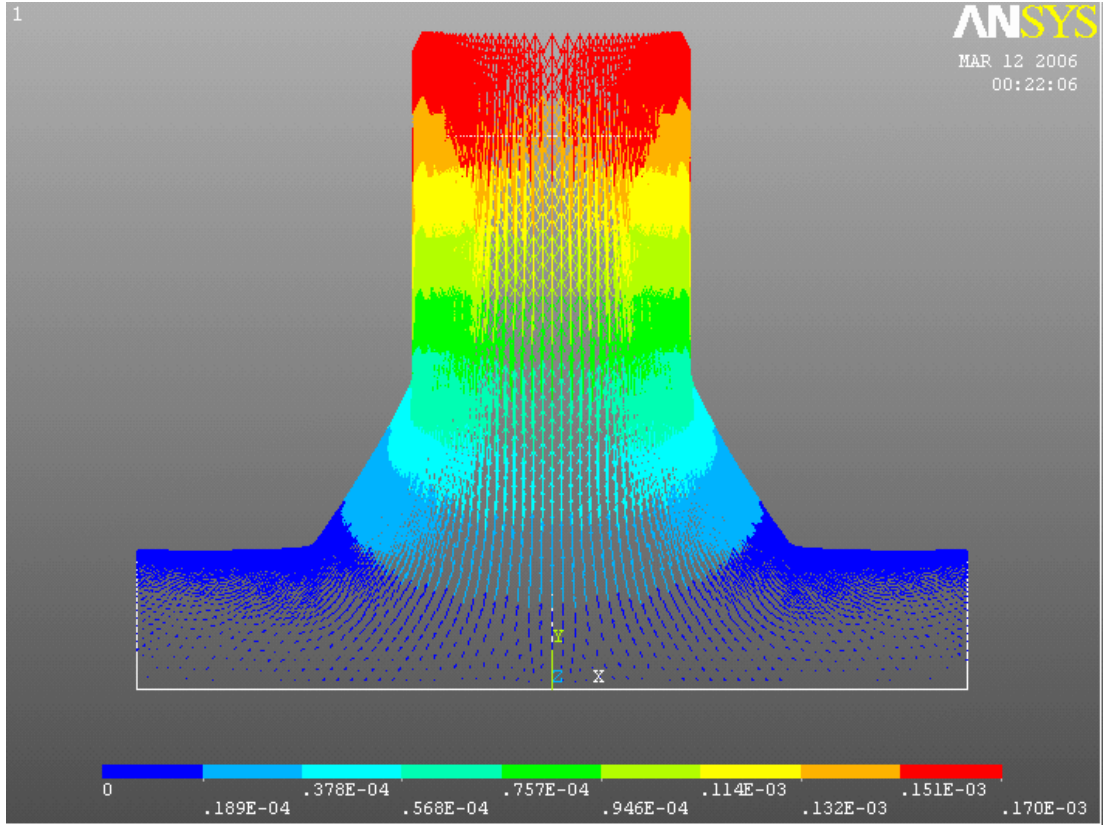
Şekil 4.5. 7.5mm Alt kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.5 incelendiğinde Y yönündeki en büyük normal gerilme yine beklendiği gibi üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.591 MPa katına eşit gerçekleşmiştir.



Şekil 4.6. 7.5mm Alt kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

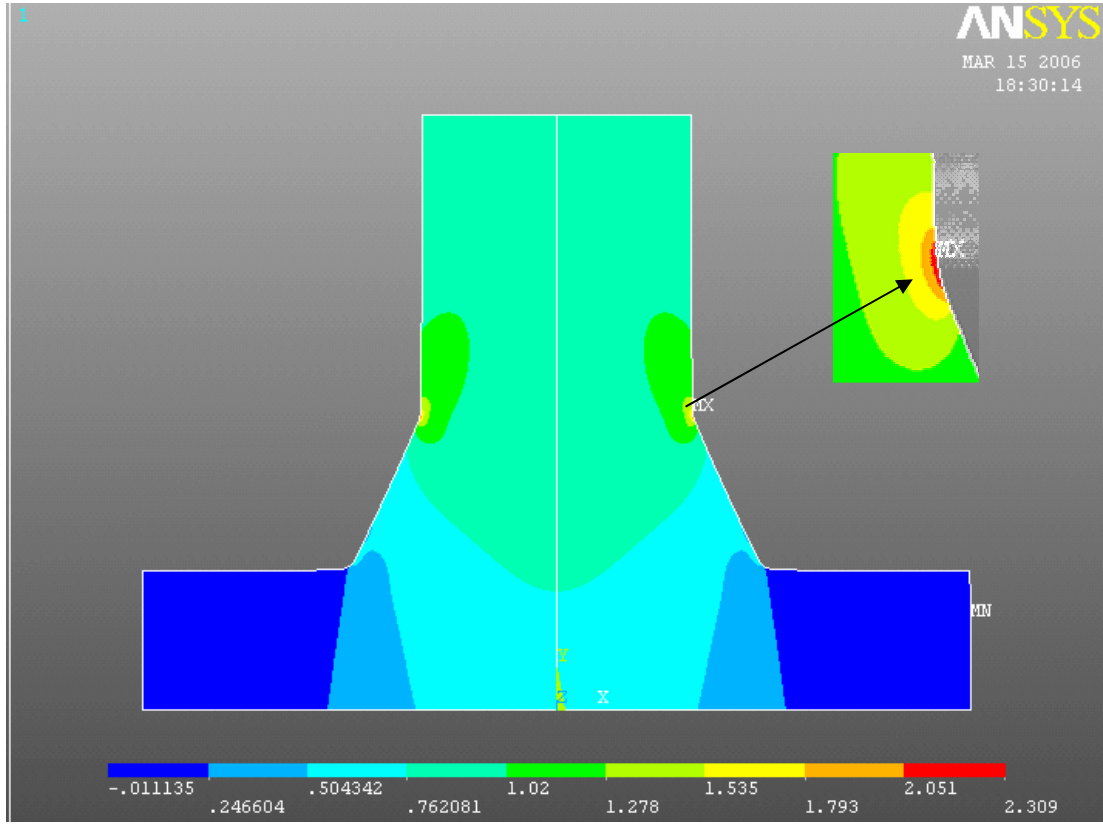
Şekil 4.6 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda oluşmuş ve değeri de nominal gerilmenin 2.737 MPa katına eşit gerçekleşmiştir.



Şekil 4.7. 7.5mm Alt kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri

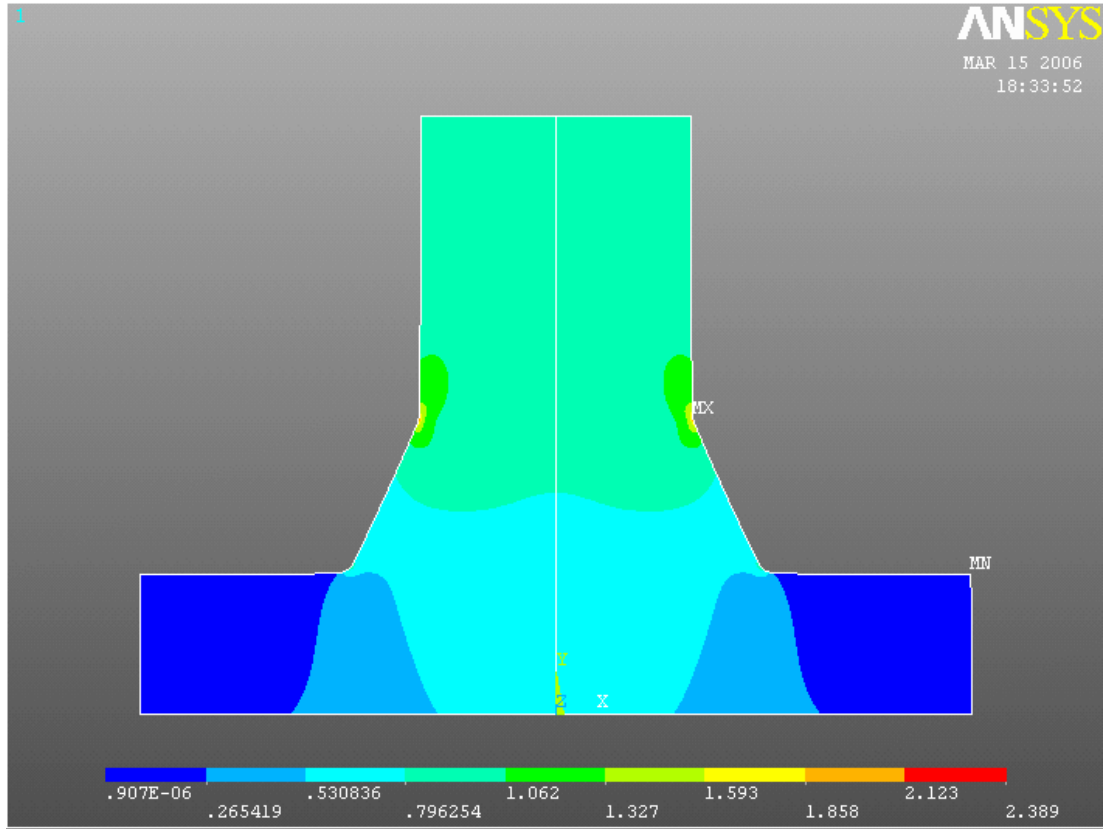
Şekil 4.7 incelendiğinde düğümlerin, yükleme yapılmadan önceki konumlarına göre en çok yer değiştirdiği yerin modelin üst kısmı olduğu görülür. Bunun maksimum değeri de $U=0.170 \cdot 10^{-3}$ mm' dir.

4.2.3. 5mm Alt kaynak ayağı durumundaki gerilmeler



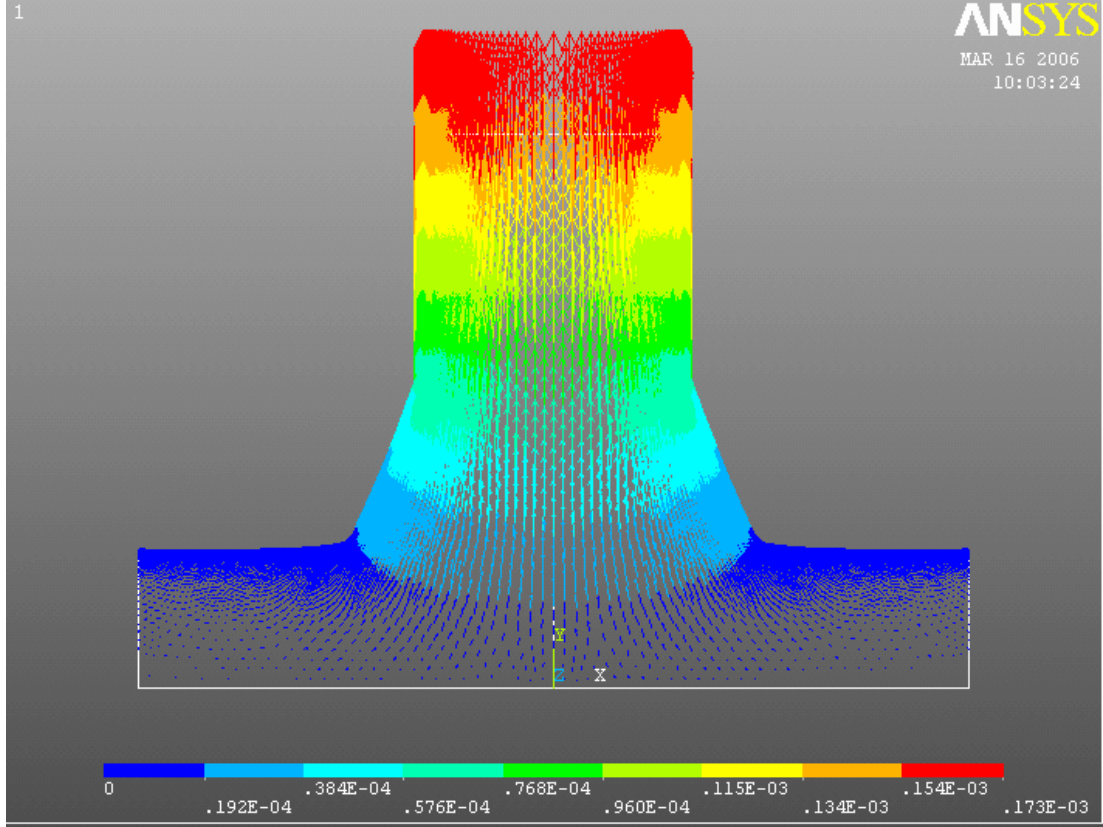
Şekil 4.8. 5mm Alt kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.8 incelendiğinde Y yönündeki en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.309 MPa katına eşit gerçekleşmiştir.



Şekil 4.9. 5mm Alt kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

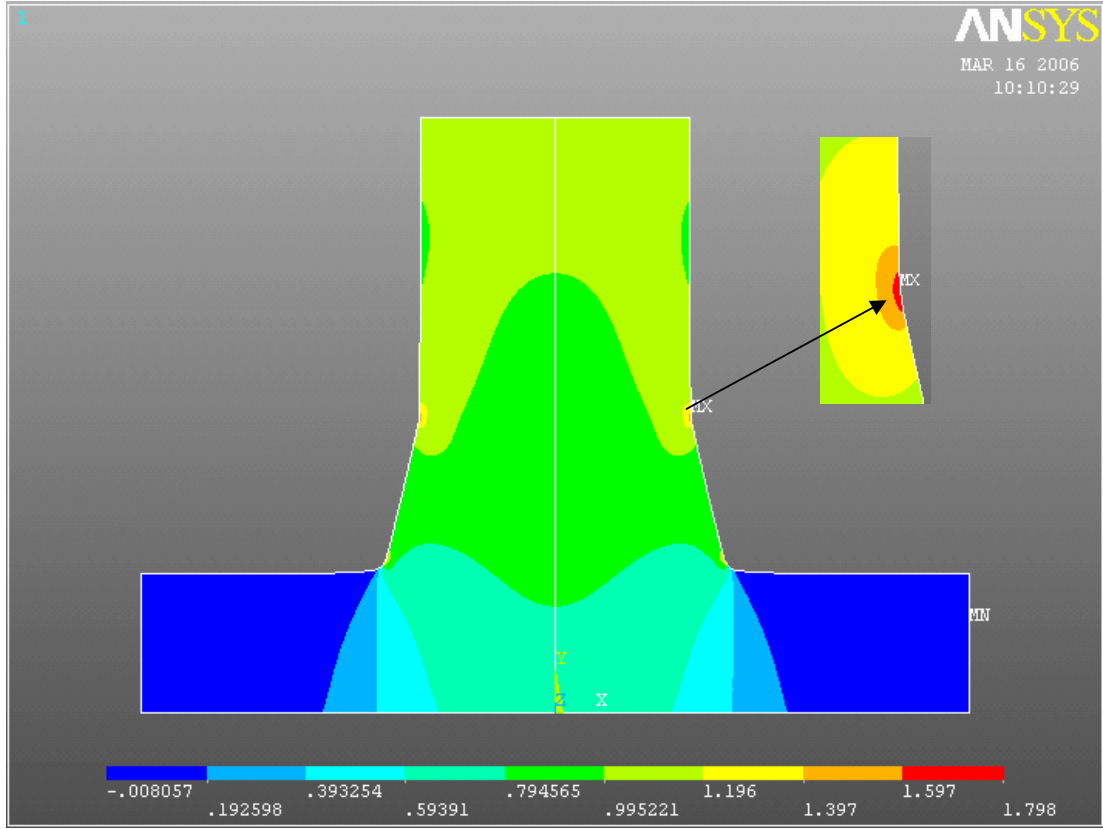
Şekil 4.9 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri yine üst kaynak ayağı ucunda oluşmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.389 MPa katına eşit gerçekleşmiştir.



Şekil 4.10. 5mm Alt kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri

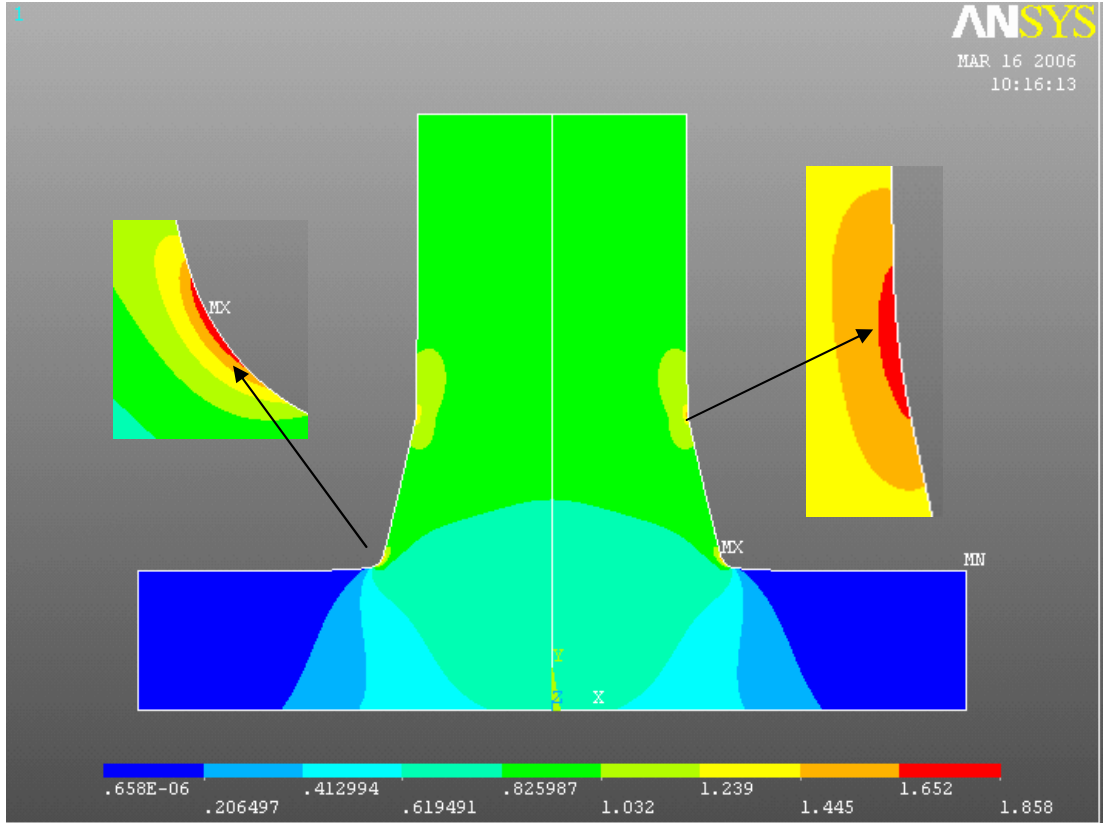
Şekil 4.10'a bakıldığında düğümlerin yükleme yapılmadan önceki konumlarına göre en çok yer değiştirdiği yerin modelin üst kısmı olduğu görülür. Bunun maksimum değeri de $U=0.173 \cdot 10^{-3}$ mm' dir.

4.2.4. 2.5mm Alt kaynak ayağı durumundaki gerilmeler



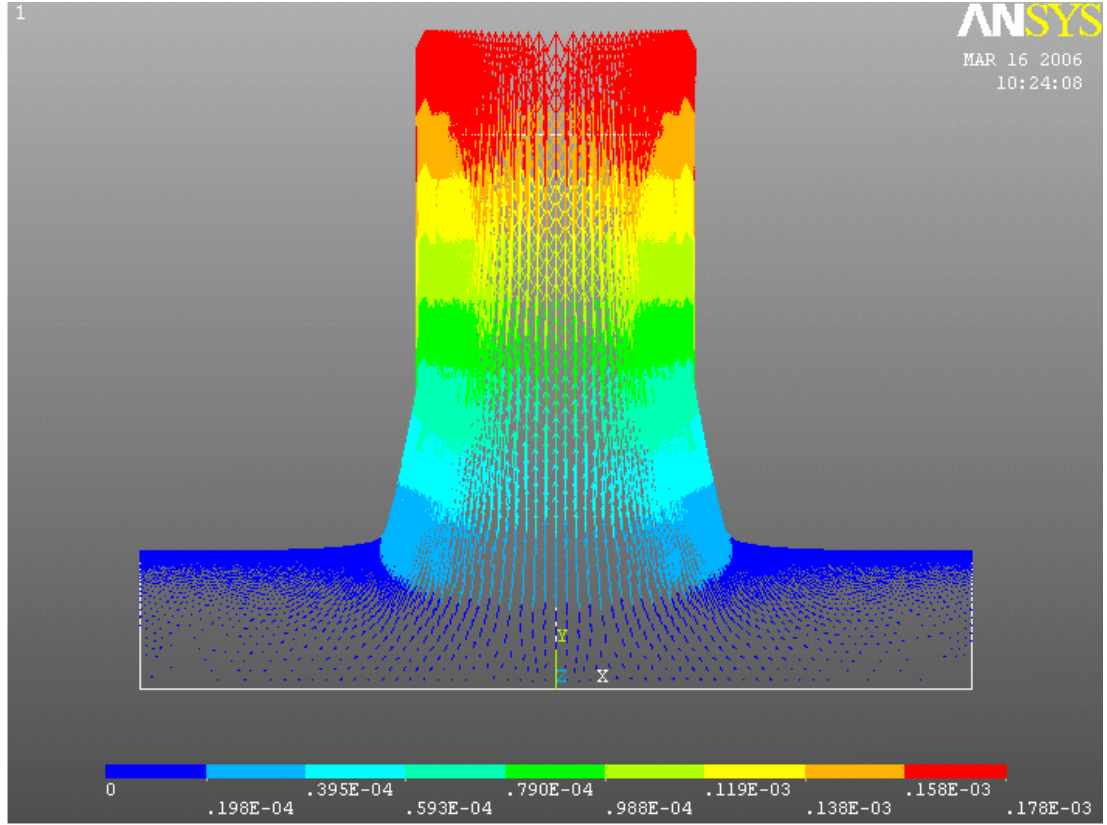
Şekil 4.11. 2.5mm Alt kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.11 incelendiğinde Y yönündeki en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.798 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. Ancak alt kaynak ayağı ucunda da 1.597 MPa değerinde bir gerilme oluşmuş ve malzeme kesmeye çalışmıştır.



Şekil 4.12. 2.5mm Alt kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

Şekil 4.12 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri alt kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.858 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. 10mm alt kaynak ayağı durumundaki gerilme değerinde 2.5mm alt kaynak ayağı durumuna gelindiğinde gerilme değerinde düşüş olduğu gözlenmiştir. Bu da beklenen bir sonuç olarak karşımıza çıkmıştır.



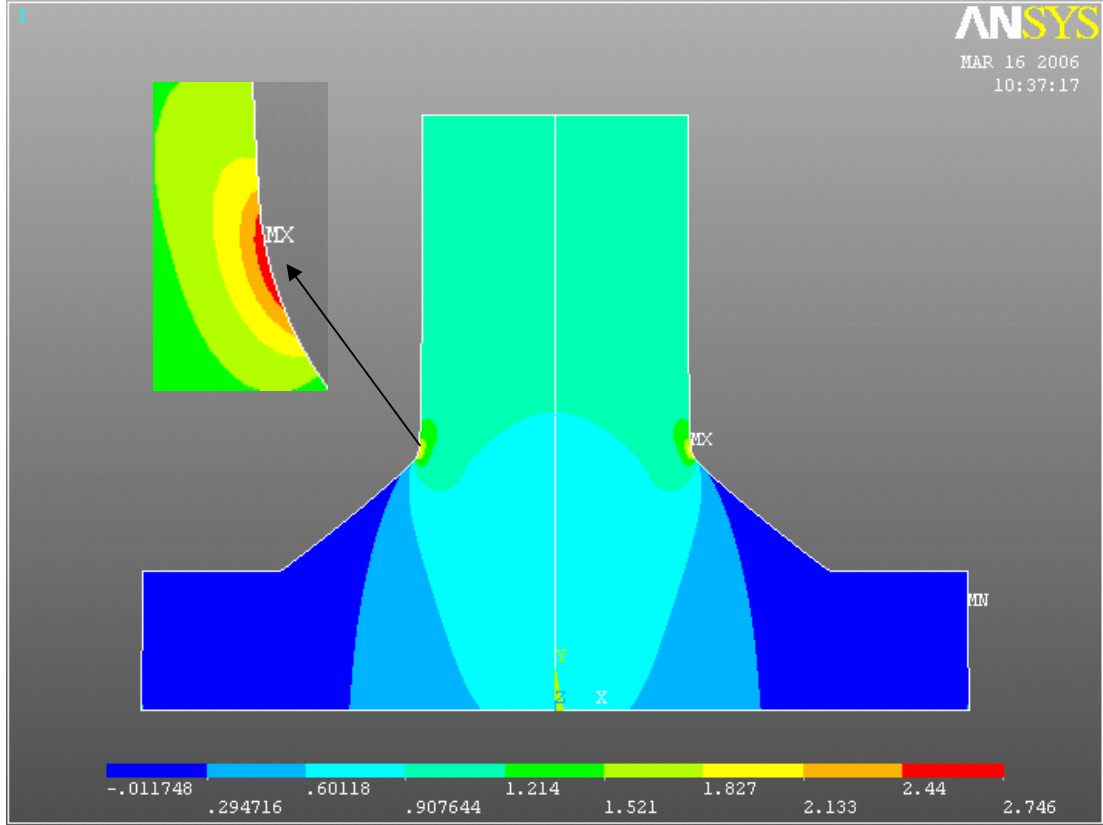
Şekil 4.13. 2.5mm Alt kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri

Şekil 4.13 incelendiğinde düğümlerin yükleme yapılmadan önceki konumlarına göre en çok yer değiştirdiği yerin modelin üst kısmı olduğu görülür. Kaynak dikişi boyunca yer değiştirmeleri sıklaştığı gözlenmiştir. Yer değiştirme miktarının maksimum değeri de $U=0.178 \cdot 10^{-3}$ mm' dir.

1.25mm alt kaynak ayağı durumundaki gerilme değerleri için model üzerinde analiz yapılmış ve değerleri 2.5mm alt kaynak ayağı durumundaki değerlere nazaran daha yüksek çıkmasından dolayı gerilme değerleri sadece grafik olarak incelemeye alınmıştır.

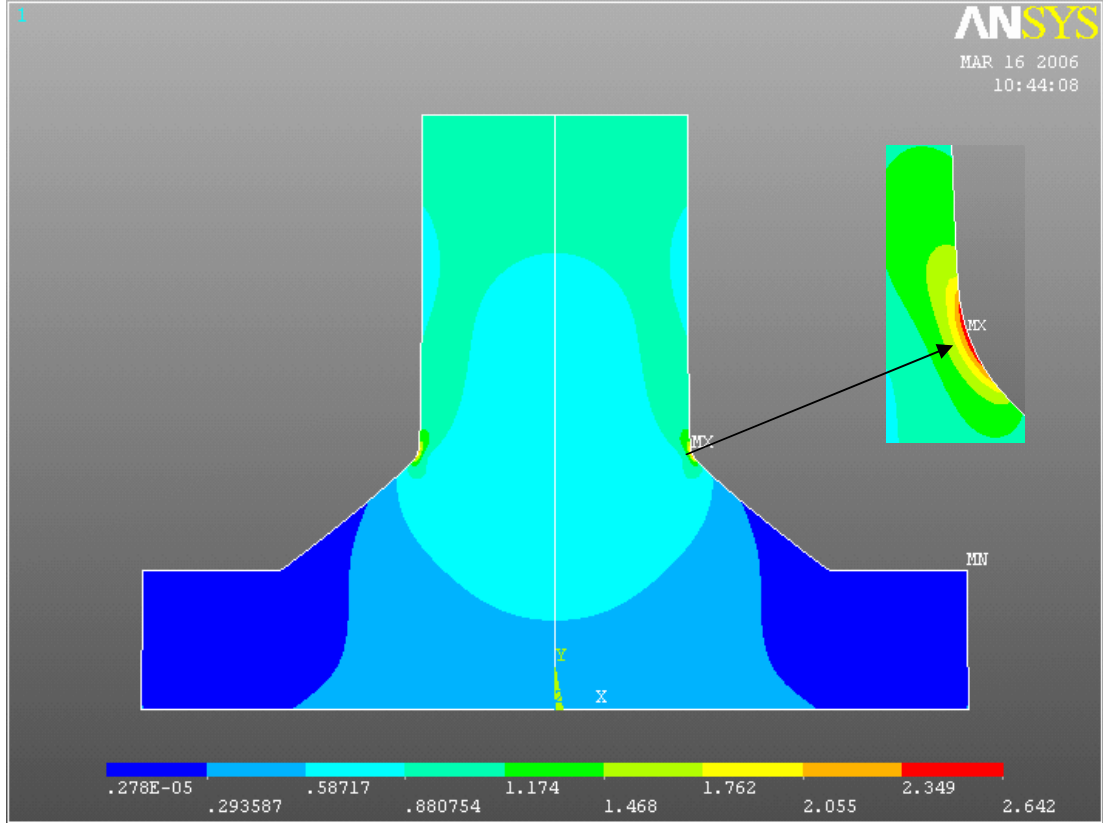
4.3. Alt Kaynak Ayağı Sabit Durum

4.3.1. 7.5mm Üst kaynak ayağı durumundaki gerilmeler



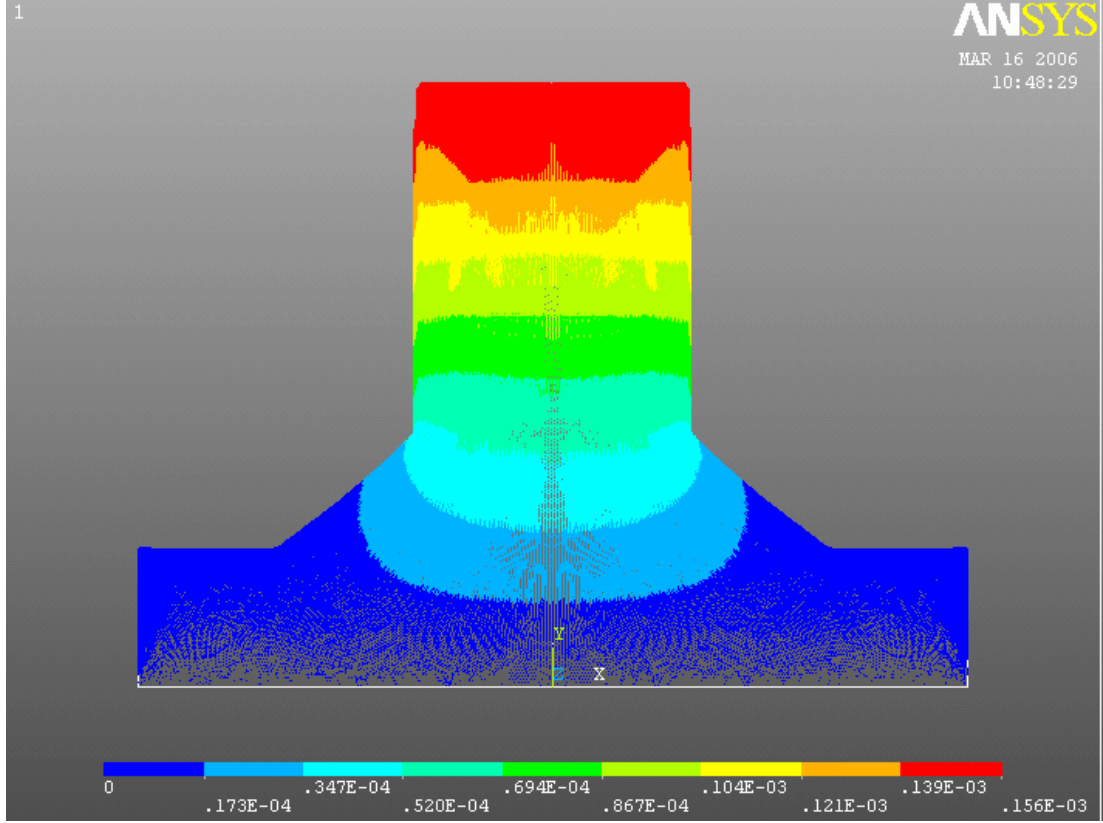
Şekil 4.14. 7.5mm Üst kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.14 incelendiğinde alt kaynak ayağı sabit tutulan duruma göre, Y yönündeki gerilme değerinde artış sergilendiği bunun da en büyük normal gerilme değeri üst kaynak ayağı ucunda olduğu ve değeri nominal gerilmenin 2.746 MPa katına eşit gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 4.15. 7.5mm Üst kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

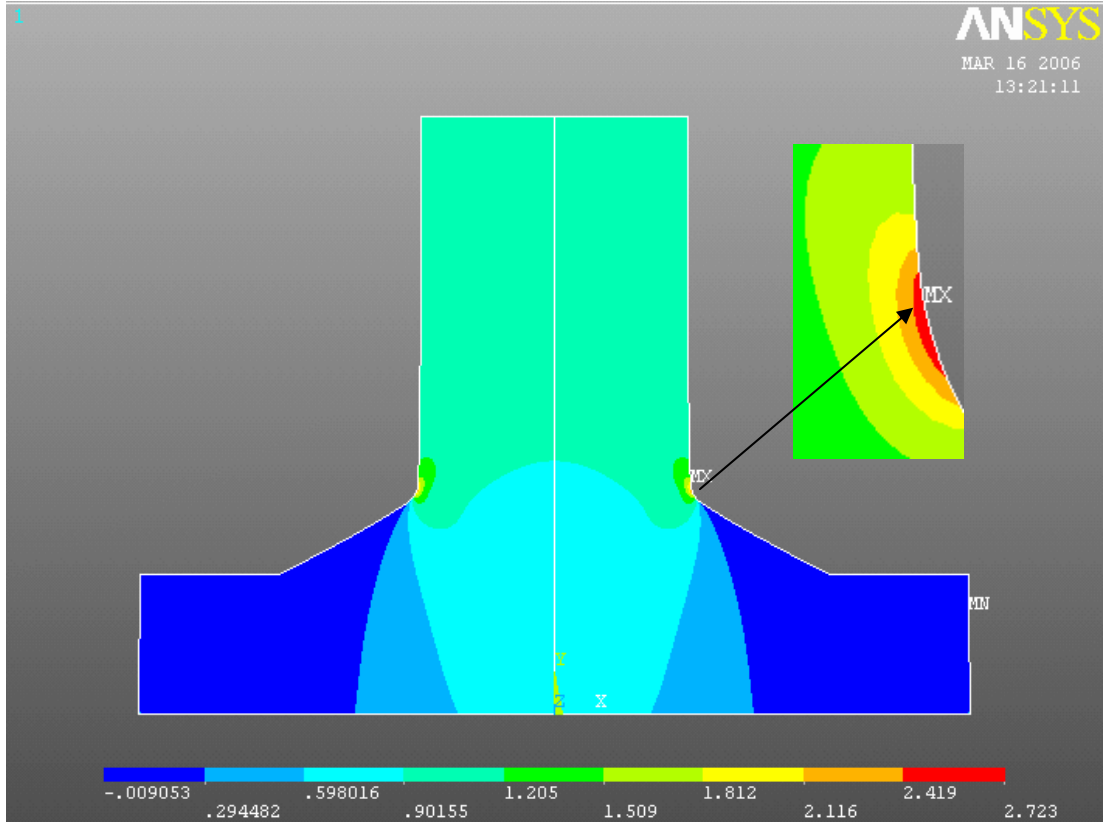
Şekil 4.15 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.62 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. Alt kaynak ayağı sabit tutulana göre eşdeğer gerilmede bir düşüş gözlenmiştir.



Şekil 4.16. 7.5mm Üst kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri

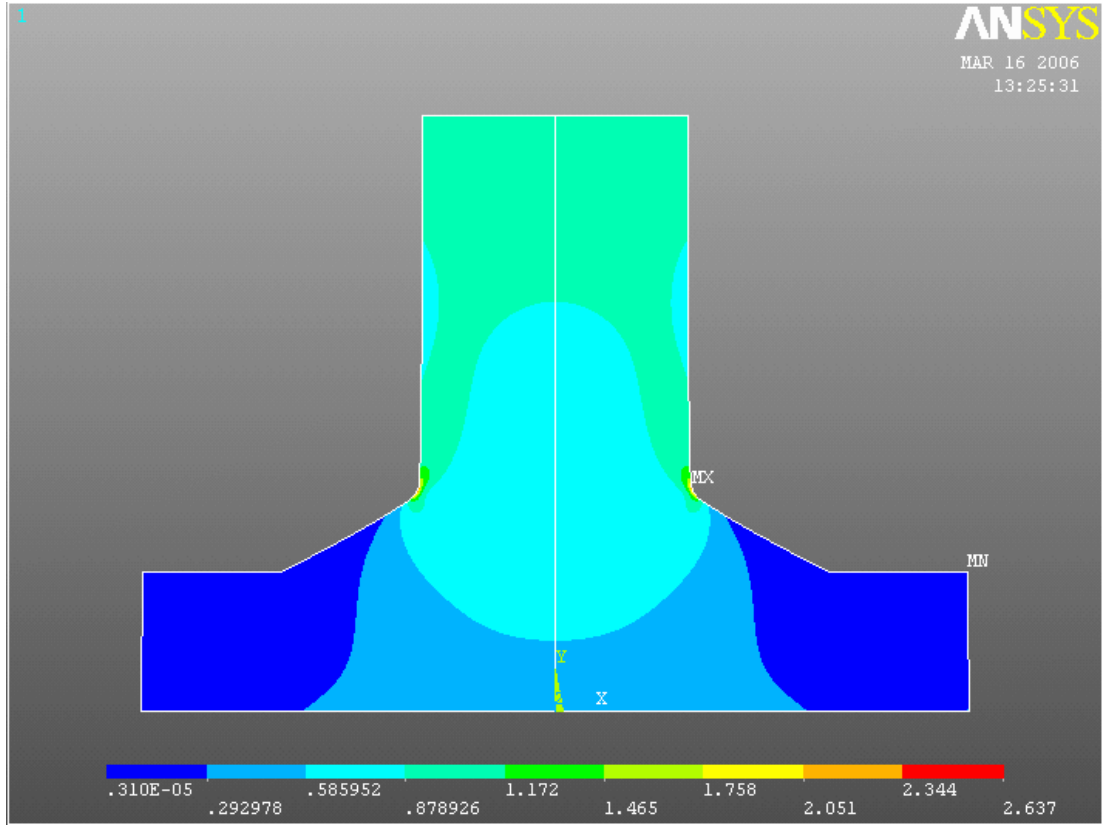
Şekil 4.16 incelendiğinde düğümlerin yükleme yapılmadan önceki konumlarına göre en çok yer değiştirdiği yerin modelin üst kısmı olduğu görülmekte olup, kaynak dikişi boyunca yer değiştirmeleri sıklaştığı gözlenmiştir. Yer değiştirme miktarının maksimum değeri de $U=0.156 \cdot 10^{-3}$ mm' dir. Alt kaynak ayağı sabit tutulan modele göre malzeme daha az yer değişimi göstermiştir.

4.3.2. 5mm Üst kaynak ayağı durumundaki gerilmeler



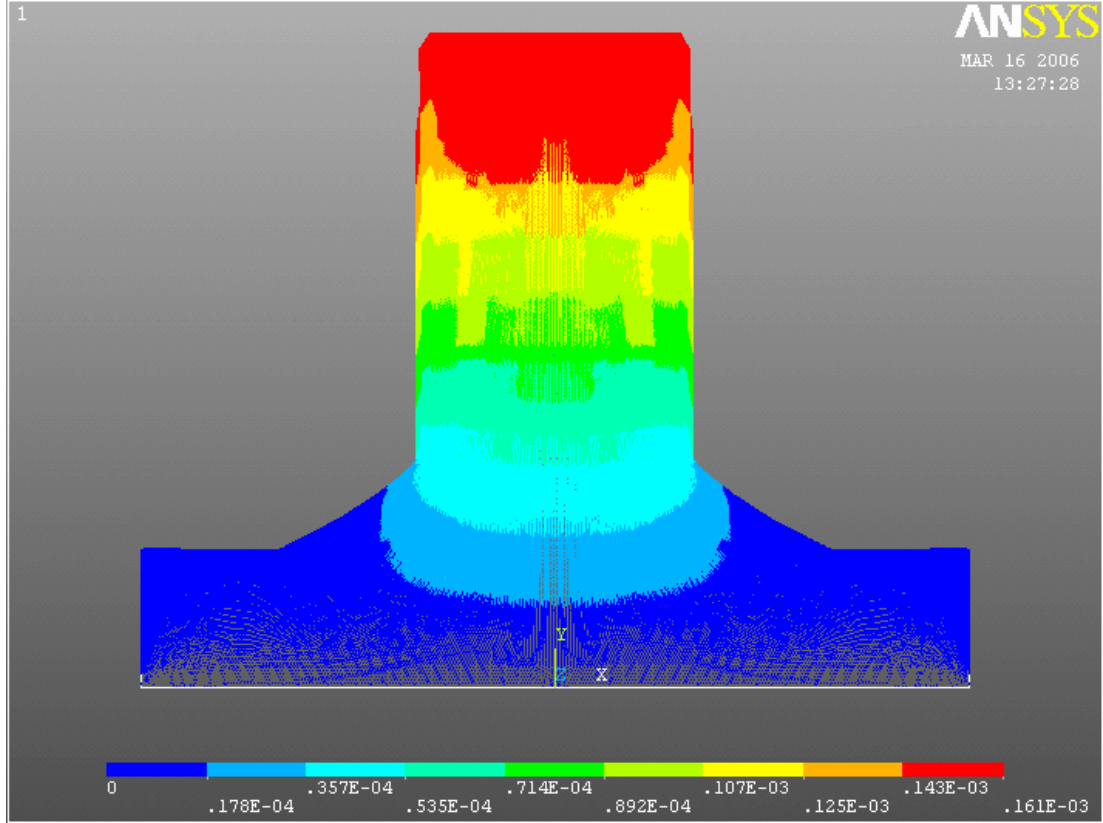
Şekil 4.17. 5mm Üst kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.17 incelendiğinde alt kaynak ayağı sabit tutulan duruma göre Y yönündeki gerilme değerinde artış sergilediği bunun da en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.723 MPa katına eşit gerçekleşmiştir.



Şekil 4.18. 5mm Üst kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

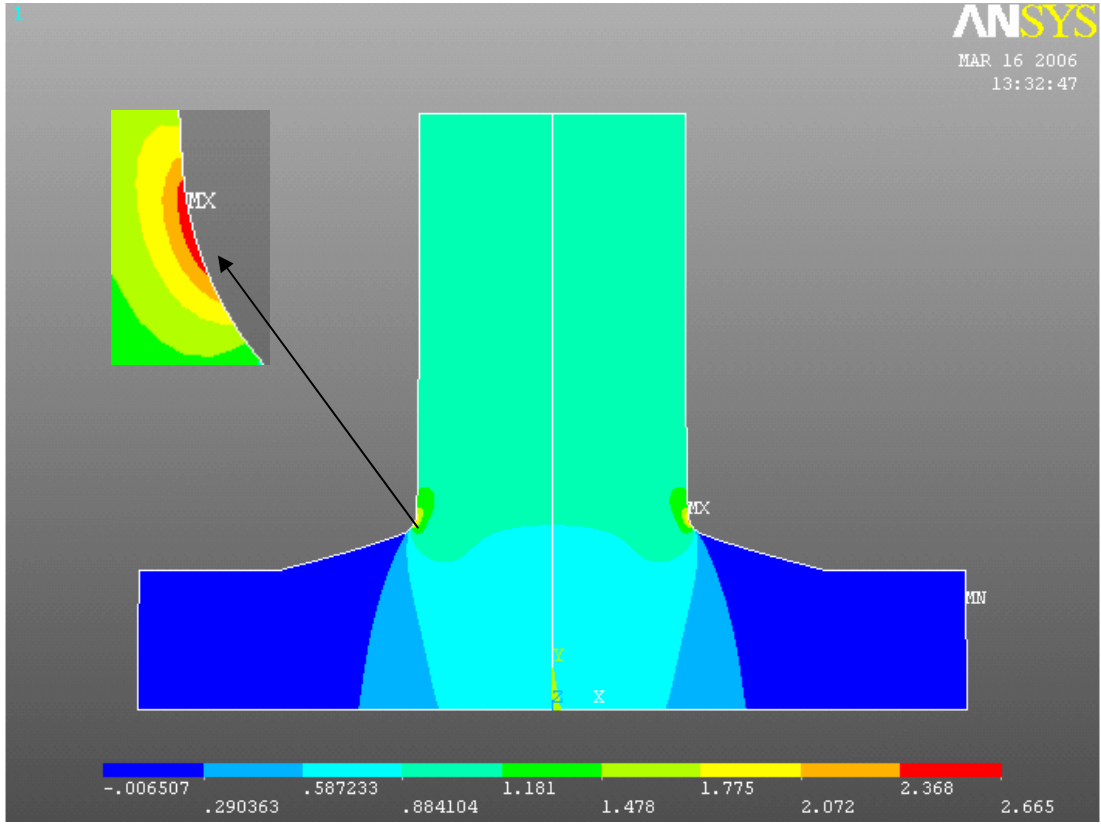
Şekil 4.18 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.637 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. Alt kaynak ayağı sabit tutulana göre eşdeğer gerilmeye bir artış gözlenmiştir.



Şekil 4.19. 5mm Üst kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri

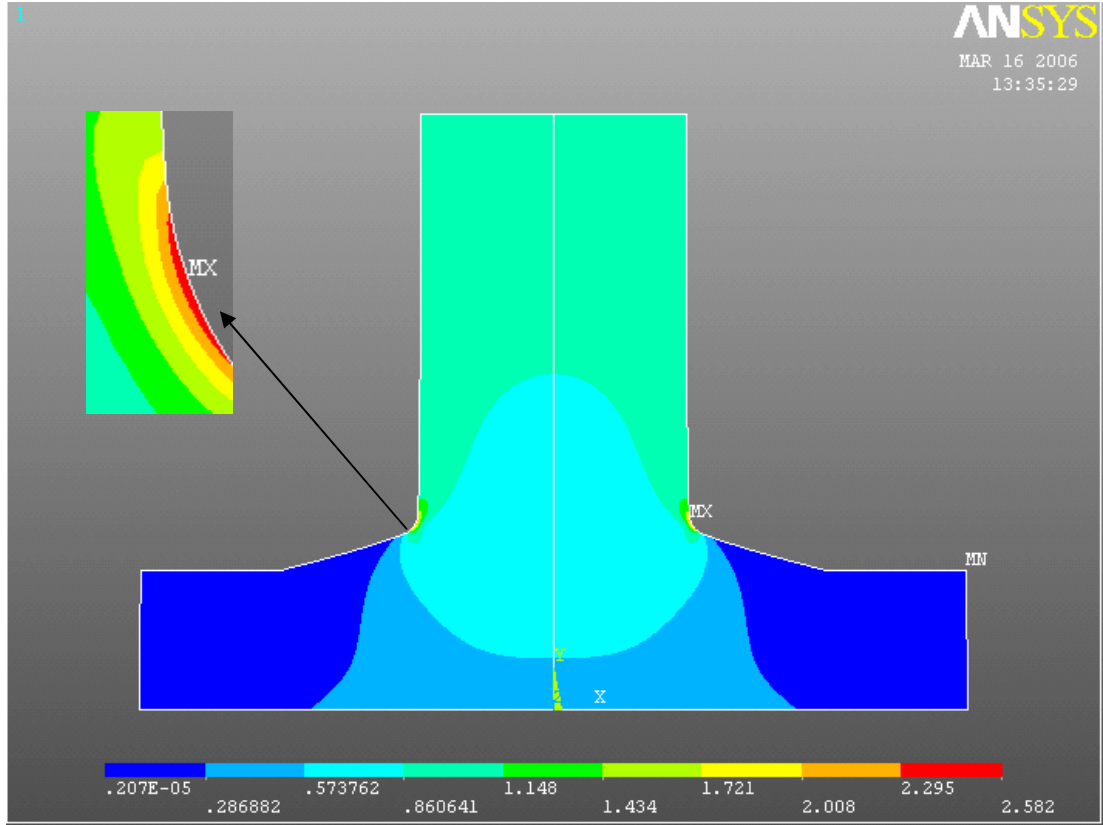
Şekil 4.19 incelendiğinde düğümlerin yükleme yapılmadan önceki konumlarına göre en çok yer değiştirdiği yerin modelin üst kısmı olduğu görülmekte olup, kaynak dikişi boyunca yer değiştirmeleri sıklaştığı bu modelde daha da belirgin bir hal almıştır. Yer değiştirme miktarının maksimum değeri de $U=0.161 \cdot 10^{-3} \text{mm}$ ' dir. Alt kaynak ayağı sabit tutulan modele göre malzeme daha az yer değişimi göstermiştir.

4.3.3. 2.5mm Üst kaynak ayağı durumundaki gerilmeler



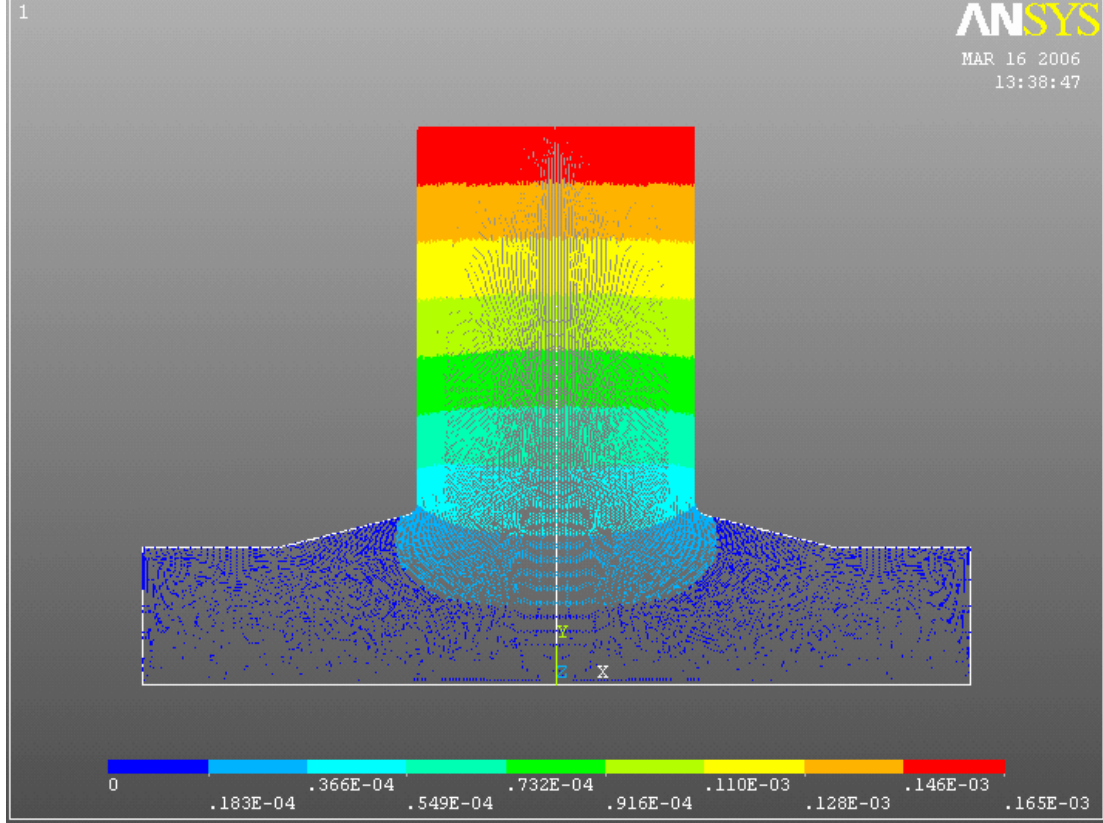
Şekil 4.20. 2.5mm Üst kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.20 incelendiğinde alt kaynak ayağı sabit tutulan duruma göre Y yönündeki gerilme değerinde artış sergilediği bunun da en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.665 MPa katına eşit gerçekleşmiştir.



Şekil 4.21. 2.5mm Üst kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

Şekil 4.21 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.582 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. Alt kaynak ayağı sabit tutulana göre eşdeğer gerilmeye bir artış gözlenmiştir



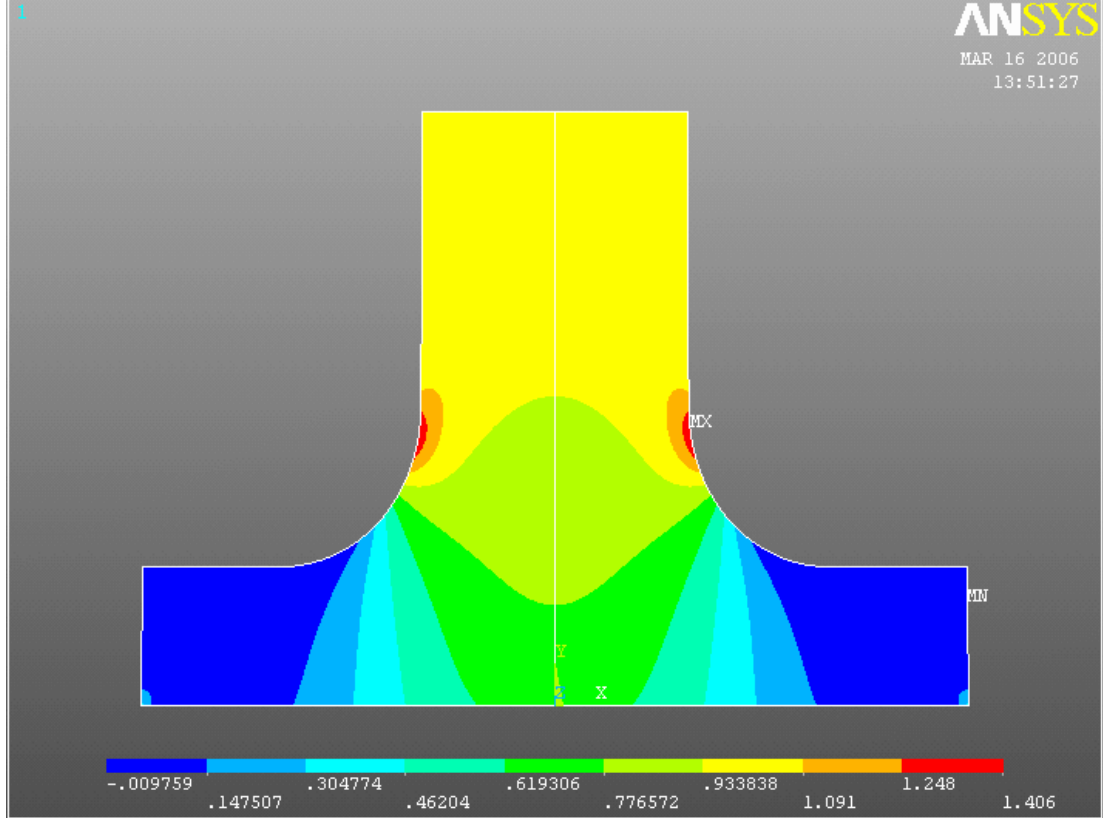
Şekil 4.22. 2.5mm Üst kaynak ayağı durumunda yer değiştirme vektörleri

Şekil 4.22 incelendiğinde düğümlerin yükleme yapılmadan önceki konumlarına göre en çok yer değiştirdiği yerin modelin üst kısmı olduğu görülmekte olup, kaynak dikişi boyunca yer değiştirmeleri sıklaştığı görülmüştür. Yer değiştirme miktarının maksimum değeri de $U=0.165 \cdot 10^{-3} \text{mm}$ ' dir. Alt kaynak ayağı sabit tutulan modele göre malzeme daha az yer değişimi göstermiştir.

1.25mm üst kaynak ayağı durumundaki gerilme değerleri için model hazırlanmış ve analizleri yapıldığında gerilme değerlerinde belirgin bir düşüş veya artış sergilemediğinden dolayı sadece grafiksel olarak değerlendirmeye alınmıştır.

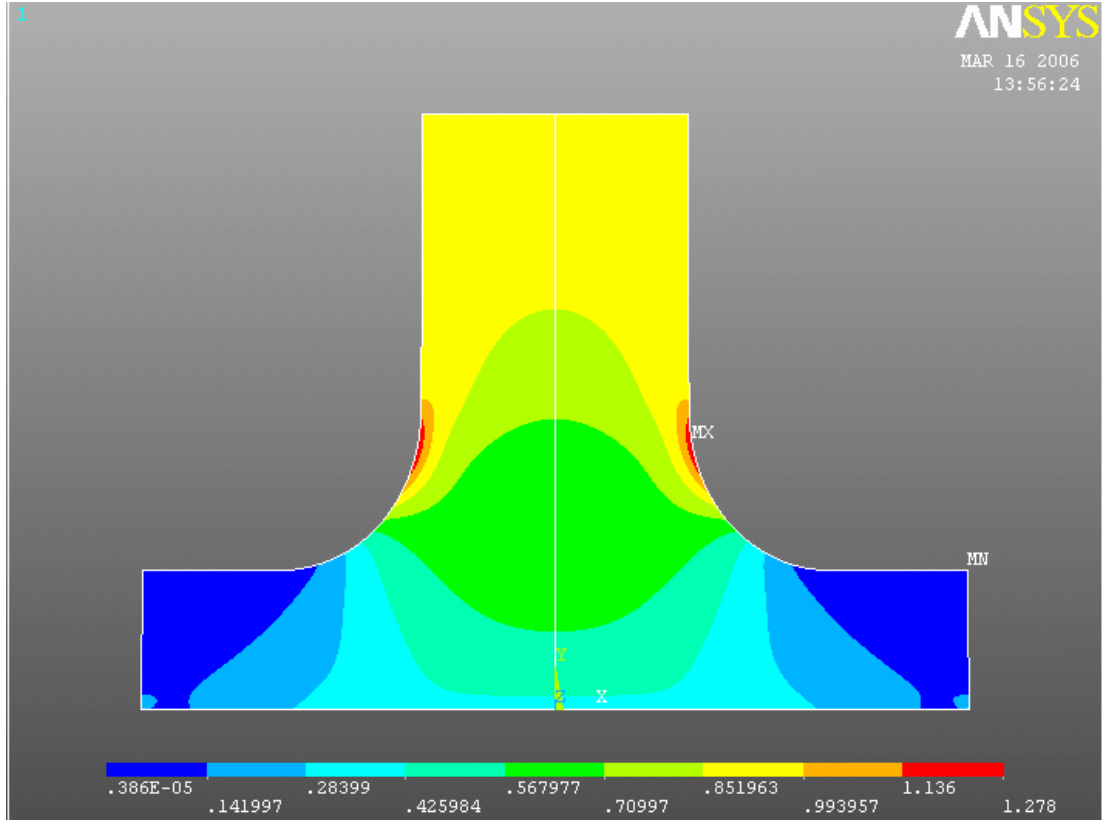
4.4. İç Bükey Kaynak Durumu

4.4.1. R=10 mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler



Şekil 4.23. R=10mm İç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

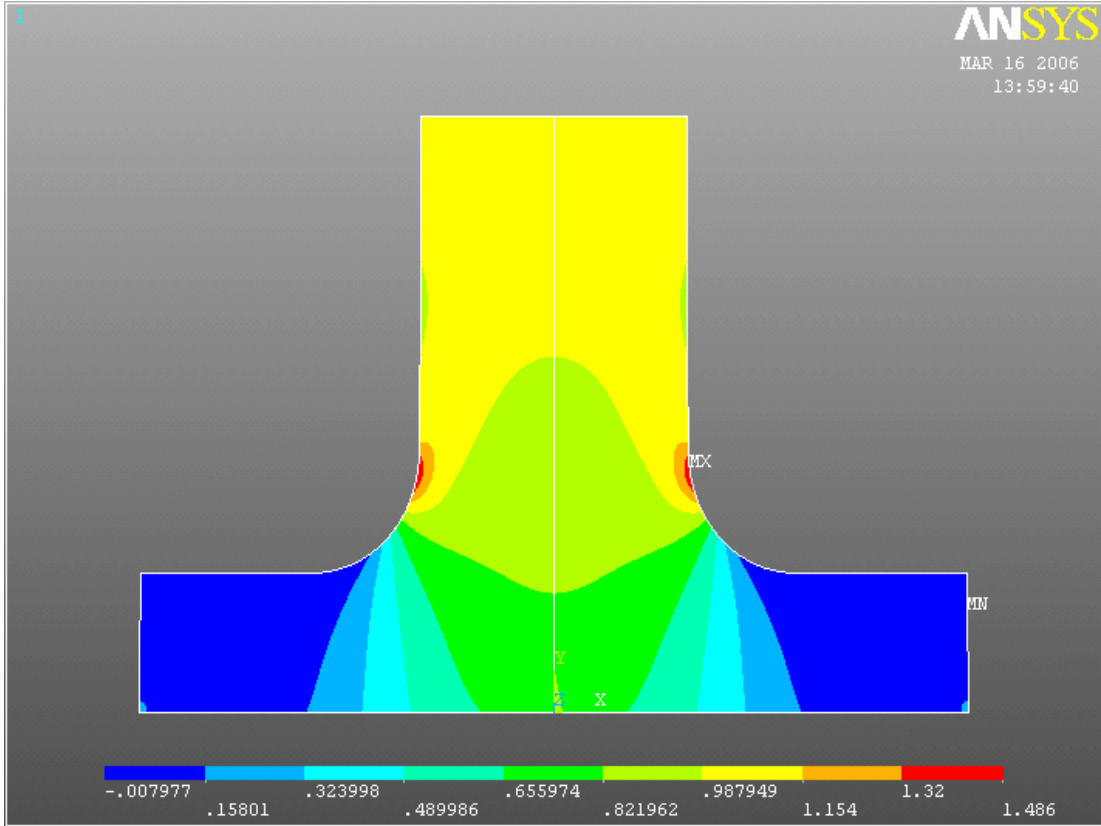
Şekil 4.23 incelendiğinde iç bükey kaynak durumunda Y yönündeki en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.406 MPa katına eşit gerçekleşmiştir.



Şekil 4.24. R=10mm İç bükey kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

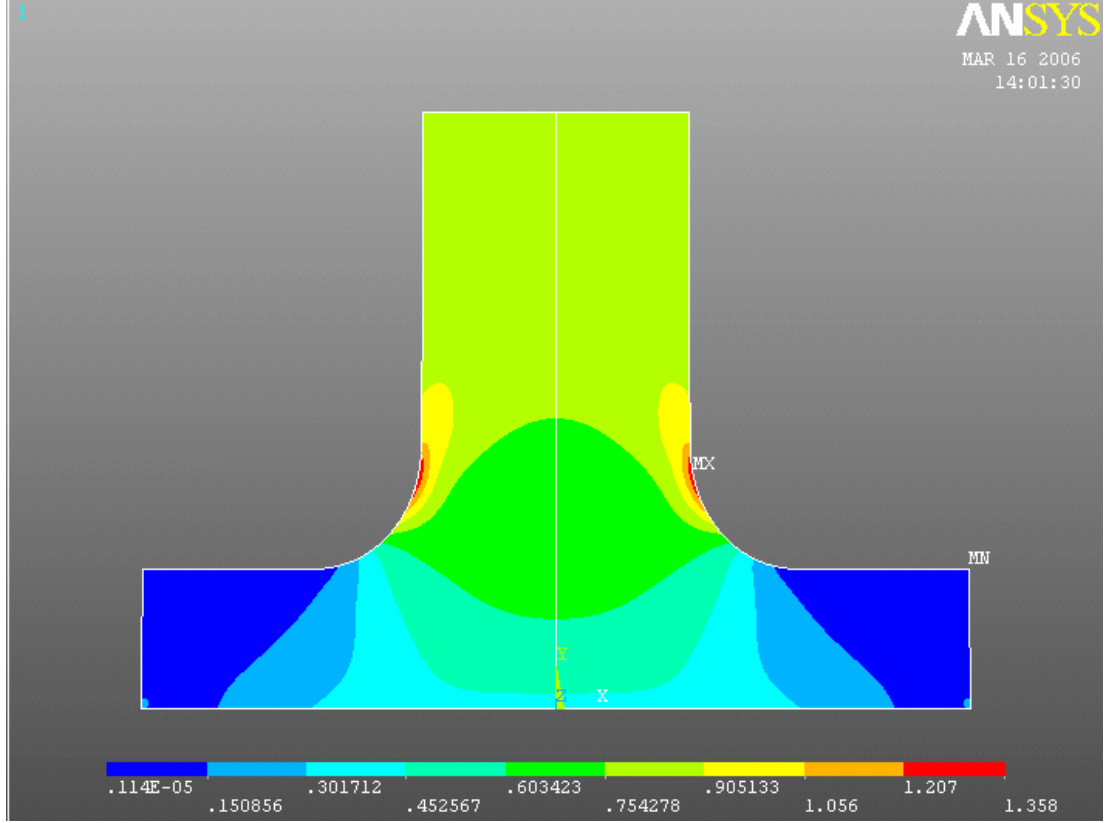
Şekil 4.24 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.278 MPa katına eşit gerçekleşmiştir.

4.4.2. R=7.5mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler



Şekil 4.25. R=7.5mm İç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

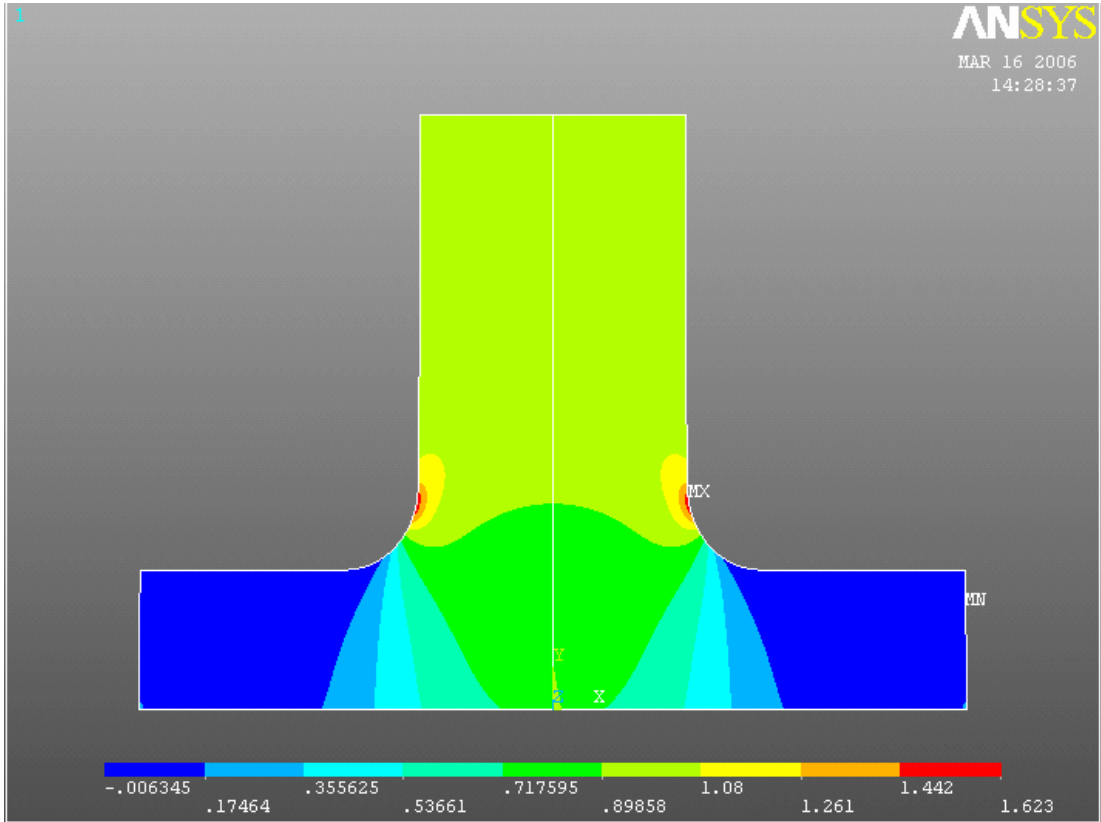
Şekil 4.25 incelendiğinde iç bükey kaynak durumunda Y yönündeki en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.486 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. R=10 mm iç bükey kaynak durumuna göre SY değerinde artış gözlenmiştir.



Şekil 4.26. R=7.5mm İç bükey kaynak ayağı durumunda eş değer gerilme (SEQV)

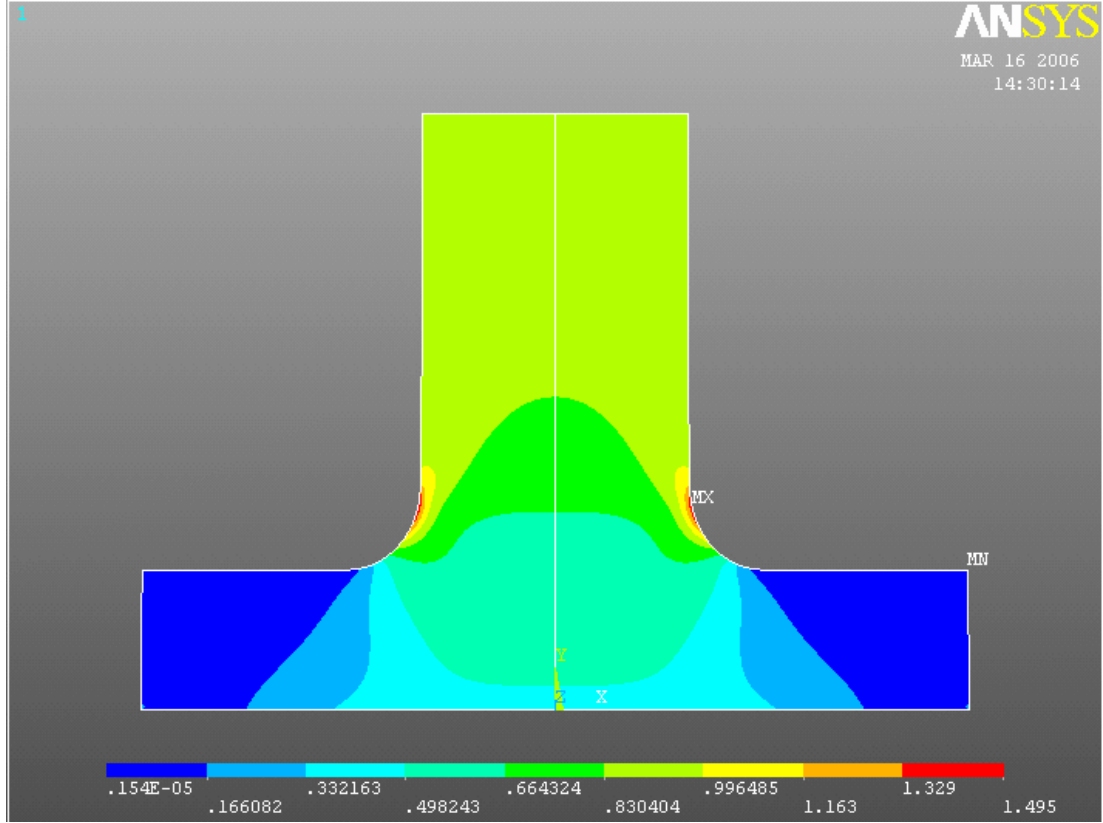
Şekil 4.24 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.358 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. R=10mm iç bükey kaynak modeline göre gerilme değerinde artış gözlenmiştir. Bunun sebebi de kaynak bölgesinde kesitin daralmasıdır.

4.4.3. R=5mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler



Şekil 4.27. R=5mm İç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

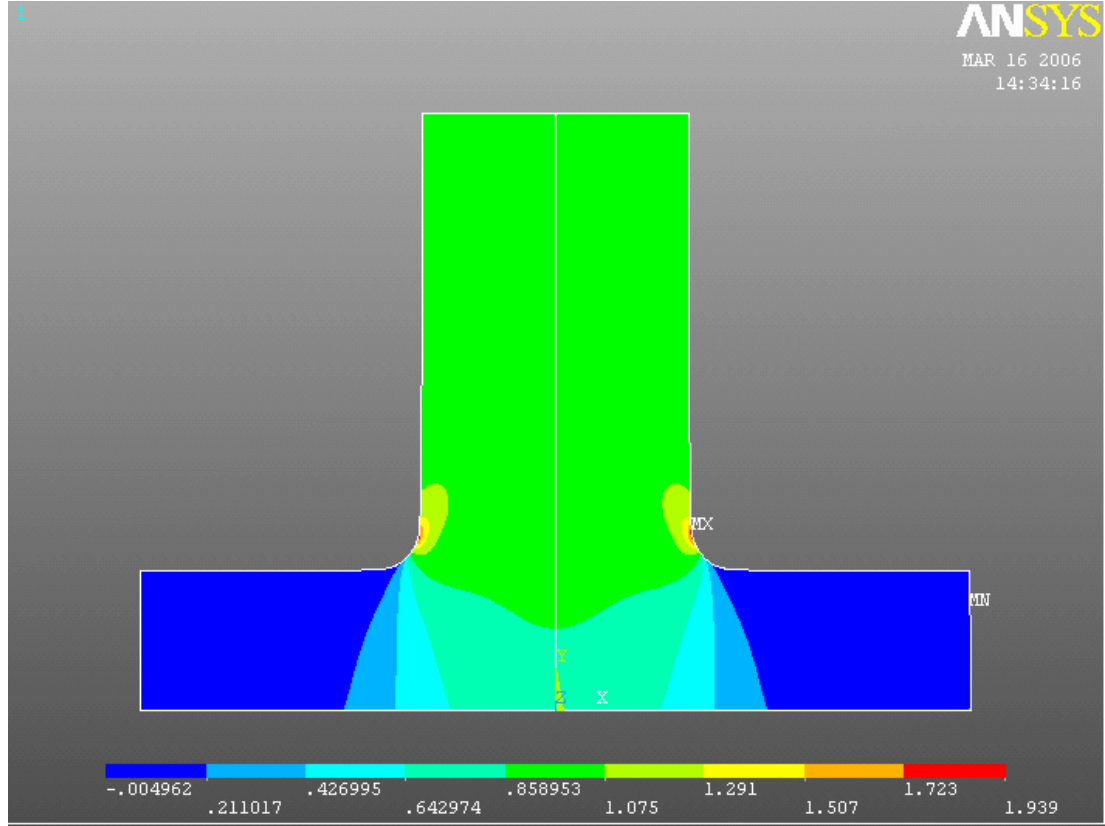
Şekil 4.27 incelendiğinde iç bükey kaynak durumunda Y yönündeki en büyük normal gerilme yine üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.623 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. R=10mm iç bükey kaynak durumuna göre SY değerinde artış gözlenmiştir.



Şekil 4.28. R=5mm İç bükey kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

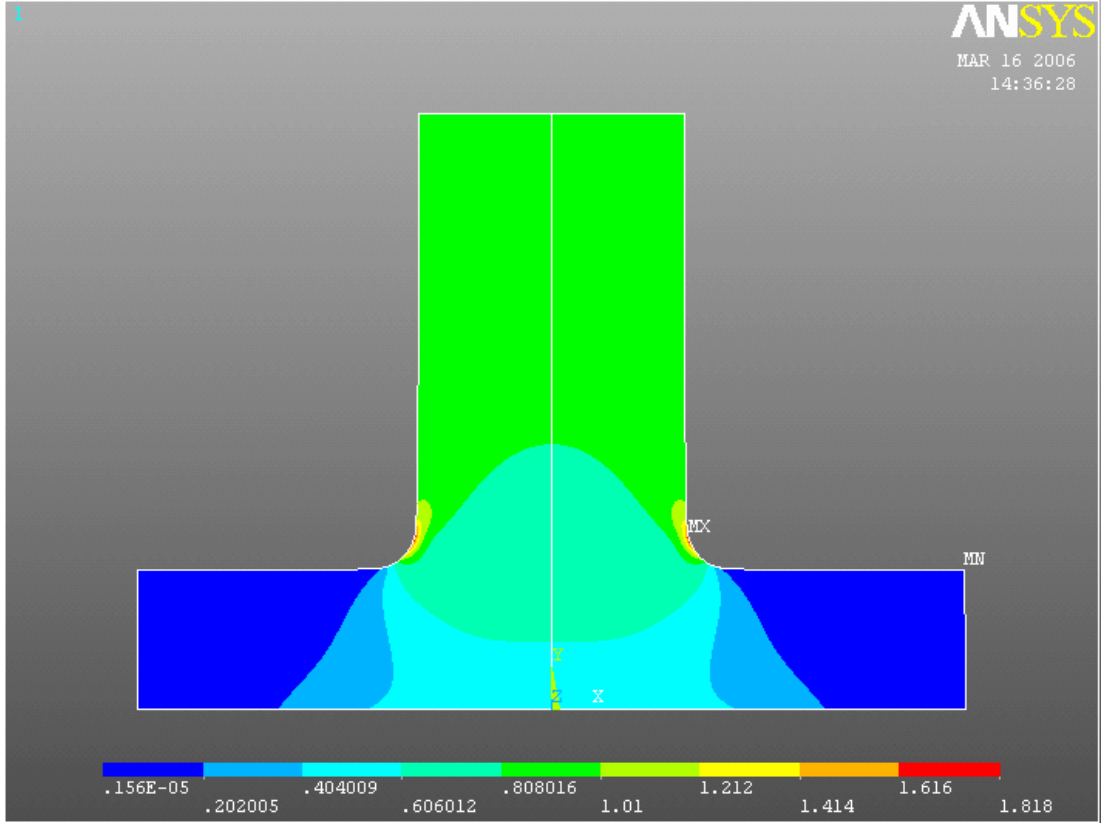
Şekil 4.28 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.495 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. R=10mm iç bükey kaynak modeline göre gerilme değerinde artış gözlenmiştir.

4.4.4. R=2.5mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler



Şekil 4.29. R=2.5mm İç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

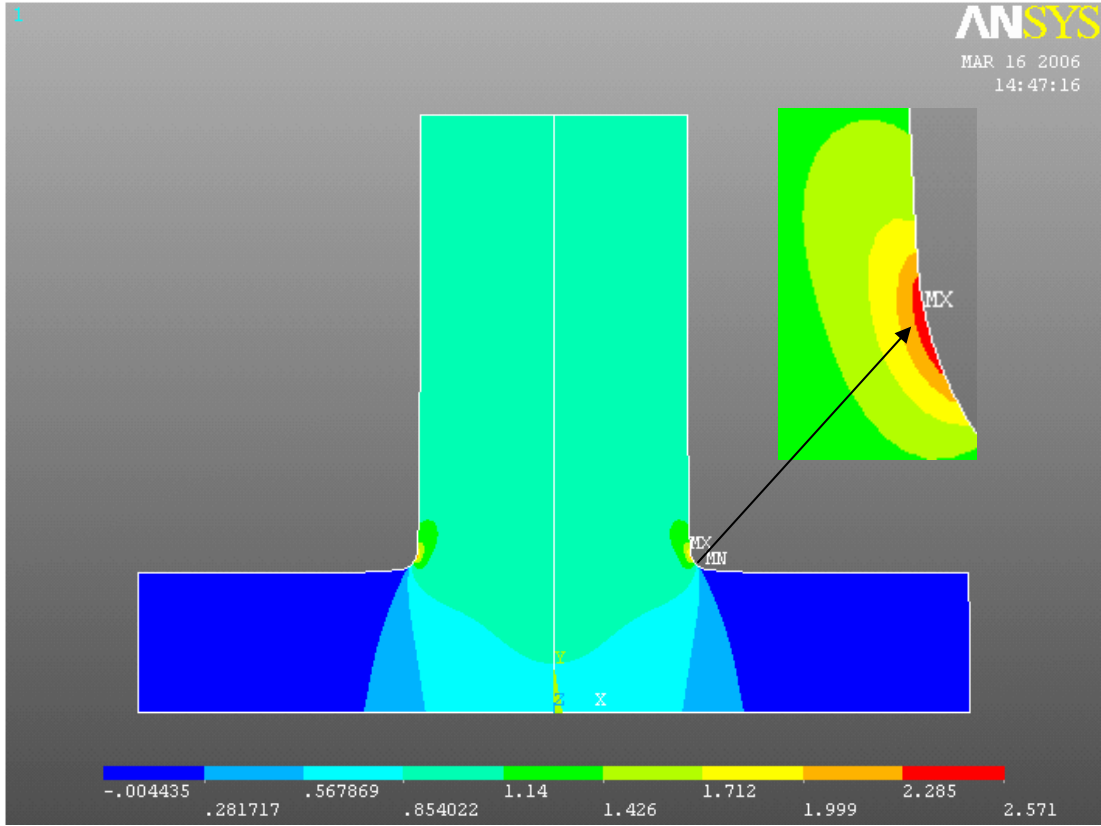
Şekil 4.29 incelendiğinde iç bükey kaynak durumunda Y yönündeki en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.939 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. R=10 mm iç bükey kaynak durumuna göre SY değerinde büyük bir artış gözlenmiştir.



Şekil 4.30. R=2.5mm İç bükey kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

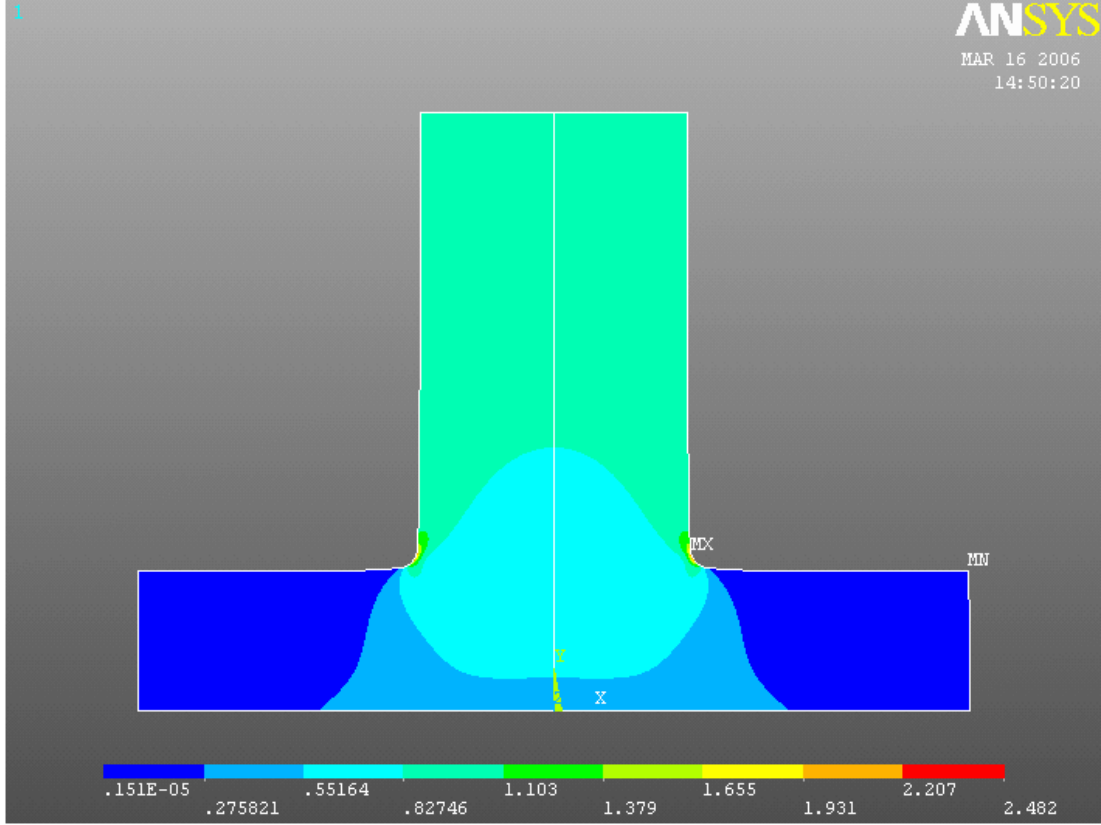
Şekil 4.30 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 1.818 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. R=10mm iç bükey kaynak modeline göre gerilme değerinde artış gözlenmiştir.

4.4.5. R=1mm İç bükey kaynak durumundaki gerilmeler



Şekil 4.31. R=1mm İç bükey kaynak ayağı durumunda Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.31 incelendiğinde iç bükey kaynak durumunda Y yönündeki en büyük normal gerilme üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.571 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. R=10mm iç bükey kaynak durumuna göre SY değerinde çok büyük bir artış gözlenmiştir. Yine burada oluşan kesit daralması gerilmenin nominal gerilmeye göre artışı göstermiştir.

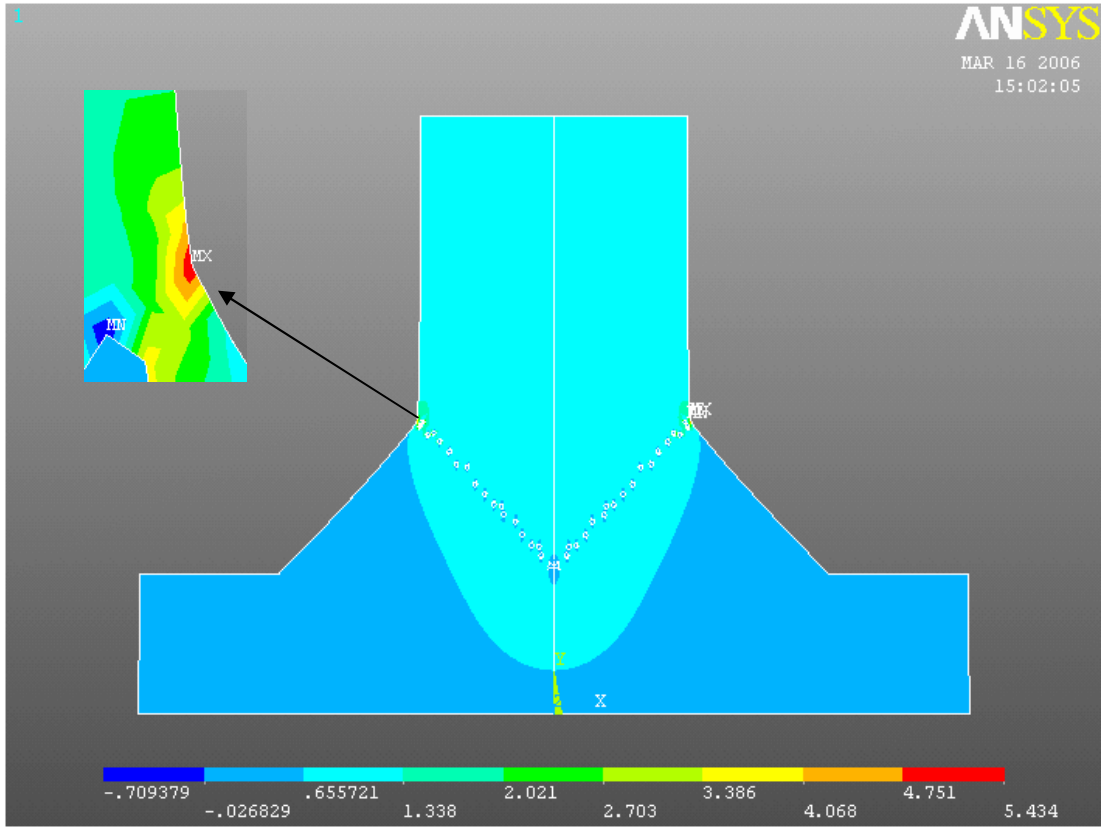


Şekil 4.32. R=1mm İç bükey kaynak ayağı durumunda eşdeğer gerilme (SEQV)

Şekil 4.32 incelendiğinde eşdeğer gerilmenin en büyük değeri üst kaynak ayağı ucunda olmuş ve değeri nominal gerilmenin 2.482 MPa katına eşit gerçekleşmiştir. R=10 mm iç bükey kaynak modeline göre gerilme değerinde artış gözlenmiştir. Şekil 4.32 incelendiğinde modele hakim rengin yeşil olduğu bu da gerilmenin sadece kaynak bölgesinde gerçekleştiğini göstermektedir.

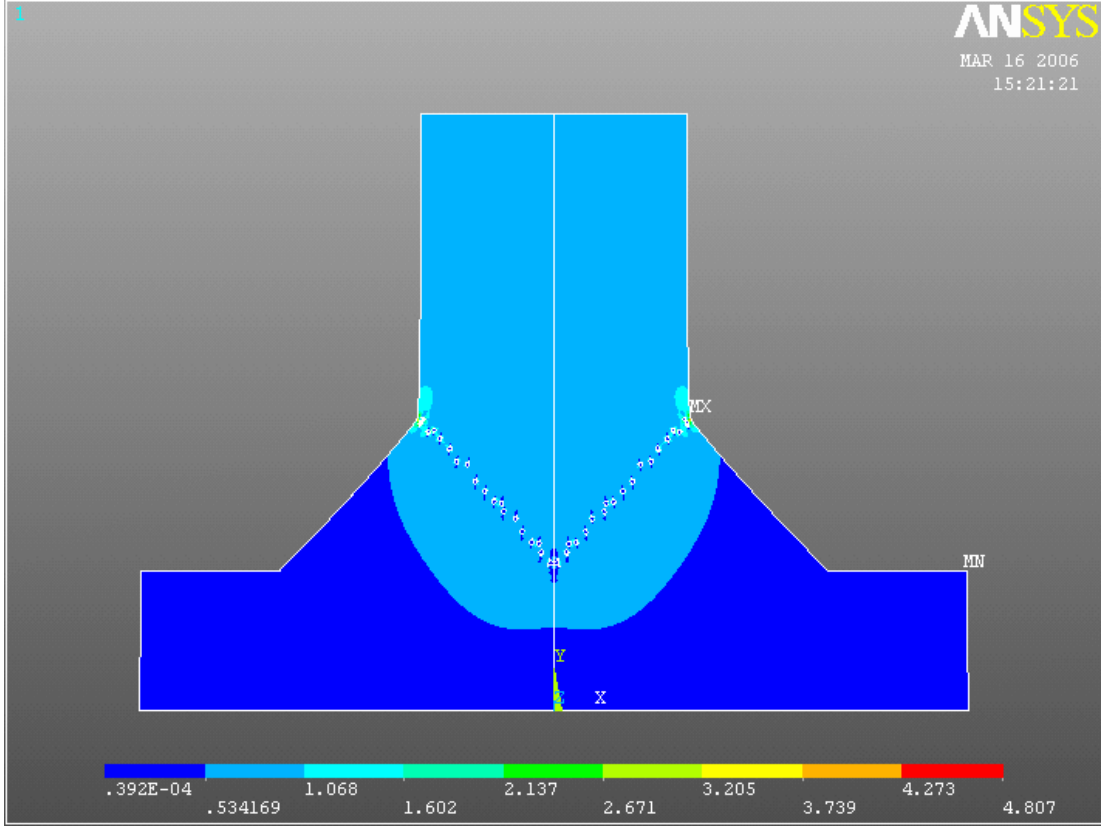
4.5. Köşe Kaynakların Kaynak Kusurları Durumu

4.5.1. 10x10 Köşe kaynağının kaynak birleştirme yüzeyindeki kaynak kusuru



Şekil 4.33. 10x10 Köşe kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyindeki kusurda oluşan Y yönündeki gerilmeler (SY)

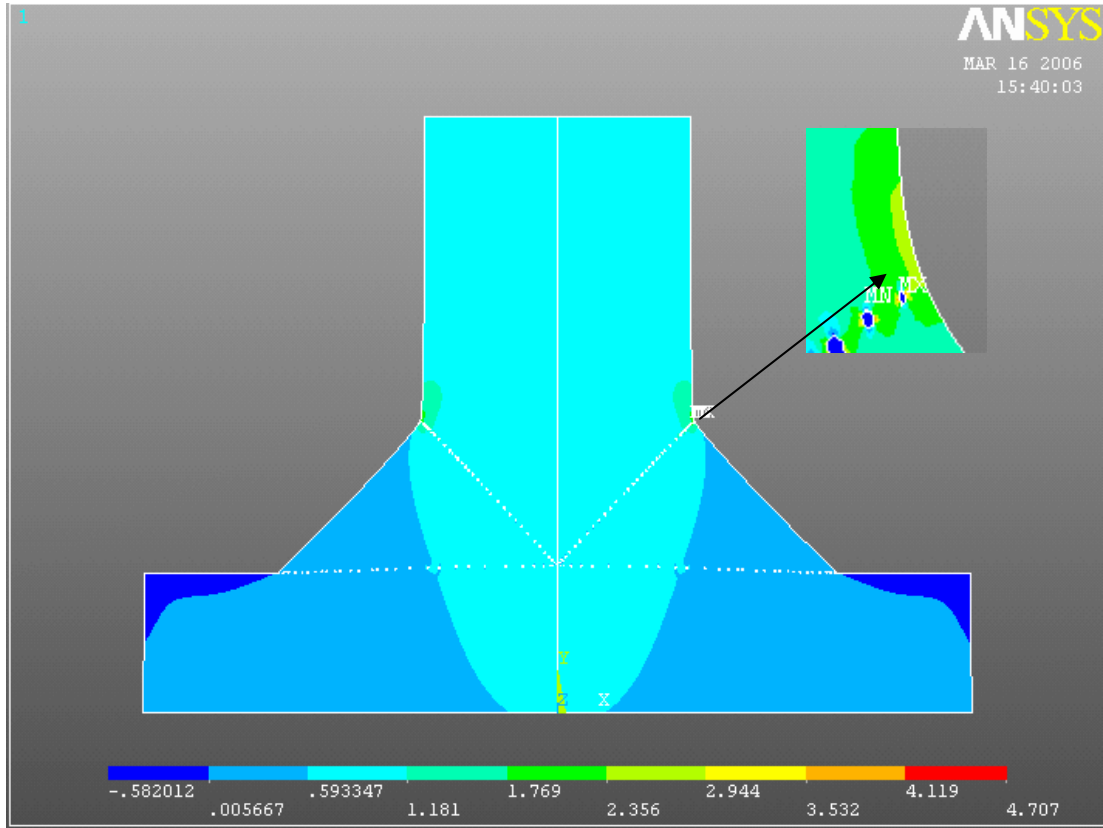
Şekil 4.33 incelendiğinde 10x10 köşe kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyinde meydana gelen kusurlar modellenmiş olup gerilme üst kaynak ayağının model üzerinde iç kısımlarda meydana geldiği görülmüş ve değeri nominal gerilme değerinin 5.434 MPa katına eşit olmuştur.



Şekil 4.34. 10x10 Köşe kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyindeki kusurda oluşan eş değer gerilmeler (SEQV)

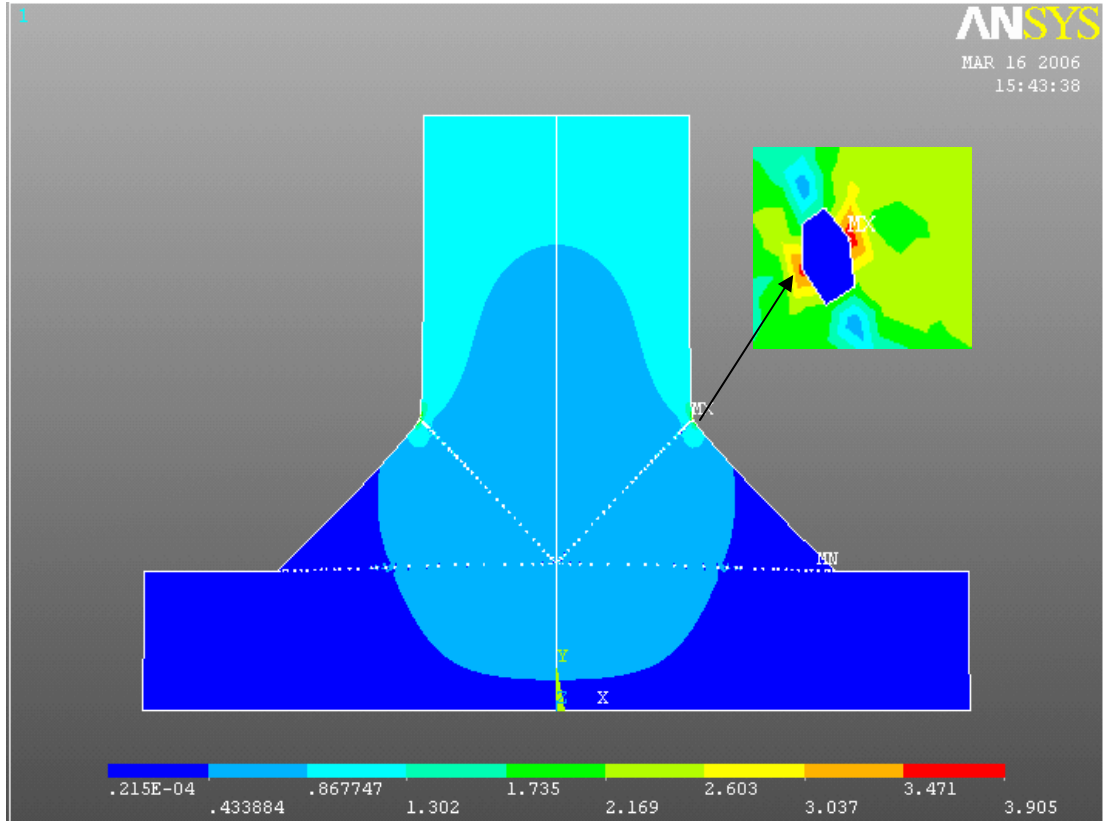
Şekil 4.34 incelendiğinde gerilme üst kaynak ayağının model üzerinde iç kısımlarda meydana geldiği görülmüş ve değeri nominal gerilme değerinin 4.807 MPa katına eşit olmuştur.

4.5.2. 10x10 Köşe kaynağının kaynak bölgesindeki kusurlu durumu



Şekil 4.35.10x10 köşe kaynağının kaynak birleştirme bölgesinde oluşan Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.35 incelendiğinde 10x10 köşe kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyi ve alt kaynak yüzeyi boyunca oluşturulan kusurlu bölgelerde meydana gelen gerilme üst kaynak ayağında gerçekleştiği ve değeri nominal gerilme değerinin 4.707 MPa katına eşit olduğu gözlenmiştir.

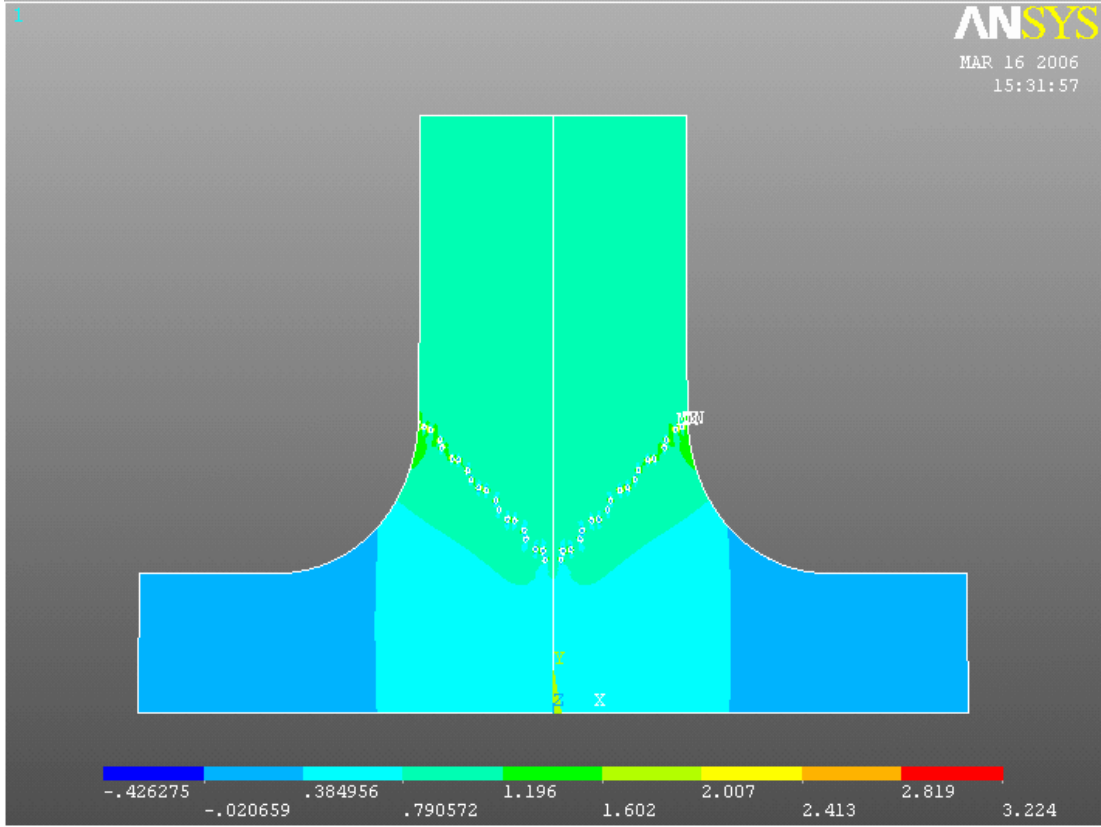


Şekil 4.36. 10x10 Köşe kaynağının kaynak birleştirme bölgesinde oluşan eş değer gerilmeler (SEQV)

Şekil 4.36 incelendiğinde gerilmenin üst kaynak ayağında olmadığı kusurlu bölgede gerçekleştiği model üzerinde görülmüş olup değeri nominal gerilme değerinin 3.905 MPa katına eşit olmuştur.

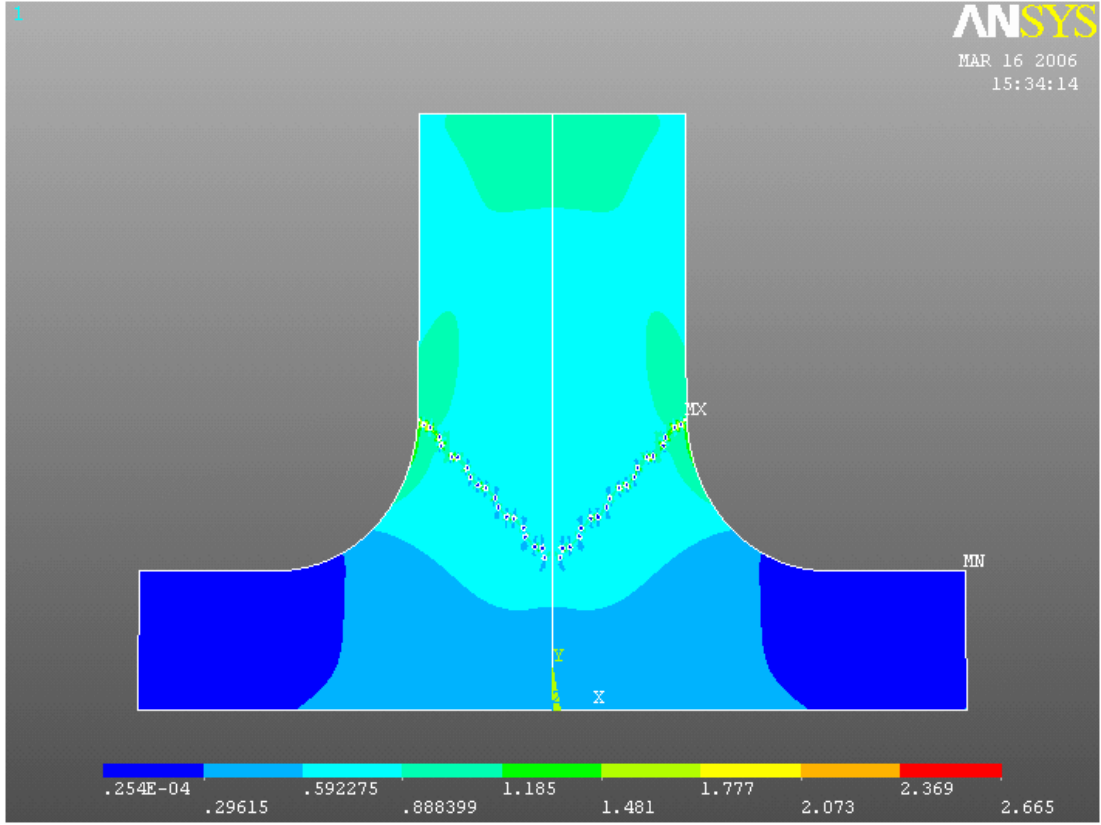
4.6. İç Bükey Kaynakların Kaynak Kusurları durumundaki gerilmeler

4.6.1. İç bükey kaynakların kaynak birleştirme yüzeyinde oluşan kaynak kusuru



Şekil 4.37. İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyinde oluşan Y yönündeki gerilmeler (SY)

Şekil 4.37 incelendiğinde R=10 mm iç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyinde kusuru gerektiren durumlar modelde oluşturulduğunda meydana gelen gerilme yine üst kaynak ayağında gerçekleştiği ve değeri nominal gerilme değerinin 3.224 MPa katına eşit olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4.38. İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyinde oluşan eş değer gerilmeler (SEQV)

Şekil 4.38 incelendiğinde gerilme üst kaynak ayağında meydana geldiği görülmüş ve değeri nominal gerilme değerinin 2.665 MPa katına eşit olmuştur.

İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak bölgesinde oluşturulan kaynak kusurlarının alt kaynak ayağı boyunca oluşan kusurların kaynak birleştirme yüzeyinde oluşturulan kusurlar sonucu oluşan gerilme değerini değiştirmediği analizler sonucu tespit edilmiştir.

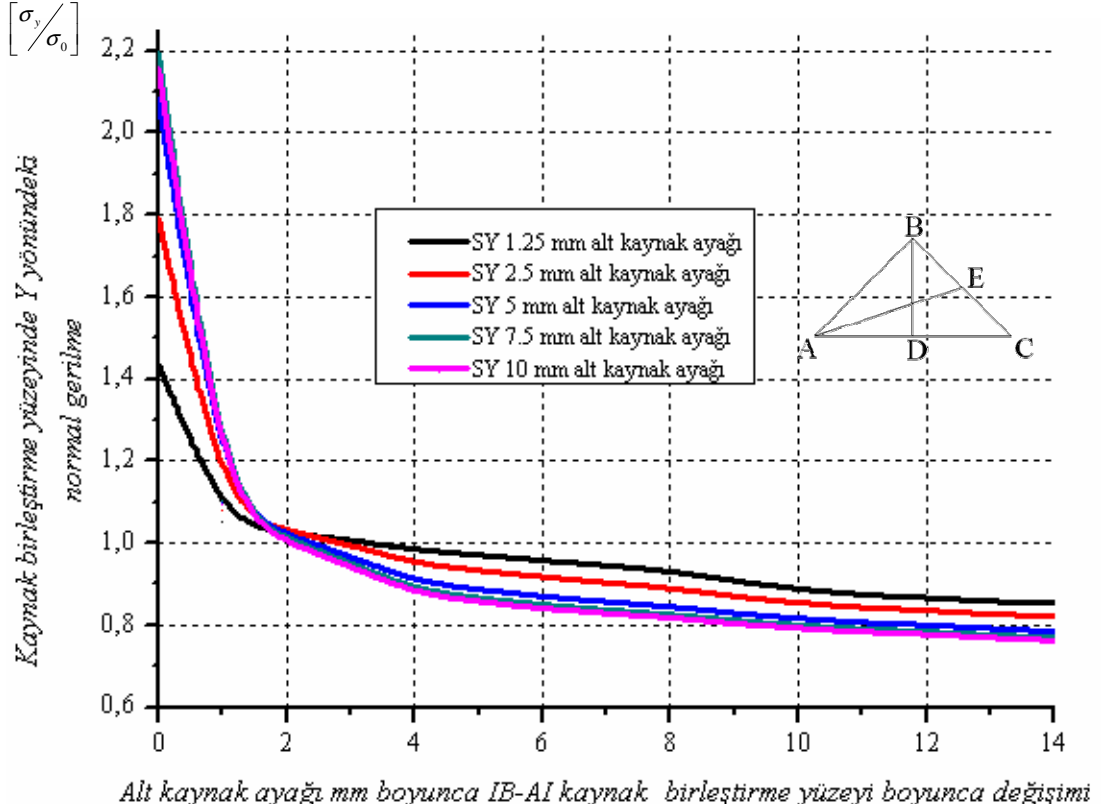
BÖLÜM 5. SONUÇLARIN GRAFİKLER YARDIMIYLA DEĞERLENDİRİLMESİ

5.1. Tanımlamalar

Kaynak dikişinde incelediğimiz iki bölge, kaynak boğazı ve kaynak birleştirme yüzeyidir. Bu iki hat üzerinde eşit aralıklarla 15 değer liste halinde elde edilerek daha sonra Origin 7.5 Programında standart gösterimli grafiklere dönüştürülmüştür. Bu grafiklerde kaynak ayak mesafelerine göre elde edilen değerler 1.25mm siyah renkle, 2.5mm kırmızı renkle, 5mm mavi renkle, 7.5mm yeşil renkle, 10mm pembe renkle gösterilmiştir.

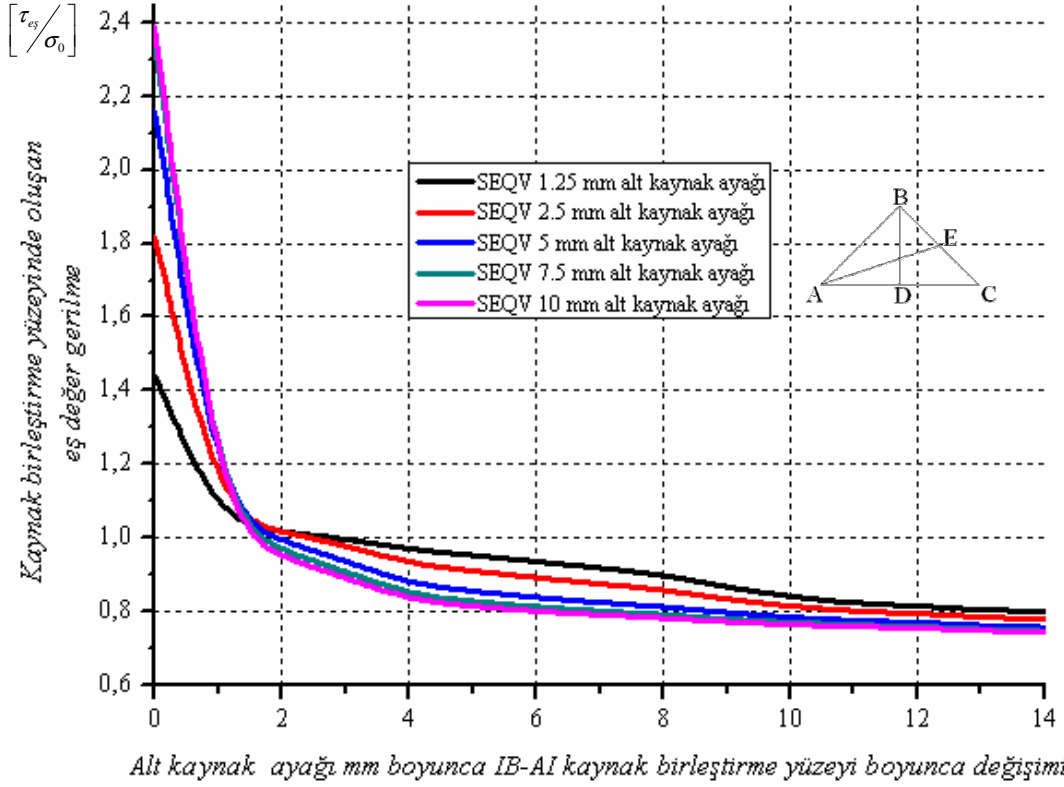
Grafikler tasarım aşamalarına göre verilmiş olup karşılaştırılmalar her tasarım aşaması bittikten sonra verilecektir. Grafiklerde Y ekseninde okunan değerler, grafiğin ait olduğu gerilme türünün nominal gerilmeye oranını ifade eder. X ekseninde ise değerlerin alındığı konumdur. Kaynak dikişi uzunluğu alt kaynak ayağı miktarı ile değiştiği için bu ekseninde konum % olarak gösterilmiştir.

5.2. Üst Kaynak Ayağı Sabit Durumda Kaynak Birleştirme Yüzeyindeki Gerilmeler



Şekil 5.1. Üst kaynak ayağı sabit durumda, Y yönündeki normal gerilmenin |BA| kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

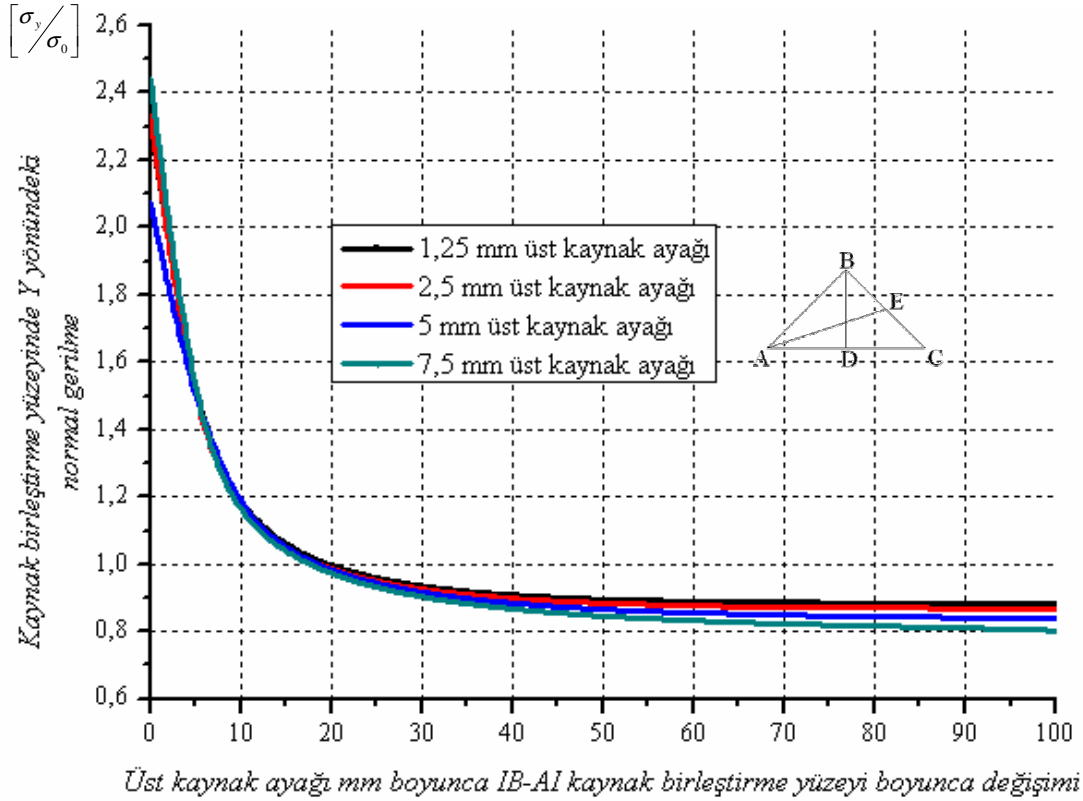
Şekil 5.1’de görüldüğü gibi, en yüksek Y yönündeki gerilme değeri pembe renkli 10mm alt kaynak ayağına sahip kaynak boğazında meydana gelmiştir. Alt kaynak ayağı mesafesinin % 25 oranında kısaltılması Y yönündeki gerilmeleri kaynak birleştirme yüzeyi boyunca düşürdüğü gözlenmiştir. Grafikten de anlaşılacağı gibi eğrilerin birbirine çok yakın geçtiği gözlenmiş olup bunun sebebi kaynak birleştirme yüzeyi boyunca elde edilen değerlerin çok düşük çıktığı gözlenmiştir.



Şekil 5.2. Üst kaynak ayağı sabit durumda, Eşdeğer gerilmenin | BA | kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

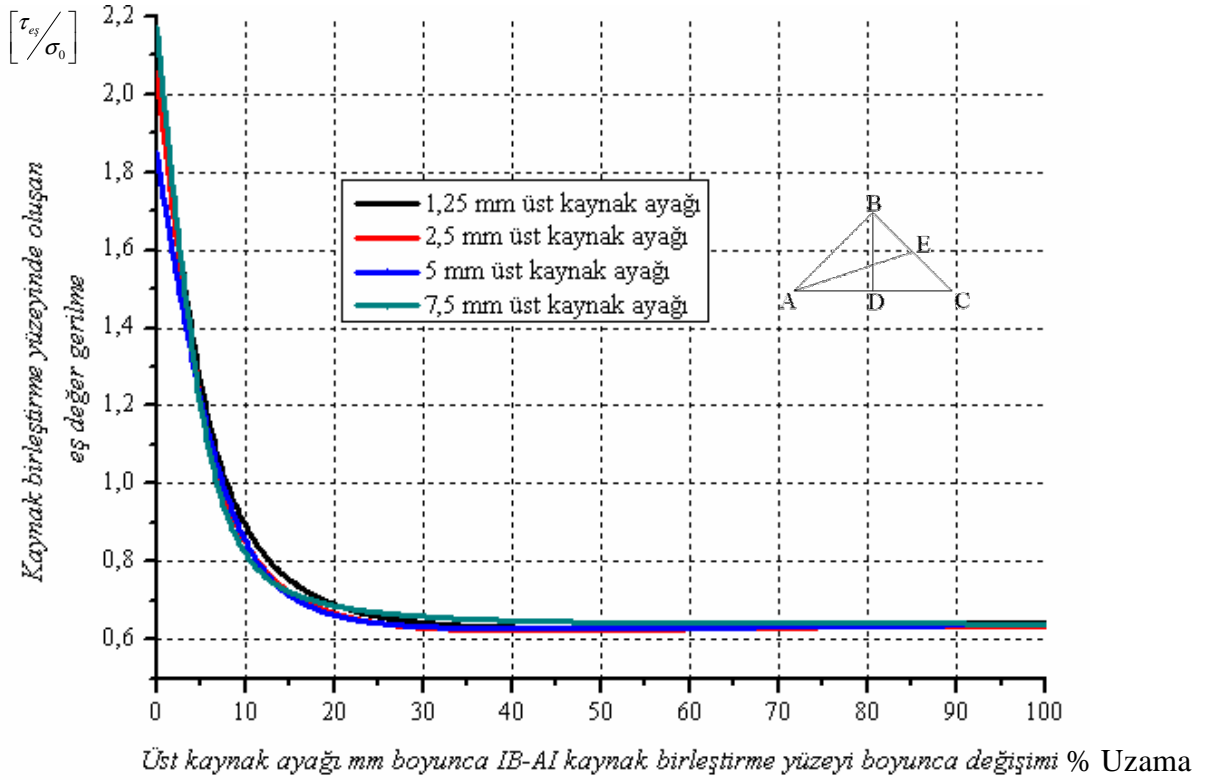
Şekil 5.2’de görüldüğü gibi, en yüksek eş değer gerilme değeri pembe renkli 10mm alt kaynak ayağına sahip kaynak boğazında meydana gelmiştir. Alt kaynak ayağı mesafesinin % 25 oranında kısaltılması sonucu eş değer gerilme değerinin düştüğü gözlenmiştir. 1,25mm’den daha az alt kaynak ayağı yapılması gerilme değerini düşürmediği bilakis gerilme değerinde artışa sebep olduğundan en ideal tasarım 1,25mm alt kaynak ayağına sahip tasarım tercih edilmelidir.

5.3. Alt Kaynak Ayağı Sabit Durumda Kaynak Birleştirme Yüzeyindeki Gerilmeler



Şekil 5.3. Alt kaynak ayağı sabit durumda, Y yönündeki normal gerilmenin |BA| kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.3’de görüldüğü gibi, en yüksek Y yönündeki gerilme alt kaynak ayağı sabit tutulduğunda yeşil renkli 7.5mm üst kaynak ayağında meydana gelmiştir. Üst kaynak ayağı mesafesinin % 25 oranında kısaltılması Y yönündeki gerilmeleri kaynak birleştirme yüzeyi boyunca düşürdüğü gözlenmiştir. Grafikten de anlaşılacağı gibi eğrilerin birbirine çok yakın geçtiği gözlenmiş olup bunun sebebi kaynak birleştirme yüzeyi boyunca elde edilen değerlerin birbirine çok yakın çıktığı gözlenmiştir.

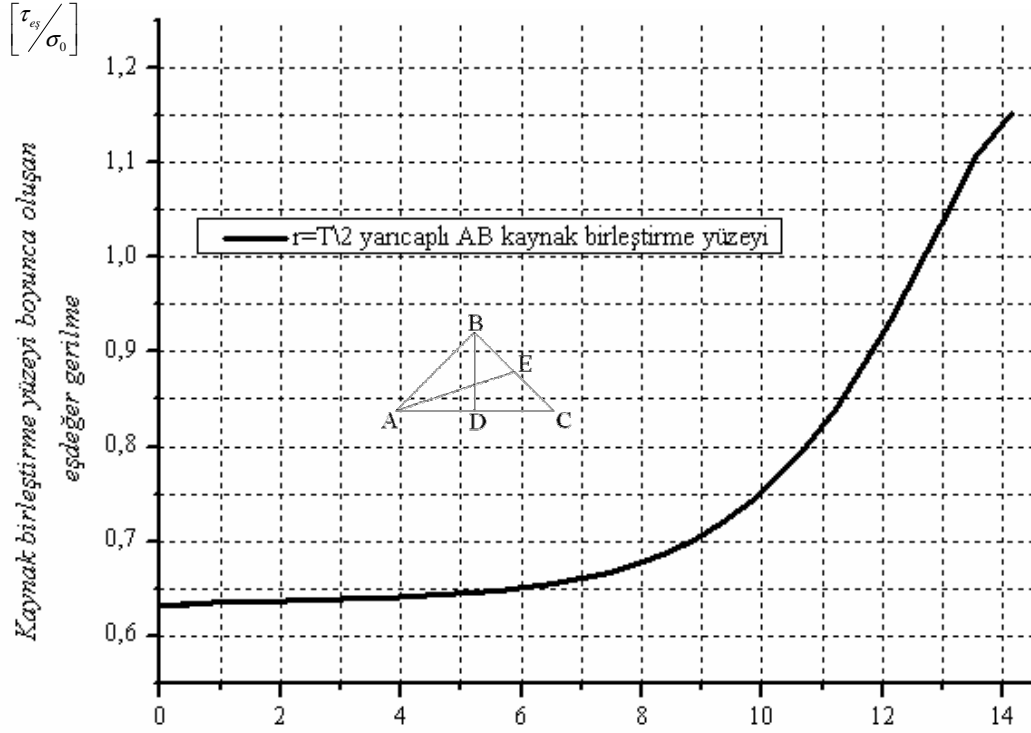


Şekil 5.4. Alt kaynak ayağı sabit durumda, eşdeğer gerilmenin | BA | kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.4'de görüldüğü gibi, en yüksek eş değer gerilme değeri yeşil renkli 7,5mm üst kaynak ayağına sahip kaynak birleştirme yüzeyinde meydana gelmiştir. Üst kaynak ayağı mesafesinin % 25 oranında kısaltılması sonucu eş değer gerilme değerinin düştüğü gözlenmiş ancak bu mesafenin azaltılması gerilmeleri fazla düşürmediği gözlenmiştir.

5.4. İç Bükey Kaynaklı Bağlantı Durumunda Kaynak Birleştirme Yüzeyindeki Gerilmeler

5.4.1. R=10mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi

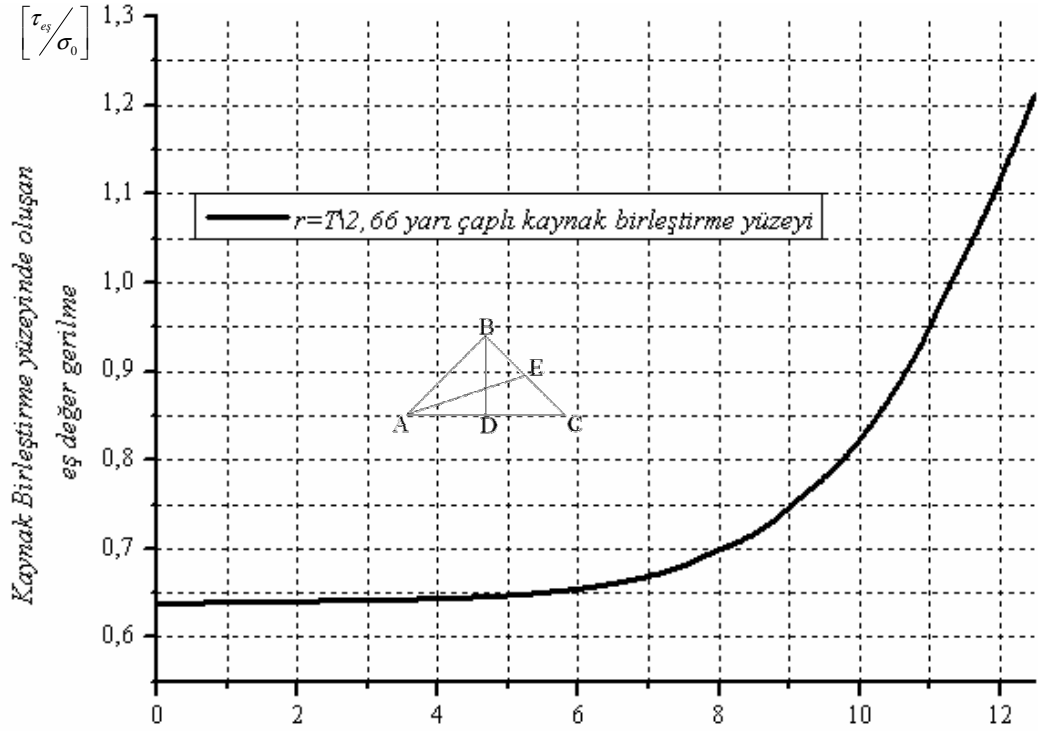


R=10 mm iç bükey kaynağın IABİ kaynak birleştirme yüzeyi (14,14 mm)

Şekil 5.5. R=10mm durumda, eşdeğer gerilmenin | BA | kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.5’de görüldüğü gibi, R=10 mm iç bükey kaynak yapıldığında gerilme değeri 1.278 Mpa olduğu görülmektedir. Düzgün bir artış sergilenmiştir.

5.4.2. R=7.5mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi

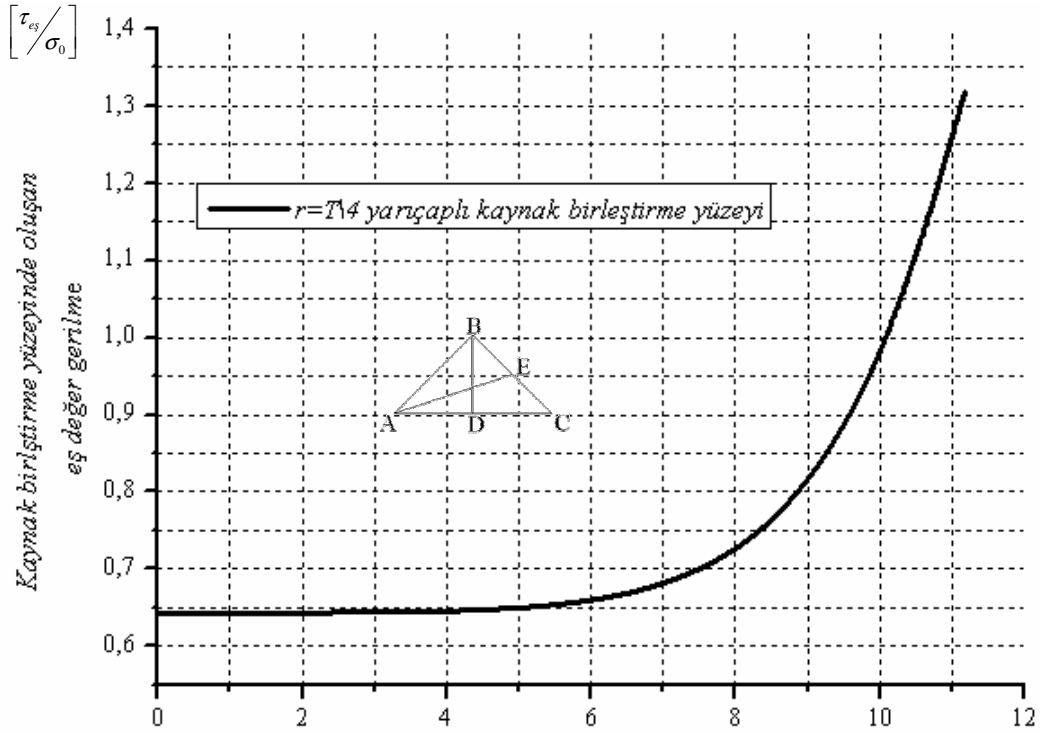


R=7,5 mm iç bükey kaynağın IABI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi(12, 5)

Şekil 5.6. R=7,5mm durumda, eşdeğer gerilmenin | BA | kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.6'da görüldüğü gibi, R=7,5 mm iç bükey kaynak yapıldığında gerilme değeri 1.358 Mpa olduğu görülmektedir. R=10 mm iç bükey kaynak durumuna göre yüksek bir gerilme değeri elde edilmiştir. Yine düzgün bir artış sergilemiştir.

5.4.3. R=5mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi

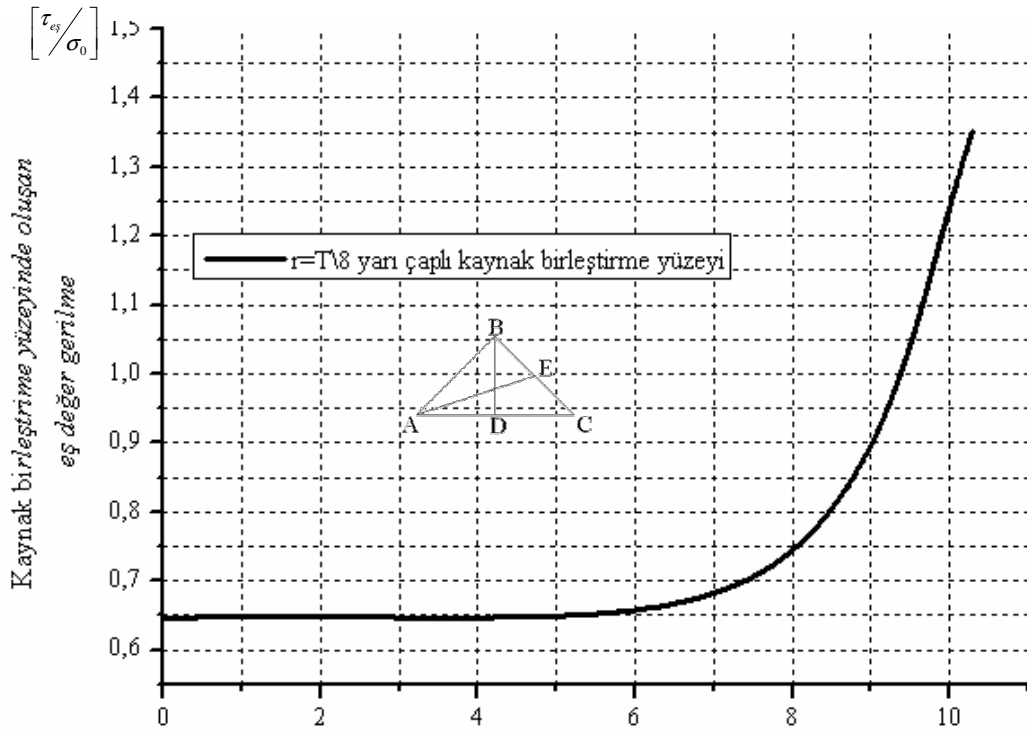


R=5 mm iç bükey kaynağının IABI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi(11,18)

Şekil 5.7. R=5mm durumda, eşdeğer gerilmenin | BA | kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.7’de görüldüğü gibi, R=5 mm iç bükey kaynak yapıldığında gerilme değeri 1.495 Mpa olduğu görülmektedir. R=10 mm iç bükey kaynak durumuna göre yüksek bir gerilme değeri elde edilmiştir. Yine düzgün bir atış sergilemiştir.

5.4.4. R=2.5mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi

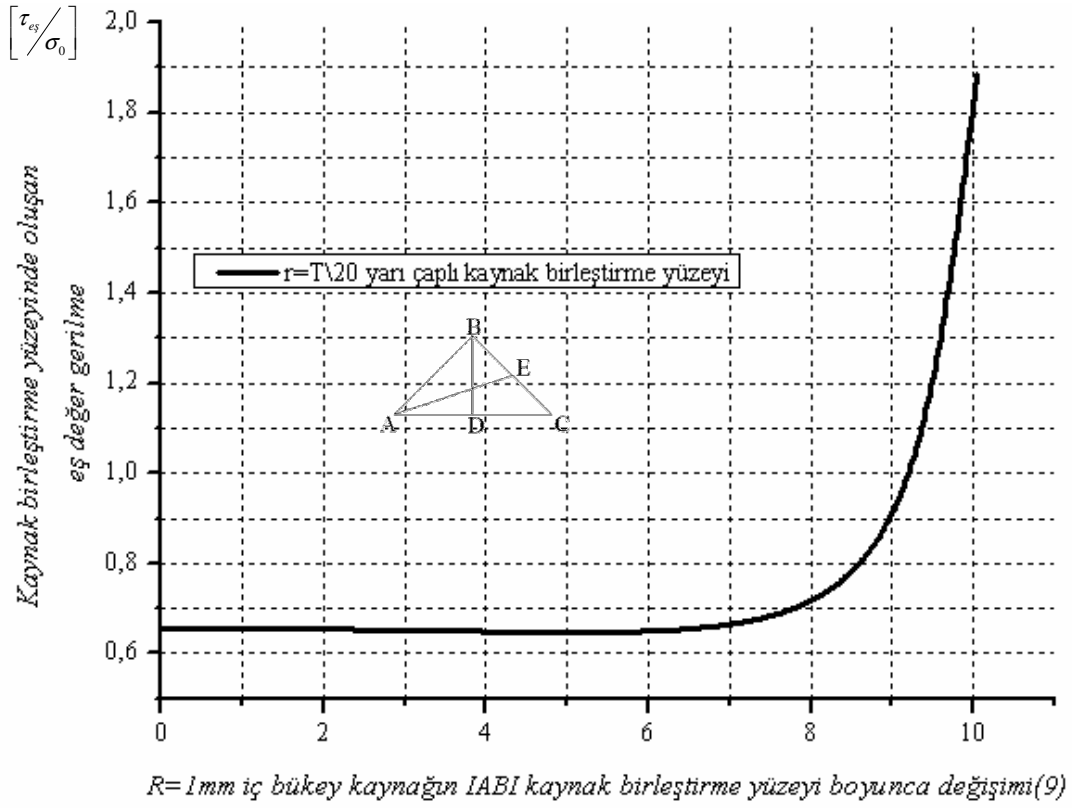


R=2.5 mm iç bükey kaynağın IABI kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi(10,3)

Şekil 5.8. R=2,5mm durumda, eşdeğer gerilmenin | BA | kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.8’de görüldüğü gibi, R=2,5 mm iç bükey kaynak yapıldığında gerilme değeri 1.818 Mpa olduğu görülmektedir. R=10 mm iç bükey kaynak durumuna göre yüksek bir gerilme değeri elde edilmiştir. Yine düzgün bir atış sergilemiştir.

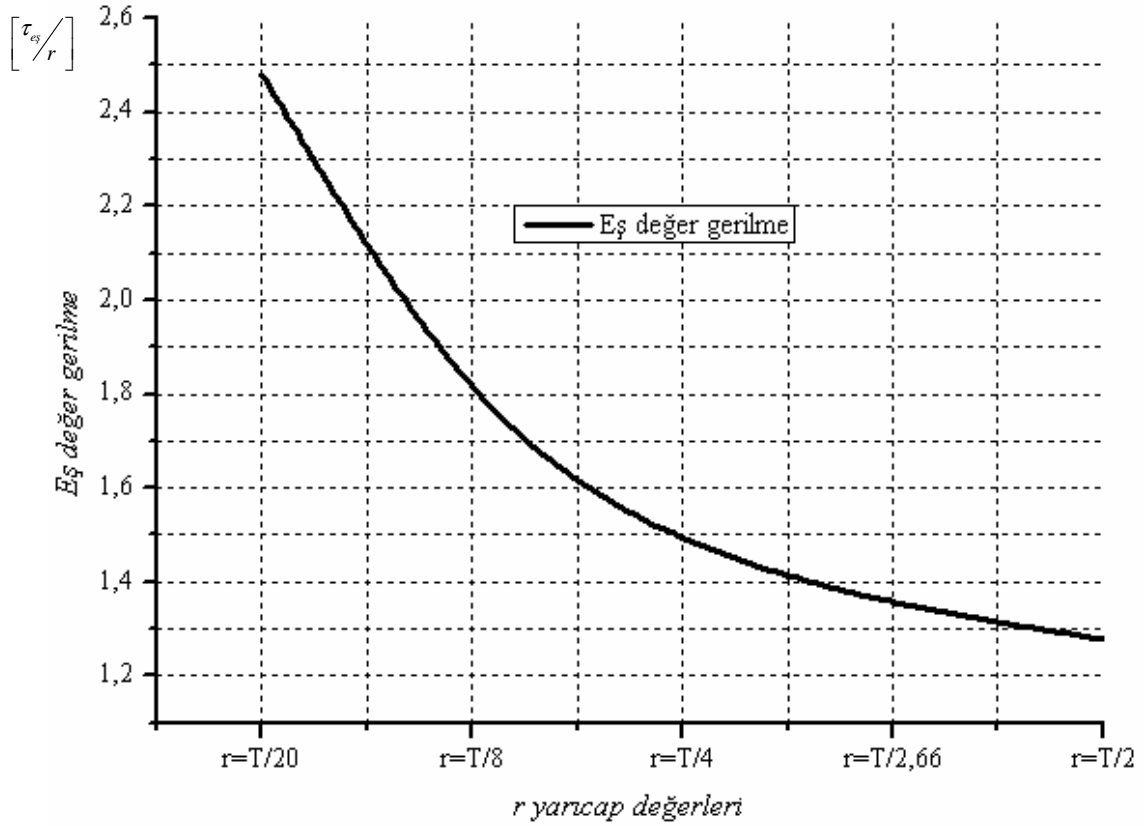
5.4.5. R=1mm Durumunda kaynak birleştirme yüzeyi



Şekil 5.9. R=1mm durumda, eşdeğer gerilmenin | BA | kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.9’da görüldüğü gibi, R=2,5 mm iç bükey kaynak yapıldığında gerilme değeri 2.482 Mpa olduğu görülmektedir. R=10 mm iç bükey kaynak durumuna göre yüksek bir gerilme değeri elde edilmiştir. Yine düzgün bir artış sergilemiştir.

5.4.6. Tüm filet durumlarının tek grafikte gösterilmesi

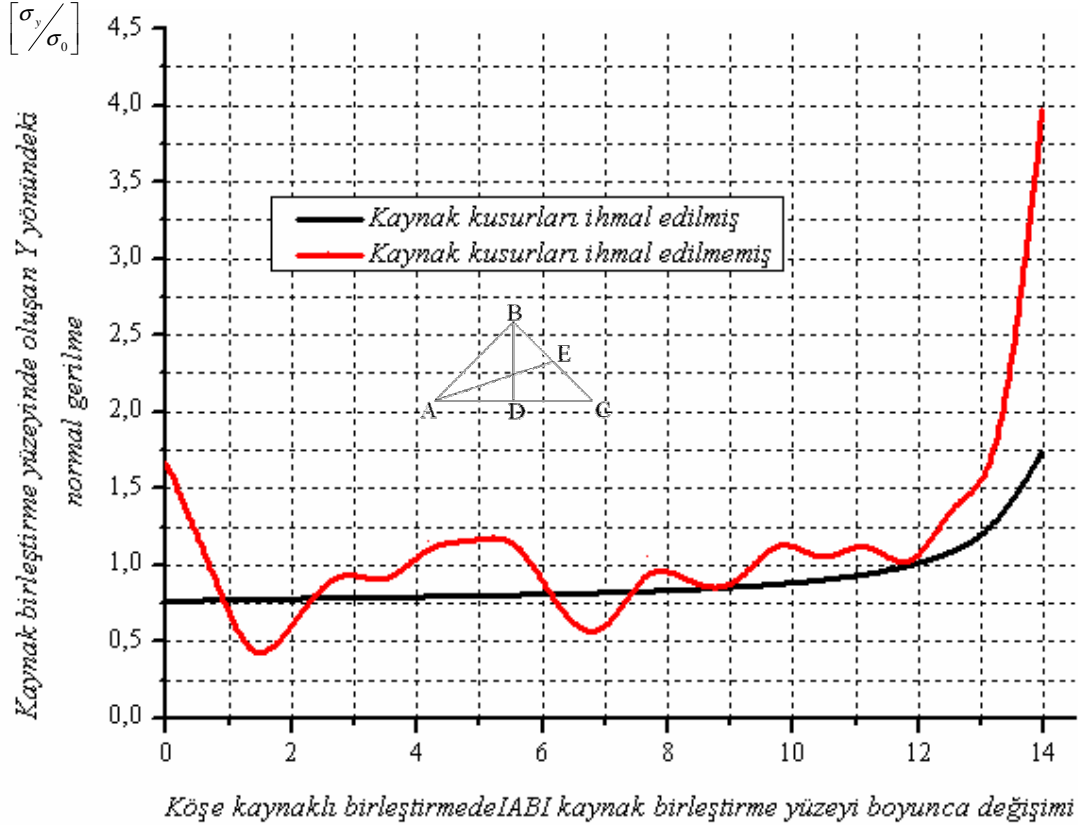


Şekil 5.10. R değerlerinin eşdeğer gerilme değişimi

Şekil 5.10'da görüldüğü gibi, R filet değerlerinde 10mm iç bükey kaynaklı bağlantıdan 1mm iç bükey kaynaklı bağlantıya doğru gidildikçe gerilme değerlerinde artış gözlemlendiği için R=10 mm iç bükey kaynak tercih edilmelidir.

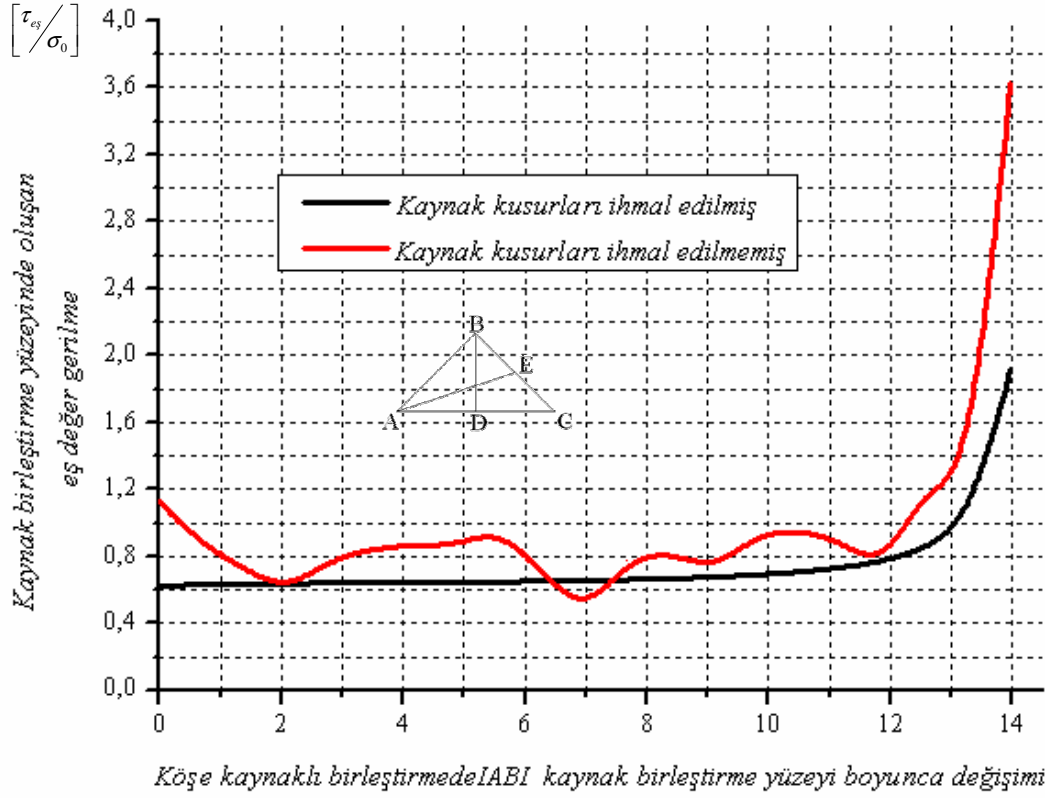
5.5. Kaynak Kusurlu Durumda Kaynak Birleştirme Yüzeyindeki Gerilmeler

5.5.1. 10x10 Köşe kaynaklı bağlantıda kaynak kusuru



Şekil 5.11. Köşe kaynaklı bağlantıda kaynak kusurlu ve kaynak kusuru ihmal edilmiş durumdaki SY gerilmesi

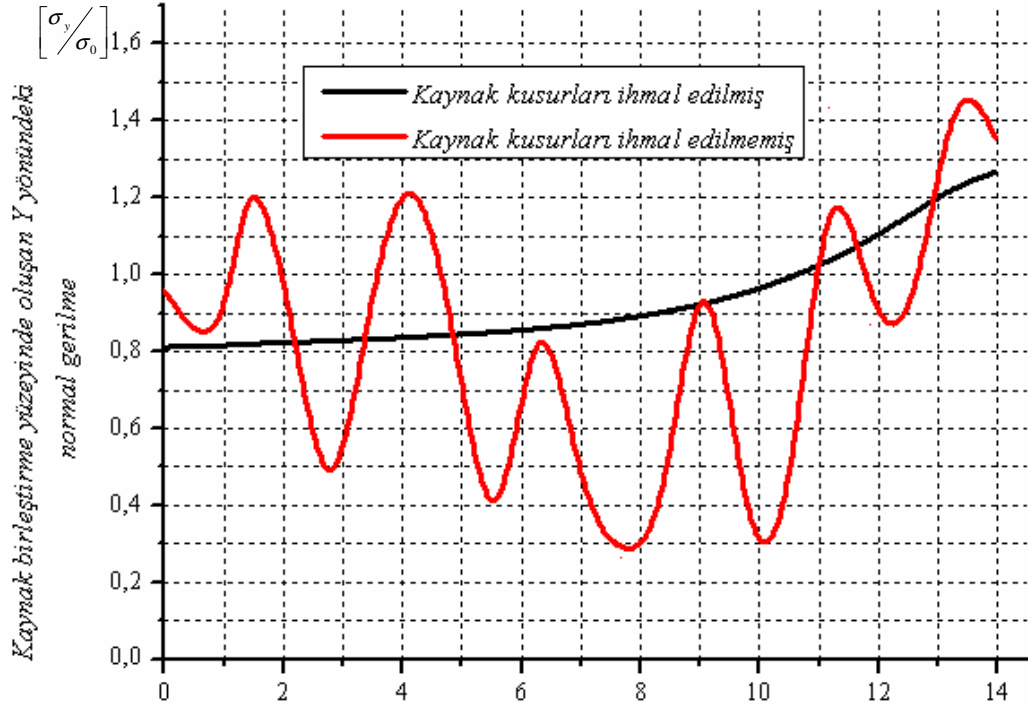
Şekil 5.11’de görüldüğü gibi kaynak kusurları ihmal edilmediğinde gerilme değerleri 5,434 MPa olduğu ve oldukça bir artış gözlemlendiği tespit edilmiştir. Kusur ihmal edildiğinde ise Y yönündeki normal gerilme değeri 2,714 MPa’dır. Grafikteki dalgalanmalar kaynak kusurlu bölgelerde gerilmelerin çok düşük olmasından dolayı, bu bölgelerde gerilme basınç düşmesi ve artması şeklinde olduğundan grafikte dalgalanmaya sebep olmuştur. Model üzerinde kaynak kusurlarının artırılması, gerilmeleri arttırdığı gözlenmiştir. Bu nedenle kusurlar model üzerinde gerilme değerlerini fazla arttırmayacak şekilde ele alınmıştır.



Şekil 5.12. Köşe kaynaklı bağlantıda kaynak kusurlu ve kaynak kusuru ihmal edilmiş durumdaki (SEQV) eş değer gerilmesi

Şekil 5.12’de görüldüğü gibi kaynak kusurları ihmal edilmediğinde gerilme değerleri 4,807 MPa olduğu ve oldukça bir artış gözlemlendiği tespit edilmiştir. Kusur ihmal edildiğinde ise Y yönündeki normal gerilme değeri 2,573 MPa’dır. Grafikteki dalgalanmalar kaynak kusurlu bölgelerde gerilmelerin çok düşük olmasından dolayı, bu bölgelerde gerilme basınç düşmesi ve artması şeklinde olduğundan grafikte dalgalanmaya sebep olmuştur.

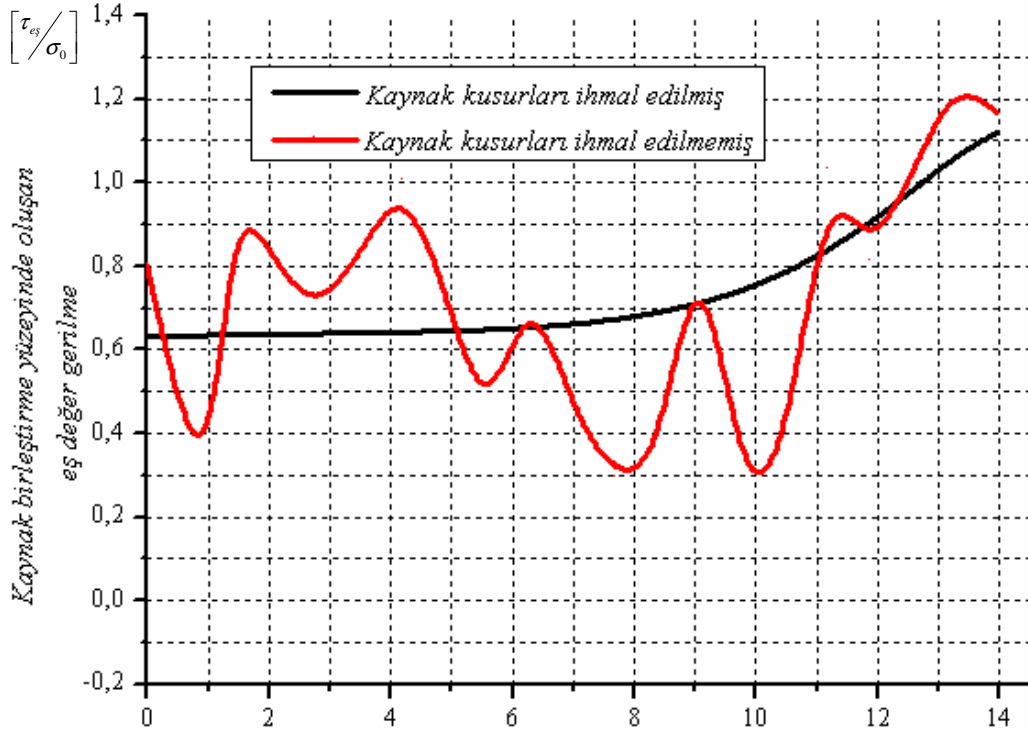
5.5.2. R=10mm İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak kusuru



R=10 mm iç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.13. R=10mm İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak kusurlu ve kaynak kusuru ihmal edilmiş durumda normal gerilme (SY)

Şekil 5.13'te görüldüğü gibi kaynak kusurları ihmal edilmediğinde gerilme değerleri 3,224 MPa olduğu ve oldukça bir artış gözlemlendiği tespit edilmiştir. Kusur ihmal edildiğinde ise Y yönündeki normal gerilme değeri 1,406 MPa'dır. Grafikteki dalgalanmalar kaynak kusurlu bölgelerde gerilmelerin çok düşük olmasından dolayı, bu bölgelerde gerilme basınç düşmesi ve artması şeklinde olduğundan grafikte dalgalanmaya sebep olmuştur.



R=10 mm iç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak birleştirme yüzeyi boyunca değişimi

Şekil 5.14. R=10mm İç bükey kaynaklı bağlantıda kaynak kusurlu ve kaynak kusuru ihmal edilmiş durumdaki eş değer gerilmesi (SEQV)

Şekil 5.14'te görüldüğü gibi kaynak kusurları ihmal edilmediğinde gerilme değerleri 2.665 MPa olduğu ve oldukça bir artış gözlemlendiği tespit edilmiştir. Kusur ihmal edildiğinde ise Y yönündeki eş değer gerilme değeri 1,278 MPa dır. Grafikteki dalgalanmalar kaynak kusurlu bölgelerde gerilmelerin çok düşük olmasından dolayı, bu bölgelerde gerilme basınç düşmesi ve artması şeklinde olduğundan grafikte dalgalanmaya sebep olmuştur. Oluşan eş değer gerilme kaynak kusurunun ve üst kaynak ayağına yakın yerde meydana gelmiştir.

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma göstermiştir ki alt kaynak ayağının azaltılması kaynak birleştirme yüzeyindeki gerilmeleri oldukça düşürmektedir. Eşdeğer gerilme değerleri elde edilmiştir. Analizler sonucu kritik olarak karşılaşılan iki bölge kaynak birleştirme yüzeyi ve üst kaynak ayakucudur. Kaynak birleştirme yüzeyi üzerinden alınan değerlerle oluşmuş grafikler, bu iki kritik noktayı da içerdiğinden mukayeseli olarak incelenmesi ve gerilmelerin anlaşılması bakımından önemlidir.

Grafiklerde 10mm alt kaynak ayağına ait eğrileri, 2.5mm, 5mm ve 7.5mm'ye ait eğrilerden ayrı değerlendirmek gerekir. Çünkü 10mm alt kaynak ayağına karşılık olan model bir köşe kaynağıdır. Kaynak ayağı 10mm den büyük modeller ise T kaynağı olarak bilinir.

Kaynak birleştirme yüzeyine ait grafiklerinin olduğu Bölüm 5.2 incelenirse grafiklerin sol taraflarında daha yüksek değerler vardır. Yani kaynak birleştirme yüzeyinin üst ayakucu kısmında gerilme değerleri daha yüksek çıkmıştır. Burada 10mm 'ye karşılık gelen eğrinin kaynak birleştirme yüzeyindeki değerinin üst kaynak ayağı sabit durumundaki en yüksek değer oluşu önemlidir. Sırasıyla 7.5mm, 5mm 2.5mm ve 1.25 mm' ye ait eğrilerde üst kaynak ayağı sabit durumda bir düşüş eğilimi görülmektedir.

Üst ayakucunda alt kaynak ayağı mesafesine göre gerilme değerlerinde çok büyük bir değişimin olmadığı, eğrilerin çakışacak kadar birbirine yakın geçtiği görülür. Buradan şu sonuç çıkarılabilir. Alt kaynak ayağı 2.5mm olduğunda üst kaynak ucundaki gerilmeler önemli miktarda azalmakta, diğer yerlerde ise gerilme değerleri çok fazla değişmemektedir.

Bunların yanı sıra alt kaynak ayağının azaltılması gerilme değerlerini düşürdüğü gibi kullanılan kaynak metali miktarının azalması da dikkat çekicidir. 10mm alt kaynak ayağında kullanılan kaynak metalinin miktarı ikinci konstrüksiyonda %12.5, üçüncü konstrüksiyonda % 25 ve 2.5mm alt kaynak ayağında ise %37.5 oranında kullanılan kaynak metalini miktarında hacimsel olarak tasarruf elde edileceği ortaya çıkmıştır. Ancak yapılan analizler sonucunda kaynak metali tasarrufu % 43,7 oranında bir tasarruf sağlandığı gözlenmiş, kaynak bölgesindeki iççiliğin ve masrafında dikkate alındığında 2.5mm alt kaynak ayağına ait analiz sonucundaki konstrüksiyon tercih edilmelidir. Bunun sonucunda alt kaynak ayağı mesafesinin kısa tutulması kaynak metal malzemesinden tasarruf edileceği yönündedir.

Kaynak dikişi boyutlandırılırken kaynak ayakları ve kaynak boğazı ölçülerine göre hesap yapılmasının yeterli olmadığı anlaşılmıştır. Gerilme yığılmasının malzemenin akma sınırı aşması durumunda hasarın başlayacağı göz önünde tutulmalıdır.

Alt kaynak ayağı sabit durumda ise üst kaynak ayaklarının 7,5mm'den 2,5mm'ye kadar düşürülmesi sonucu gerilmelerin çok büyük bir düşüş üst kaynak ayağı sabit duruma göre sergilemediği analizlerden anlaşılmaktadır. Gerilme yine üst kaynak ucunda gerçekleşmiştir. Bu nedenle üst kaynak ayağı sabit duruma göre alt kaynak ayaklarının kısaltıldığı model tasarımı tercih edilmelidir.

İç bükey kaynaklı bağlantılarda yapılan analizler göstermiştir ki, R yarıçapın azaltılması üst kaynak ucunda oluşan gerilmeleri azaltmadığı aksine gerilme değerlerini arttırdığı gözlenmiştir. Bu da beklenen bir sonuçtur. Çünkü kaynak bölgesinde kesitin daralması bu gerilmelerin artmasına sebep olmuştur.

Köşe ve iç bükey kaynaklı modellere atölye ortamında yapılan kaynak sırasında oluşabilecek kaynak kusurları modellenmiş durumda ise üst ayakucunda oluşan gerilmeleri arttıracaktır. Nitekim yapılan analizler sonucu köşe kaynaklı bağlantıda gerilme değerleri EK A'daki tablo incelendiğinde görülecektir ki R yarıçaplı iç bükey kaynaklı bağlantıya göre yüksek çıkmıştır. Kaynak kusurlarının arttırılması gerilme değerlerini arttırdığı sonucuna varılmıştır. Bu durumda kaynak kusurları

dikkate alındığında $R=10$ mm iç bükey kaynaklı bağlantı tasarımı tercih edilmelidir.

Sonuç olarak her dört modeldeki incelemeler sonucunda gerilme değerlerinde alt kaynak ayağı sabit durum hariç düşüş gözlenmiş olup kaynak metali tasarrufunda kazanç sağlanması düşüncesiyle kaynak kusurları ihmal edilmiş durumda üst kaynak ayağı sabit durum, kaynak kusurlu durum dikkate alınacak ise $R=10$ mm iç bükey kaynak tasarımı tercih edilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] ANIK,Selahaddin., ANIK,E.Sabri, VURAL, M.,''1000 Soruda Kaynak Teknolojisi El Kitabı'' Cilt II, İstanbul, 1993
- [2] ANIK, Selahaddin.,'' Kaynak Tekniği'', Cilt III, İ.T.Ü., İstanbul, 1980
- [3] BASAVARAJUC.,''Simplified analysis of shrinkage in pipe o pipe butt weldes'', NUCLEAR ENGINEERING AND DESIGN, 197(3):239-247 MAY 200
- [4] YVLN Murthy, GV Rao, PK Iyor.,'' Numerical simulation of welding and quenching processes using transient thermal and thermo-elasto-plastic formulations'',COMPUTERS&STRUCTURES 60(1):131-154 JUL 3 1996
- [5] MANSOURİ H, MONSHİ A, HADAVİNİA H.,''Induction heat tretment on the induced residual stresses in the web region of a welded rall'', JURNAL OF STRAIN ANALYSIS FOR ENGINEERING DESIGN 39(3):271-283 MAY 2004
- [6] LİV Lm, LİANG Gİ, LİV Yj, ZHAN Z., ''Numerical simulation of welding deformation for hull superstructure steel based on the finete element analysis'', JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE&TECHNOLOGY 19:212-214 Suppl.1, 2003
- [7] CHEN Cm, KOVACEVİC R.,''Finite element modeling of friction stir welding-thermal and thermomecanical analysis'', INTERNATIONAL JOURNAL OF MACHİNE TOOLS&MANUFACTURE 43(13):1319-1326 OCT 2003
- [8] ''Kaynak Tekniği'', SAGEM yayınları, İstanbul, Eylül 1980
- [9] FAGAN, M.J.,''Finete Element Analysis'', ISBN 0-582-02247-9, 1992
- [10] <http://analiz.infotran.com.tr/fag.php>

- [11] <http://qersoo.freefr/calsci/history.html>
- [12] KURTAY, T., ''Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş'', İ.T.Ü., Makine Fakültesi, 1980
- [13] MOAVE, Saeed., '' Finite Element Analysis Theory an Application With ANSYS'', ISBN 0-13-785098-0,1999
- [14] CERİD, Muhammet., ''Investigation Of Stres Distribution In The Transverse Filet Weld Joint'', Research Paper. FBE/MAK-90-AR-273, 1990
- [15] BATHE, K.J., ''Finite Element Procedurec In Engineerring Analysis'', Prentice HALL, Inc, New Jersey, U.S.A., 1982
- [16] Boliver, S., Führer, C., ''Introduction the finite element method'', Comp. Science and Numerical Anayısıs, Lurd University, Sweden, 1998
- [17] <http://atlas.cc.itü.edu.tr/~celikn/sevda/displace/elastisite.htm>
- [18] Ecole Polytechnique (2003)
<http://www.ecolepolytechnique.com.fr/infoEcole/historique/Poisson.jpg>

TASARIMLAR SONUCU ELDE EDİLEN GERİLME DEĞERLERİ

Üst Kaynak ayağı Sabit Durum

Değerler

10 mm Alt kaynak ayağı	SY :	2,737	Mpa
	SEQV :	2,932	Mpa
	U :	1,69E-04	mm
7.5 mm Alt kaynak ayağı	SY :	2,591	Mpa
	SEQV :	2,737	Mpa
	U :	1,70E-04	mm
5 mm Alt kaynak ayağı	SY :	2,309	Mpa
	SEQV :	2,389	Mpa
	U :	1,73E-04	mm
2,5 mm Alt kaynak ayağı	SY :	1,798	Mpa
	SEQV :	1,858	Mpa
	U :	1,78E-04	mm

Alt Kaynak ayağı Sabit Durum

Değerler

10 mm Alt kaynak ayağı	SY :	2,737	Mpa
	SEQV :	2,932	Mpa
	U :	1,69E-04	mm
7.5 mm Alt kaynak ayağı	SY :	2,746	Mpa
	SEQV :	2,620	Mpa
	U :	1,56E-04	mm
5 mm Alt kaynak ayağı	SY :	2,723	Mpa
	SEQV :	2,637	Mpa
	U :	1,61E-04	mm
2,5 mm Alt kaynak ayağı	SY :	2,665	Mpa
	SEQV :	2,582	Mpa
	U :	1,65E-04	mm

İç bükey kaynak durumu**Değerler**

R=10 mm iç bükey kaynak	SY :	1,406	Mpa
	SEQV :	1,278	Mpa
R=7,5 mm iç bükey kaynak	SY :	1,486	Mpa
	SEQV :	1,358	Mpa
R=5 mm iç bükey kaynak	SY :	1,623	Mpa
	SEQV :	1,495	Mpa
R=2,5 mm iç bükey kaynak	SY :	1,939	Mpa
	SEQV :	1,818	Mpa
R=1 mm iç bükey kaynak	SY :	2,571	Mpa
	SEQV :	2,482	Mpa

Kaynak kusurlu durum**Değerler**

10x10 köşe kaynağı	SY :	5,434	Mpa	Kaynak birleştirme yüzeyi
	SEQV :	4,807	Mpa	
R=10 mm iç bükey kaynak	SY :	3,224	Mpa	Kaynak birleştirme yüzeyi
	SEQV :	2,665	Mpa	

Kaynak kusurlu durum**Değerler**

10x10 köşe kaynağı	SY :	4,707	Mpa	Kaynak birleştirme yüzeyi+alt kaynak ayağı boyunca
	SEQV :	3,905	Mpa	
R=10 mm iç bükey kaynak	R=10 mm iç bükey kaynak durumunda kaynak birleştirme yüzeyi ve alt kaynak ayağı boyunca gerilme artışı gözlenmemiştir.			Kaynak birleştirme yüzeyi+alt kaynak ayağı boyunca

ÖZGEÇMİŞ

1974 Tarihinde Sakarya'nın Sapanca ilçesinde doğdu. Sapanca Gazi Mustafa Kemal Paşa İlköğretim Okulunun 4.sınıfından Ali Dilmen İlköğretim Okuluna nakil oldu ve bitirdi. Daha sonra Aynı okulun orta kısmına devam etti ve bitirdi. Meslek lisesi sınavlarına girerek Sakarya Anadolu Teknik Lise, Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesinin Torna Tesviye bölümünü kazandı. Aynı okulun Teknik Lise Makine Bölümüne geçti ve Makine Bölümünü bitirdi. 1995 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Talaşlı İmalat Teknolojisi Ana Bilim Dalından 1999 yılında mezun oldu. Aynı sene Milli Eğitim Bakanlığı Sakarya Fatih Anadolu Teknik Lise, Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesinde Torna Tesviye Öğretmeni olarak göreve başladı. Halen aynı okulda Mesleki Rehberlik Şefi olarak çalışmakta olup evli ve tatlı bir kız babasıdır.