

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ



**ROBOT MEKANİZMALARI TARAFINDAN YAPILAN KAYNAK
DİKİŞLERİNİN DİNAMİK YÜKLERE KARŞI OLAN DAYANIMLARININ
İNCELENMESİ**

Fatih GÜVEN

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

MAYIS 2018

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ



**ROBOT MEKANİZMALARI TARAFINDAN YAPILAN KAYNAK
DİKİŞLERİNİN DİNAMİK YÜKLERE KARŞI OLAN DAYANIMLARININ
İNCELENMESİ**

Fatih GÜVEN

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

MAYIS 2018

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ROBOT MEKANİZMALARI TARAFINDAN YAPILAN KAYNAK
DİKİŞLERİNİN DİNAMİK YÜKLERE KARŞI OLAN DAYANIMLARININ
İNCELENMESİ**

Fatih GÜVEN
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
DOKTORA TEZİ

Bu tez 15/05/2018 tarihinde jüri tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Hikmet RENDE (Danışman)

Doç. Dr. Hakan ERSOY

Dr. Öğr. Üyesi Kamil DELİKANLI

Dr. Öğr. Üyesi Necati ULUSOY

Dr. Öğr. Üyesi H. Kürşat ÇELİK

ÖZET

ROBOT MEKANİZMALARI TARAFINDAN YAPILAN KAYNAK DİKİŞLERİNİN DİNAMİK YÜKLERE KARŞI OLAN DAYANIMLARININ İNCELENMESİ

Fatih GÜVEN

Doktora Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hikmet RENDE

Mayıs 2018; 86 sayfa

Kaynaklı bağlantılar, makine imalatında, gemi ve köprü başta olmak üzere birçok inşa uygulamasında sıklıkla tercih edilmektedir. Bu bağlantıların tasarımı, imalatı ve kullanım koşulları, yorulma ömrünü etkileyen en önemli etkenlerdir. Kaynaklı bağlantının belirlenen ömür içinde güvenli bir şekilde çalışması beklenir. Bunun için çok sayıda tasarım ilkesi, standart ve tavsiyeler mevcuttur. Kaynaklı bağlantıların dayanımına etki eden çok sayıda değişkenin olması mukavemet hesaplarının yapılmasını zorlaştırmaktadır. Hesap kolaylığı açısından katsayıların kullanılması uygulamada daha çok yer bulmaktadır. Aşırı mukavim bağlantıların, kullanılan ek metal ile uzun işlem süresinin getirdiği zaman ve işçilik gibi unsurlar yüzünden, maliyeti artmaktadır. Bundan dolayı kaynaklı bağlantının güvenle çalışabileceği, yeterli kaynak dikiş kalınlığının ve geometrisinin belirlenmesi gerekir. Kaynak robotları kaliteli ve seri kaynak dikişleri yapabilmesi sayesinde endüstride sıklıkla kullanılmaktadır. Bu çalışmada, dinamik yük katsayıları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında doğrusal dinamik uygulayabilen yorulma deney düzeneğinin tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan elektromekanik silindirin kontrol birimi değişken yükleme koşulları altında farklı kuvvetlerde testler yapılabilmesi için programlanmıştır. Hazırlanan bu düzeneğe T kaynak bağlantıları içbükey, dışbükey ve düz dikiş şekilleri için tek veya çift taraflı kaynaklı bağlantılar kullanılarak test edilmiştir. Deney sonuçları, sonlu elemanlar çözümlerinden elde edilen bulgularla kıyaslanarak farklı kaynak bağlantıları için öneriler sunulmuştur. Yapılan çalışmalar sonucunda kaynaklı bağlantıların dayanımlarının hesaplanmasında kullanılmak üzere katsayılar önerilmiştir.

ANAHTAR KELİMELEER: Ark kaynağı, Çentik etkisi, Değişken yükleme, Kaynak bağlantıları, Kırılma mekaniği, Sonlu elemanlar yöntemi, T-dikişi

JÜRİ: Prof. Dr. Hikmet RENDE

Doç. Dr. Hakan ERSOY

Dr. Öğr. Üyesi Kamil DELİKANLI

Dr. Öğr. Üyesi Necati ULUSOY

Dr. Öğr. Üyesi H. Kürşat ÇELİK

ABSTRACT

INVESTIGATION OF THE DYNAMIC STRENGTH OF WELD BEADS APPLIED BY ROBOT MECHANISMS

Fatih GÜVEN

PhD Thesis in Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Hikmet RENDE

May 2018; 86 pages

Welded joints are common in machine construction, shipbuilding, bridge and some other production. Design, manufacturing and operating conditions are some determinants that affect fatigue life of these joints. There are design codes, standards, and guidelines for the service of welded joints safely throughout the life designated. Numbers of determiners that affect fatigue life of welded joints complicate calculation of fatigue strength of weld. For the sake of simplicity, factors are wide in use for calculation. Excessive resistant weld bead causes over-costing of joint due to amount of filler metal, process time required for filling, and labor. Hence, adequate bead thickness and geometry should be specified considering both safety and cost. Welding robots are widely used in industrial applications because of the fact that they can apply weld beads qualitatively and repetitively. In this study, the factors were investigated experimentally and numerically. A linear fatigue testing machine that subjects dynamic variable load was designed and manufactured. An electromechanical cylinder was utilized for testing and programmed for force control. Single and double bevel T-joints with concave, convex and fillet weld beads were tested. Finite element analysis and test results were assessed and dynamic loading factors were proposed.

KEYWORDS: Arc welding, Finite element method, Fracture mechanics, Notch stress effect, T-joint, Variable loading, Welded joints

COMMITTEE: Prof. Dr. Hikmet RENDE

Assoc. Prof. Dr. Hakan ERSOY

Asst. Prof. Dr. Kamil DELİKANLI

Asst. Prof. Dr. Necati ULUSOY

Asst. Prof. Dr. H. Kürşat ÇELİK

ÖNSÖZ

Eserin Türkçeye kazandırılması hedeflendiğinden dolayı yüksek sadakatle Türkçe terimler kullanılmaya çalışılmıştır. Yabancı terimlerin Türkçe karşılıkları kullanılırken teknik olarak anlaşılmayı kolaylaştırmak amacıyla yaygın olarak kullanılan kelimeler parantez içerisinde verilmiştir. Çalışmanın hazırlanmasında kullanılan şekillerin kaliteli olmasına büyük önem gösterilmiştir.

2211-Yurt İçi Doktora Burs Programı kapsamında sağladığı destekten ötürü TÜBİTAK Bilim İnsani Destekleme Daire Başkanlığı birimine teşekkür ederim.

Çalışmalarım esnasında bilgi ve tecrübesi ile destek veren değerli hocam Prof. Dr. Hikmet RENDE'ye, çalışma süresince yorum ve yönlendirmeleri ile katkı sağlayan Doç. Dr. Hakan ERSOY'a, ve Dr. Öğr. Üyesi H. Kürşat ÇELİK'e,

Deney düzeneğinin kurulmasındaki bilgi ve tecrübesi ile çalışma esnasındaki manevi desteği için değerli arkadaşım ve meslektaşım Mak. Y. Müh. Bilgehan DEMİRKALE'ye ve destekleri için çalışma arkadaşlarıma,

Robot mekanizmaları ile üretilen kaynaklı bağlantıların üretiminde ve temininde büyük özen gösteren Sn. Recep SÜTÇÜ ve Gedik Kaynak A.Ş. çalışanlarına,

Hayatta ve çalışmalarımnda desteklerini hep hissettiğim aileme ve hayat arkadaşım Emine CAN GÜVEN'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Eseri Türk Bilimine katkı sağlaması ümidiyle sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI.....	3
2.1. Kaynaklı Bağlantılar	3
2.1.1. Kaynak düzensizlikleri	6
2.1.2. Kaynaklı bağlantıların tasarımı	8
2.2. Robot Mekanizmaları ve Robot Kaynağı	11
2.3. Yorulma	12
2.3.1. Yorulma mukavemeti	14
2.3.2. Çentik etkisi	17
2.4. Kırılma Mekanîği	18
2.5. Kaynaklı Bağlantılarda Sonlu Elemanlar Yöntemi	20
2.6. Kaynaklı Bağlantıların Yorulma Tahminlerinde Kullanılan Yaklaşımlar	21
2.6.1. Ortalama gerilme yaklaşımı.....	22
2.6.2. Duyarlı gerilme yaklaşımı	23
2.6.3. Etkin çentik gerilmesi yaklaşımı.....	23
2.6.4. Kırılma mekanîği yaklaşımı.....	24
2.6.5. Çentik gerilmesinin belirlenmesi	25
2.6.6. Kaynaklı bağlantıların yorulma ömrü	26
3. MATERYAL VE METOT.....	28
3.1. Deney Düzeneği	28
3.1.1. Kuvvet ölçüm yöntemi	32
3.1.2. Deney düzeneğinin mantıksal kontrolü	32
3.2. Deney Numunelerinin İmalatı.....	33
3.3. Gerinim Ölçüm Yöntemi	36
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	39
4.1. Deney Numunelerinde Oluşan Gerilmeler.....	39
4.1.1. Çift taraflı dışbükey kaynaklı numuneler	39

4.1.2. Çift taraflı düz köşe kaynaklı numuneler ($t = 20 \text{ mm}$).....	43
4.1.3. Çift taraflı düz köşe kaynaklı numuneler ($t = 10 \text{ mm}$).....	46
4.1.4. Tek taraflı düz köşe kaynaklı numuneler	49
4.2. Sonlu Elemanlar Yönteminden Elde Edilen Veriler.....	52
4.3. Deney Sonuçları	63
4.4. Gerilme Yığılması Katsayılarının Karşılaştırılması	67
5. SONUÇ	72
6. KAYNAKLAR.....	74
7. EKLER.....	77
EK-1: Sonlu Elemanlar Modelleri.....	77
ÖZGEÇMİŞ	

AKADEMİK BEYAN

Doktora Tezi olarak sunduğum “Robot Mekanizmaları Tarafından Yapılan Kaynak Dikişlerinin Dinamik Yüklere Karşı Olan Dayanımlarının İncelenmesi” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değere uygun olarak bulunduğunu belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

15/05/2018

Fatih Güven

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

a	: Kaynak dikiş kalınlığı
A	: Gerilme genliği oranı
a_0	: Çatlak başlangıç boyu
a_c	: Sınır çatlak boyu
a_k	: Çatlak boyu
b	: Esnek şekil değişimi doğrusunun eğimi
b_k	: Kaynak boyu
c	: Kalıcı şekil değişimi doğrusunun eğimi
F	: Kuvvet
K	: Gerilme yoğunluğu katsayısı
K_f	: Yorulma çentik katsayısı
k_{gp}	: Gerinim pulu katsayısı
$k_{kazanç}$: Kazanç katsayısı
K_t	: Gerilme yoğunluğu katsayısı
M	: Gerilme düzensizliği katsayısı
N	: Çevrim sayısı
N_3	: Sınır çevrim sayısı
N_D	: Sürekli mukavemet için çevrim sayısı
q	: Çentik hassasiyeti
R	: Gerilme oranı
R_1, R_2, R_3	: Sabit direnç
r_f	: Farazi çentik yarıçapı
r_g	: Gerçek çentik uç yarıçapı

R_{GP}	: Gerinim pulunun direnci
R_l	: Gerinim pulu lehim direnci
s	: Birleşik etki çarpanı
S	: Uygulanan gerilme
t	: Plaka kalınlığı
V_b	: Köprü besleme gerilimi
V_s	: Ölçülen köprü gerilimi
Y	: Geometrik katsayısı
ε	: Gerinim
ε'_y	: Yorulma süneklik katsayısı
ρ^*	: İçyapı destek uzunluğu
σ	: Gerilme
σ_0	: Ortalama gerilme
σ_a	: Gerilme alt sınırı
σ_{Ak}	: Akma Dayanımı
σ_d	: Doğrusal olmayan gerilme
σ_D	: Sürekli mukavemet değeri
σ_e	: Eğilme gerilmesi
σ_g	: Gerilme genliği
σ_k	: Çentik kökünde oluşan gerilme
σ_K	: Kopma dayanımı
σ_n	: Normal gerilme,
σ_u	: Gerilme üst sınırı
σ'_y	: Yorulma dayanım katsayısı

Kısaltmalar

- GP : Gerinim pulu
- IIW : Uluslararası Kaynak Enstitüsü (International Institute of Welding)
- ITAB : Isı tesiri altındaki bölge
- SEM : Sonlu elemanlar modeli

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Kaynaklı birleştirme şekilleri	4
Şekil 2.2. Köşe dikişi şekilleri ve sembolleri.....	4
Şekil 2.3. Alın dikişi şekilleri ve sembolleri.....	5
Şekil 2.4. Kaynak dikişinin özellikleri	5
Şekil 2.5. Kaynak kesitindeki gerilmeler ve önemli boyutlar	6
Şekil 2.6. Kaynaklı bağlantılarda imalat hataları	7
Şekil 2.7. Kaynak bağlantısında sıcaklık değişimi.....	8
Şekil 2.8. Çatlak başlama noktaları ve ilerleme yönleri	8
Şekil 2.9. Zorlama halleri.....	13
Şekil 2.10. Wöhler sürekli mukavemet çizgesi.....	14
Şekil 2.11. Yorulma bağıntıları	15
Şekil 2.12. Değişken yüklemde gerilme-gerinim döngüsü	16
Şekil 2.13. Şekil değişimine bağlı yorulma ömrü	17
Şekil 2.14. Çentik etkisi	18
Şekil 2.15. Çatlak ilerleme eğrisi	19
Şekil 2.16. Yorulma tahmini yaklaşımında kullanılan gerilmeler.....	22
Şekil 2.17. Açılış açısı (θ) ve kaynak radyusları (r)	24
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin genel görünümü.....	28
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin üst görünüşü.....	29
Şekil 3.3. Elektromekanik silindirin hareket özellikleri	29
Şekil 3.4. Yük hücresi.....	30
Şekil 3.5. Yaklaşım algılayıcı	30
Şekil 3.6. Deney düzeneği.....	31
Şekil 3.7. Deney numunesinin deney düzeneğine bağlanması	31
Şekil 3.8. Kuvvet vericisi.....	32

Şekil 3.9. Deney düzeneğinin mantıksal kontrolü.....	32
Şekil 3.10. Deney düzeneğinin yordamı.....	33
Şekil 3.11. Robot mekanizması ile üretimi yapılan kaynaklı bağlantı.....	34
Şekil 3.12. Deney numunelerinin boyutları.....	34
Şekil 3.13. Wheatstone köprüsü ile gerinim ölçümü.....	36
Şekil 3.14. Gerinim pulları ile kaynak bağlantısındaki gerilmelerin ölçülmesi.....	37
Şekil 4.1. Dışbükey kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu.....	39
Şekil 4.2. Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı dışbükey kaynaklı numune.....	40
Şekil 4.3. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ($F = 1870 N$).....	40
Şekil 4.4. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ($F = 3500 N$).....	41
Şekil 4.5. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ($F = 5250 N$).....	41
Şekil 4.6. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 1870 N$).....	42
Şekil 4.7. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 3500 N$).....	42
Şekil 4.8. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 5250 N$).....	43
Şekil 4.9. Düz köşe kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu.....	44
Şekil 4.10. Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı düz köşe kaynaklı numune.....	44
Şekil 4.11. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 1700 N$).....	45
Şekil 4.12. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 2550 N$).....	45
Şekil 4.13. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 4080 N$).....	46
Şekil 4.14. Çift taraflı düz köşe kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu ($t = 10 mm$).....	47

Şekil 4.15. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($t = 10 \text{ mm}$, $F = 340 \text{ N}$).....	47
Şekil 4.16. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($t = 10 \text{ mm}$, $F = 680 \text{ N}$).....	48
Şekil 4.17. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($t = 10 \text{ mm}$, $F = 1020 \text{ N}$).....	48
Şekil 4.18. Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı düz köşe kaynaklı numune	49
Şekil 4.19. Düz köşe kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu	50
Şekil 4.20. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 850 \text{ N}$)	50
Şekil 4.21. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 1700 \text{ N}$)	51
Şekil 4.22. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 2550 \text{ N}$)	51
Şekil 4.23. Sonlu elemanlar çözümlemesi yapılan modeller	53
Şekil 4.24. Çift taraflı dışbükey kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler.....	54
Şekil 4.25. Çift taraflı dışbükey kaynak dikişinde gerilme dağılımı.....	54
Şekil 4.26. Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ($a = 5 \text{ mm}$)	55
Şekil 4.27. Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı ($a = 5 \text{ mm}$).....	56
Şekil 4.28. Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ($a = 8 \text{ mm}$)	56
Şekil 4.29. Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı ($a = 8 \text{ mm}$).....	57
Şekil 4.30. Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ($-x$ yönünde kuvvet)	58
Şekil 4.31. Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı ($-x$ yönünde kuvvet)	58
Şekil 4.32. Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ($+x$ yönünde kuvvet)	59
Şekil 4.33. Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı ($+x$ yönünde kuvvet)	59

Şekil 4.34. Çift taraflı içbükey kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler.....	60
Şekil 4.35. Çift taraflı içbükey kaynak dikişinde gerilme dağılımı.....	60
Şekil 4.36. K – kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler.....	61
Şekil 4.37. K – kaynak dikişinde gerilme dağılımı	62
Şekil 4.38. Deney sonuçlarının karşılaştırmalı gösterimi	63
Şekil 4.39. Deney numunelerinin hasar şekilleri.....	65
Şekil 4.40. Kuvvet noktasından ITAB’a kadar eğilme gerilmesi ($F = 1000 N$)	69
Şekil 7.1. Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli	77
Şekil 7.2. Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli	78
Şekil 7.3. Çift taraflı düz köşe kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli.....	79
Şekil 7.4. Çift taraflı düz köşe kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli	80
Şekil 7.5. Çift taraflı içbükey kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli	81
Şekil 7.6. Çift taraflı içbükey kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli	82
Şekil 7.7. Tek taraflı düz köşe kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli.....	83
Şekil 7.8. Tek taraflı düz köşe kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli	84
Şekil 7.9. Çift taraflı K–dikişli kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli	85
Şekil 7.10. Çift taraflı K–dikişli kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli	86

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Dinamik yüklemeler için şekil katsayısı.....	10
Çizelge 3.1. Dışbükey kaynak dikişleri için çalışılan parametreler	35
Çizelge 3.2. İçbükey kaynak dikişleri için çalışılan parametreler.....	35
Çizelge 3.3. Düz köşe kaynak dikişleri için çalışılan parametreler.....	35
Çizelge 3.4. Kaynak dikişleri için seçilen parametreler	35
Çizelge 3.5. Kullanılan gerinim pullarının özellikleri.....	38
Çizelge 4.1. Sonlu elemanlar modelinde kullanılan düğüm ve eleman sayıları	53
Çizelge 4.2. Çift taraflı dışbükey kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması	62
Çizelge 4.3. Çift taraflı düz köşe kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması	62
Çizelge 4.4. Tek taraflı düz köşe kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması	63
Çizelge 4.5. Deney numunelerine uygulanan gerilme ve tekrar sayıları.....	64
Çizelge 4.6. Kaynaklı bağlantılarda hasara duyarlı bölgeler	68
Çizelge 4.7. Dikiş şekline göre kök gerilmelerinin karşılaştırılması.....	68
Çizelge 4.8. Dinamik yük katsayılarının karşılaştırılması.....	69
Çizelge 4.9. Kaynak boğazı dikkate alınarak yapıldığında elde edilen değerler	70
Çizelge 4.10. Ana metal kalınlığı alınarak yapıldığında elde edilen değerler	70
Çizelge 4.11. Deneyler sonucunda elde edilen sürekli mukavemet değerleri	71
Çizelge 4.12. Sürekli mukavemet değerlerinin karşılaştırılması.....	71

1. GİRİŞ

Kaynaklı bağlantılar bir konstrüksiyon oluşturmak üzere iki veya daha fazla parçanın atomik seviyede bir araya getirilme işlemidir. Kaynak bağlantısı yapılırken parçaların birleştirme yüzeyinde ergime meydana gelir. Parçaların birleştirme yüzeyleri ergimiş ara metal (kaynak ek metali) kullanılarak veya basınç yardımıyla birleştirilir. Kaynaklı birleştirme esnasında kaynak bağlantısında imalattan kaynaklanan kusurlar bulunabileceği gibi bu hataların haricinde bağlantının mukavemetini etkileyen tasarımdan kaynaklanan etmenlerde mevcuttur.

Kaynak bağlantısının özellikle II. Dünya savaşından sonra önemli bir imalat yöntemi haline gelmesiyle farklı alanlardaki kullanımı yaygınlaşmıştır. Bundan dolayı kaynak bağlantılarında da yorulma hasarı sıklıkla görülür hale gelmiştir.

Kaynak bağlantısının mukavemeti kaynak kalitesi ve kaynak konstrüksiyonu olmak üzere temelde iki ana başlık altında değerlendirilmektedir. Kaynak kalitesinin artırılması ve gelen kuvvetlere uygun tasarım yapılması kaynak bağlantısının mukavemetini artıracaktır.

Günümüzde kaynak kalitesinin yüksek önem arz ettiği durumlarda, kaynak robotları kullanılmaktadır. Kaynaklı bağlantıların robotlar vasıtasıyla yapılması imalattan kaynaklanan hataları aza indirmekle beraber kendi içerisinde bazı sorunları barındırmaktadır.

Kaynak bağlantılarının mukavemetinin belirlenmesi ise bağlantıya etki eden kuvvetin yönüne büyüklüğüne tekrar sayısına ve kaynak dikişinin teşekkülüne bağlıdır. Kuvvetin yönü kaynak dikişinde çekme, basma, eğilme, burulma ve kesme gerilmeleri oluşmasına sebep olmaktadır. Yükün tekrar sayısı yani kuvvetin dinamik ya da statik olma durumu da bağlantının mukavemetinin belirlenmesinde önemli rol oynar. Kuvvete uygun tasarım yapılabilmesi için kaynak mukavemetinin bilinmesi gerekir.

Bu tez çalışmasının konusu olan kaynak bağlantılarının dinamik yüke karşı olan dayanımlarının belirlenmesi hafif konstrüksiyonlar yapılabilmesi için büyük önem taşımaktadır. Belirsizliğin yüksek olması durumunda aşırı mukavim bağlantılarla hantal yapılar oluşturulmakta, zaman kaybı ve yüksek maliyet ile karşı karşıya kalınmaktadır. Kaynaklı bağlantıların dinamik yüklere karşı olan dayanımının incelenmesinde kaynak bağlantılarının doğasında bulunan düzensizliklerden dolayı gerilme – ömür ($S - N$) eğrileri yetersiz kalmaktadır. Bu bağlantılarda yorulma dayanımını hesaplamak için FAT adı verilen yorulma sınıfları belirlenmiştir. Kaynaklı bağlantının geometrisini ve bağlantıya etki eden kuvvetleri dikkate alarak yapılan bu sınıflama neticesinde çok sayıda test yapılarak yorulma ömürleri belirlenmiştir. Kaynak bağlantılarının yorulma sınıfları belirlenirken yük taşıyan ve yük taşımayan parçalar olarak ayrılması uygun görülmüştür. Bu türdeki kaynaklı bağlantıların yorulma ömürleri belirlenirken kullanılması gereken yorulma sınıfı Uluslararası Kaynak Enstitüsü (International Institute of Welding – IIW) tarafından sunulan tavsiyeler kitapçıklarında mevcuttur. Testlerde kullanılan numunelerin içerdiği muhtemel hatalar da göz önüne alındığında, bu çalışmalar kaliteli kaynak bağlantıları için aşırı mukavim parçalar tasarlanması ile sonuçlanmaktadır. Kaynaklı bağlantının aşırı mukavim olması kaynak dikişinin gereğinden kalın olması anlamına gelmektedir. Kaynak dikişi kalınlaşması zincirleme olarak kullanılan kaynak

metalinin ihtiyacının artması, kaynaklama süresini uzaması, fazladan işçilik ve enerji sarfiyatı ile sonuçlanmaktadır. Sayılan bu etmenler kaynaklı bağlantının üretim maliyetinin yüksek olmasına sebep olmaktadır.

Ayrıca geçmişte yapılan kaynaklı bağlantılara nazaran günümüz teknolojisi ile yapılmış ve hatta robot mekanizması kullanılmış olan kaynaklı bağlantılarda, mukavemeti olumsuz yönde etkileyen düzensizliklerin azaltılması sağlanmıştır. Hâlihazırda kullanılan gerilme-ömür eğrileri ve katsayılar kaynak hatalarını içerdiğinden istatistiksel bir yaklaşım içermektedir.

Kaynak bağlantılarının ömürlerini hesaplamak üzere farklı yaklaşımlar sunulmuştur. Özellikle kaynak dikişi çevresini inceleyen yerel yaklaşımlarla büyük oranda başarılı sonuçlar alınmıştır. Ancak bu yaklaşımların başarıya ulaşması için çok fazla hesaplama ve ayrıntılı bilgiye sahip olunması gerekmektedir. Bu kısıttan dolayı uygulamada kendisine yer bulmakta zorlanan yerel yaklaşımlardan yola çıkarak kolay hesaplanabilir, gerçeğe yakın sonuçlar veren ve genel makine konstrüksiyonunda farklı bağlantı şekillerine uygulanabilir bir yöntem geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışma kapsamında doğrusal yorulma deneyleri yapılabilmesi için bir elektromekanik silindir kullanılarak doğrusal yorulma test düzeneği tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Elektromekanik silindirler, motorun dönme hareketini doğrusal harekete çeviren yüksek konumlama hassasiyetine sahip makinelerdir. Yüksek hızlara ulaşabilen bu makinelerin yorulma testinde kullanılması ile gerilme esaslı yorulma testleri yapılabilmektedir. Yorulma test düzeneğinde kullanılan elektromekanik silindir ile denetim sisteminin programlanması yapılarak algılayıcılar yardımıyla ölçümler alınmıştır.

Sonlu elemanlar çözümlemesi yapılarak farklı kaynak dikişleri için sonuçlar genişletilmiştir. Deneysel bulgular ve sonlu elemanlar çözümleri yardımıyla kaynaklı bağlantıların sürekli mukavemet hesaplanmalarında kullanılmak üzere katsayılar tanımlanmıştır.

2. KAYNAK TARAMASI

2.1. Kaynaklı Bağlantılar

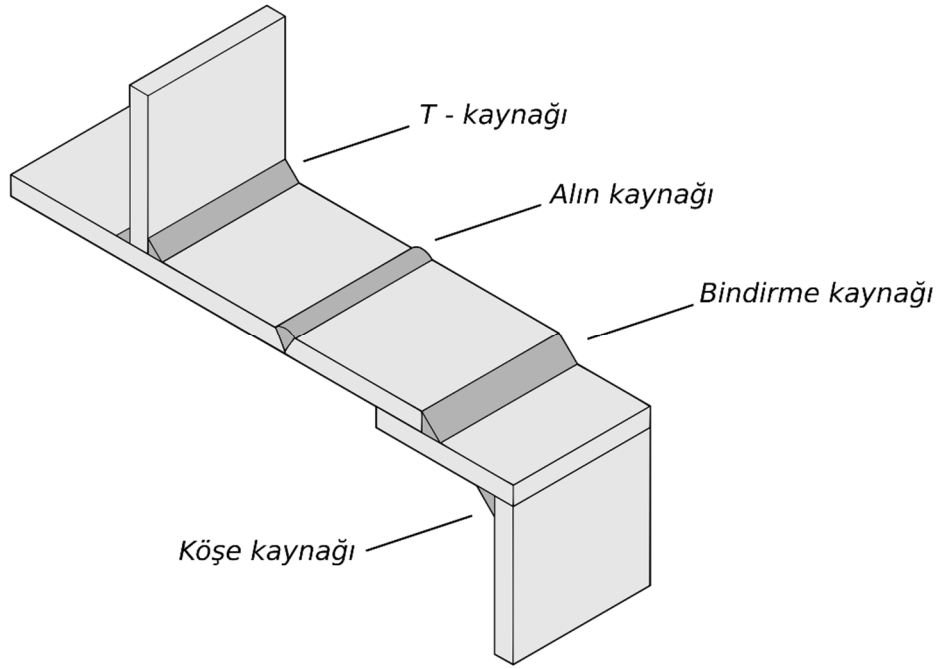
Kaynak bağlantıları parçaların kalıcı olarak birleştirilmesi için kullanılan bir yöntem olup çok sayıda kaynaklı birleştirme yöntemi mevcuttur. Genel olarak kaynaklı birleştirme işlemi ısı ve basınç yardımı ile yapılmaktadır. Isı ile birleştirilen parçalarda, parçaların malzemesine uygun bir ek metal kullanılmaktadır. Basınç ile birleştirilen parçalarda ek metal kullanılmadan birleştirilecek yüzeylerin ergitilmesini sağlanabildiği gibi birleştirme işleminde parçalar kısmen ısıtılarak basınç yardımıyla ergime sıcaklığına ulaşılmaktadır.

Ek metal kullanılan kaynaklı birleştirme yöntemlerinde ek metalin eritilmesi işlemi elektrik arkı ya da alev yardımıyla gerçekleşmektedir. Ek metalin eritilmesi sırasında malzeme yüksek sıcaklıklara ulaştığı için kimyasal tepkimelere açık hale gelmektedir. Bundan dolayı çoğu kez kaynaklı birleştirme işlemi sırasında ek metal koruyucu bir ortam altında ergitilmektedir. Bu ortam ek metali çevreleyen ve kaynak mukavemetini etkilemesi muhtemel gazları uzak tutan bir kalkan görevi görmektedir. Ek metalin aynı zamanda elektrot olarak kullanıldığı elektrik ark kaynağında elektrot örtüsü ısı etkisiyle bu koruyucu ortamı hazırlamaktadır.

Kaynak yöntemi, kaynaklı birleştirme işlemine tabi tutulacak parçanın kullanım alanı, tasarımı, malzemesi ve bulunduğu ortam dikkate alınarak seçilmektedir. Kaynaklı birleştirme işleminde değişkenlerin bu kadar çok olması hataları da beraberinde getirmektedir. Kaynak bağlantıları, hatasız bir şekilde imal edilmiş olsa dahi ısı ve basınç etkisinde oluşan içyapı değişiminden dolayı mukavemeti etkilenmektedir. Ayrıca ısınan ve soğuyan parçadaki ısıl genleşmeler bağlantıda kalıntı gerilmeler oluşmasına sebep olmaktadır. Kalıntı gerilmeler ve çarpılmalar bağlantının mukavemeti etkileyen önemli etkenlerdendir (Radaj 1990).

Kaynaklı bağlantılar, farklı geometrideki tasarımların elde edilmesine imkân veren önemli bir imal yöntemidir. Tasarımlar farklı olsa da genel olarak bağlantı şekilleri aynıdır. Şekil 2.1’de kaynaklı bağlantılarda kullanılan birleştirme şekilleri görülmektedir. Şekilde görülen alın kaynağı, köşe kaynağı, T-kaynağı, kenar kaynağı ve bindirme kaynağı temel birleştirme şekilleri olup bunların türevleri olan birleştirme şekilleri mevcuttur. Aynı geometrik şekil farklı birleştirme şekilleri kullanılarak elde edilebilir. Bu birleştirme şekilleri kaynaklı bağlantının mukavemetine etkidiğinden dolayı tasarım için en uygun birleştirme şekline karar verilmelidir.

Kaynaklı bağlantının birleştirme şekli ile mukavemetine önemli etkisi olan bir diğer hususta dikiş şeklidir. Dikiş şekilleri ve sembolleri Şekil 2.2 ve Şekil 2.3’te görülmektedir. Dikiş şekilleri birleştirme şekline göre değişmektedir. Birleştirme şekli ve dikiş şekli kaynak yöntemi ile yakından ilgilidir ve kaynak yöntemine göre elde edilebilecek şekiller sınırlıdır. Burada verilen birleştirme ve dikiş şekilleri ek metal kullanılarak yapılabilecek türden kaynak bağlantılarıdır. Dikişler, birleştirilecek parçaya tek yönden veya iki yönden uygulanmasına göre de sınıflandırılmaktadır.



Şekil 2.1. Kaynaklı birleştirme şekilleri

Kuvvetin yönüne göre kaynak bağlantıları enine dikiş veya boyuna dikiş olarak isimlendirilmektedir. Ayrıca kuvvetin etki ettiği parçaya göre yük taşıyan veya yük taşımayan bağlantı olarak değerlendirilmektedir.

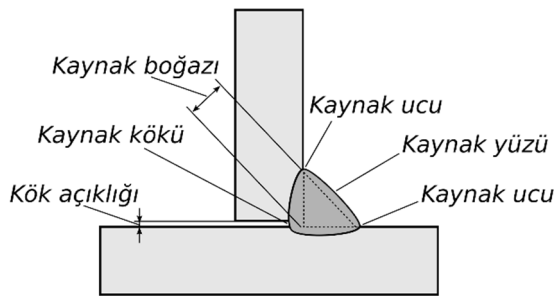
Kaynak bağlantıları ile ilgili çalışmalar çok geniş bir alanı kapsamaktadır. Kaynaklı bağlantıların mukavemetinin belirlenmesi, kaynak dikişinin imalatından kaynaklanan kusurların azaltılması için kalite artırmaya yönelik çalışmalar, yeni kaynak yöntemlerinin geliştirilmesi, farklı malzemeden imal edilmiş parçaların birleştirilmesi, malzemelerin kaynaklanabilme kabiliyetinin geliştirilmesi çalışmalar arasında önemli yer tutmaktadır. Geleneksel kaynak yöntemlerinden olmasına karşın elektrik ark kaynağında mukavemet sorunlarının çözülmesi, imalat hatalarının azaltılması gibi çalışmalar halen devam etmektedir. Bir kaynak dikişinin özellikleri Şekil 2.4'te tanımlanmıştır.

Dikiş şekli	Görünüş	Sembol	Dikiş şekli	Görünüş	Sembol
Düz Köşe dikişi			Çift taraflı köşe dikişi		
Dış bükey Köşe dikişi			İçbükey Köşe dikişi		

Şekil 2.2. Köşe dikişi şekilleri ve sembolleri

Dikiş şekli	Görünüş	Sembol	Dikiş şekli	Görünüş	Sembol
I-Dikişi			X-Dikişi		X
V-Dikişi		∇	K-Dikişi		K
HV-Dikişi		∇	Çift Y-Dikişi		X
Y-Dikişi		Y	Çift yarım Y-Dikişi		K
HY-Dikişi		Y	Çift U-Dikişi		Y
U-Dikişi		Y	V-U-Dikişi		Y
HU-Dikişi		Y	Takviyeli V-Dikişi		∇
Takviye dikişi		∇	V-Dikişi Yüzey taşlanmış		∇
V-Dikişi Takviyeli ve Taşlanmış		∇	X-Dikişi Yüzey işlem görmemiş		X

Şekil 2.3. Alın dikişi şekilleri ve sembolleri



Şekil 2.4. Kaynak dikişinin özellikleri

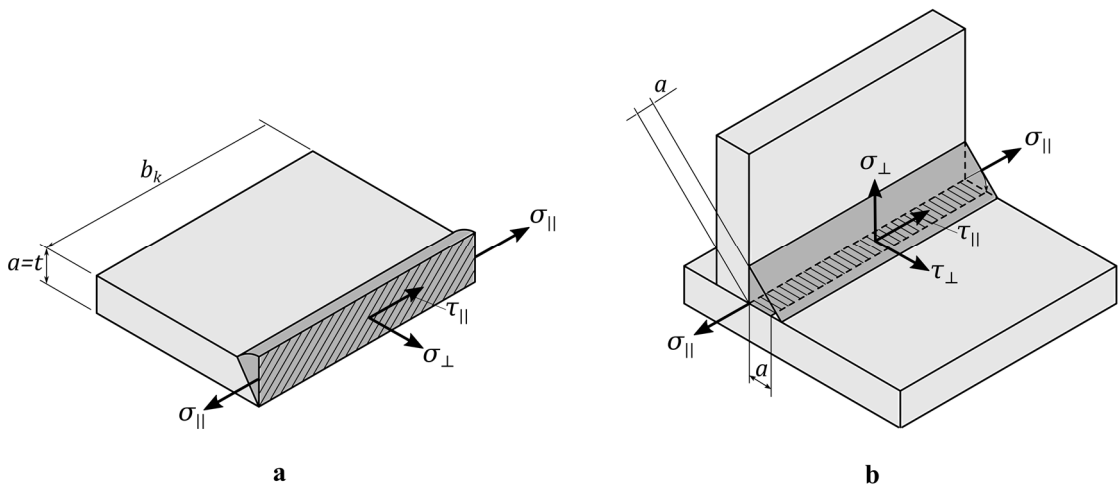
Kaynak dikişinin ana metal ile birleştiği yerler süreksizlik arz ettiğinden dolayı çentik etkisi görülen bölgelerdir. Kaynak bağlantısında birleştirilen parçaların arasında bulunan boşluk kök açıklığı, bu noktada kaynak ek metali ile ana metalin birleştiği yer kaynak kökü, kaynak dikişinin görünen tarafı kaynak yüzeyi, kaynak yüzeyi ile ana metalin birleştiği yerler kaynak ucu olarak tanımlanmaktadır. Kaynak ucu ile ana metal arasında kalan üçgen etkili kaynak alanı olup bu üçgenin hipotenüsü kaynak boğazıdır.

Kaynaklı bağlantılarda, kaynak dikişinde birleştirme şekli, dikiş şekli ve kuvvetin yönüne göre eğilme, çekme–basma, kesme ve burulma gerilmeleri meydana gelmektedir. Bu gerilmelerin hesaplanması kaynak dikişi alanı ve kaynak kesitinin ataleti dikkate alınmaktadır. Kaynak bağlantılarının hesaplanmasında kullanılan ve mukavemetine etki eden önemli geometrik büyüklükler ve kaynak dikişinde oluşan gerilmeler Şekil 2.5'te verilmiştir. Şekilde kaynak kalınlığı a , plaka kalınlığı t , kaynak boyu b_k görülmektedir. Şekil 2.5.a'da görülen alın kaynağında kaynak kalınlığının plaka kalınlığına eşittir. Şekil 2.5.b'de görülen köşe kaynağında ise kaynak kalınlığı olarak dikişinin boğaz kısmındaki kalınlık dikkate alınmaktadır. Bu kalınlık kaynak dikişinin düz, içbükey veya dışbükey olmasına göre değişmektedir. Kuvvetin yönüne göre kaynak dikişinde oluşabilecek gerilme türleri, kaynak dikişinin şekildeki gibi kesiti alındığında enine normal gerilme (σ_{\perp}), boyuna normal gerilme (σ_{\parallel}), enine kayma gerilmesi (τ_{\perp}), boyuna kayma gerilmesi (τ_{\parallel}) olarak isimlendirilmektedir.

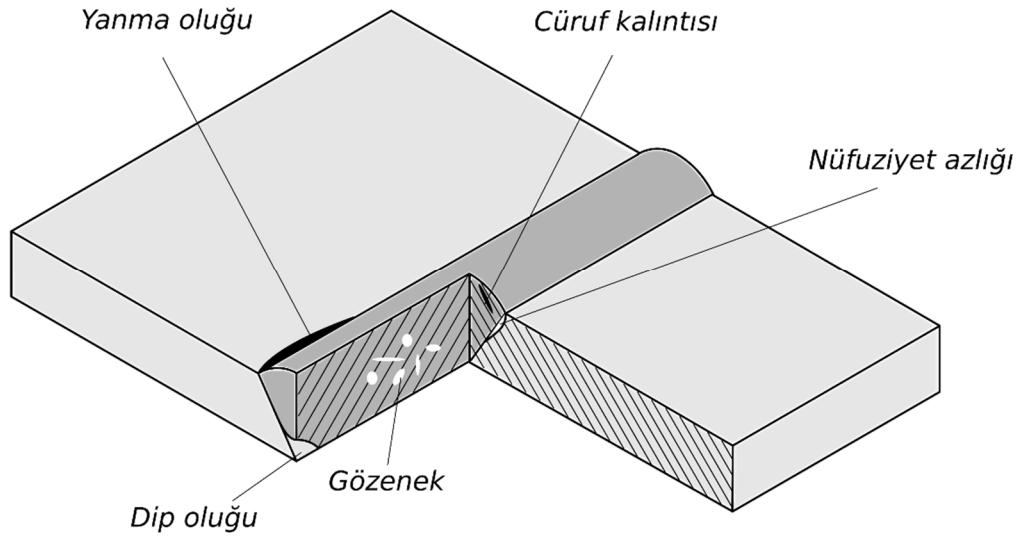
2.1.1. Kaynak düzensizlikleri

Kaynak bağlantılarında tasarımdan, imalatından ya da malzemeden kaynaklı hatalar oluşabilmektedir. Kaliteli bir kaynağa dahi gerilme yığılmaları oluşturan ve herhangi bir hatadan kaynaklanmayan düzensizlikler mevcuttur. Bu düzensizlikler bağlantıda çatlak oluşumunu ve ilerlemesini hızlandırmaktadır.

İmalattan kaynaklanan kaynak düzensizlikleri Şekil 2.6'da görülmektedir. Eriyen metal içerisinde gaz sıkışması sonucu gözenekler, fazla ısıdan dolayı yanma olukları, yetersiz ısıdan ve temiz olmayan yüzeylerden dolayı nüfuziyet azlığı, ek metalin erken



Şekil 2.5. Kaynak kesitindeki gerilmeler ve önemli boyutlar; a) Alın; b) Köşe



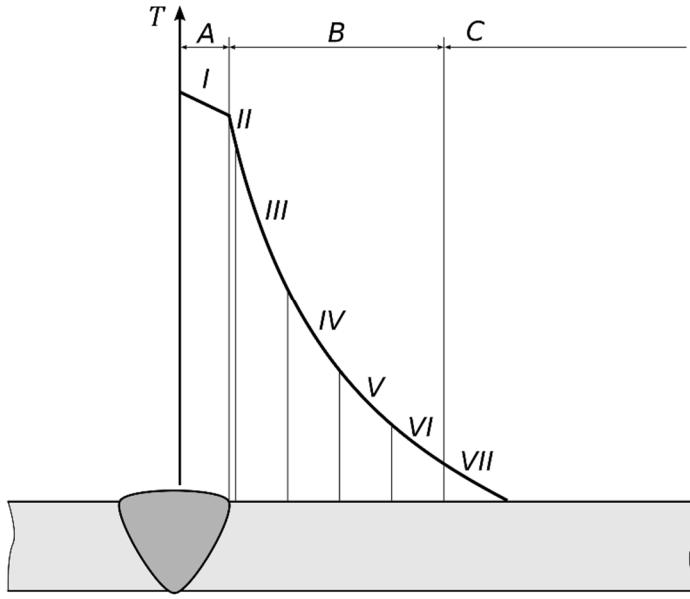
Şekil 2.6. Kaynaklı bağlantılarda imalat hataları

katılaşması sonucu dip oluğu, özellikle çok pasolu kaynak işleminde cüruf kalıntısı oluşmaktadır.

Kaynak bağlantısının tasarımından ve imalat esnasında uygulanan işlem sırasından dolayı çarpılma meydana gelmektedir. Çarpılma türleri çekme, genleşme, açılma, burkulma ve dönme olarak sınıflandırılmaktadır. Sıcak kaynak havuzunun soğuk olan parçaların kaynaktan sonra aynı sıcaklığa ulaştığında kalıntı gerilmeler oluşacaktır.

Kaynak metalinin erimesi ve katılaşması sonucu oluşan bir imalat yöntemi olduğundan dolayı kaçınılmaz olarak içyapı değişimleri gerçekleşmektedir. Isıl işlemlerde olduğu kaynağın soğuma hızı, birleştirilen parçaların boyutları ve malzemesi kaynak dikişi ve yakınındaki dayanım özelliklerini değiştirmektedir. Şekil 2.7’de bir kaynak bağlantısında sıcaklık değişimi görülmektedir. Genel bir çelik malzeme için şekilde sırasıyla A, B, C olarak gösterilen kaynak metal, ana metal ve ısı tesiri altındaki bölge (ITAB) olmak üzere üç bölge bulunmaktadır. Numaralandırılmış sıcaklıklarda soğuyan metalde içyapı dönüşümleri söz konusudur. Dönüşüm sıcaklığına ve soğuma hızına göre farklı tane boyutlarında içyapılar ortaya çıkmaktadır. Genel olarak III no.lu bölgede tane irileşmesi, IV no.lu bölgede tane incilmesi oluşurken VII no.lu bölgede sıcaklık değişimine rağmen faz dönüşümü olmamaktadır. Bu bölgelerin alanları daha önce bahsedildiği gibi birleştirilen parçanın boyutlarına göre değişmektedir.

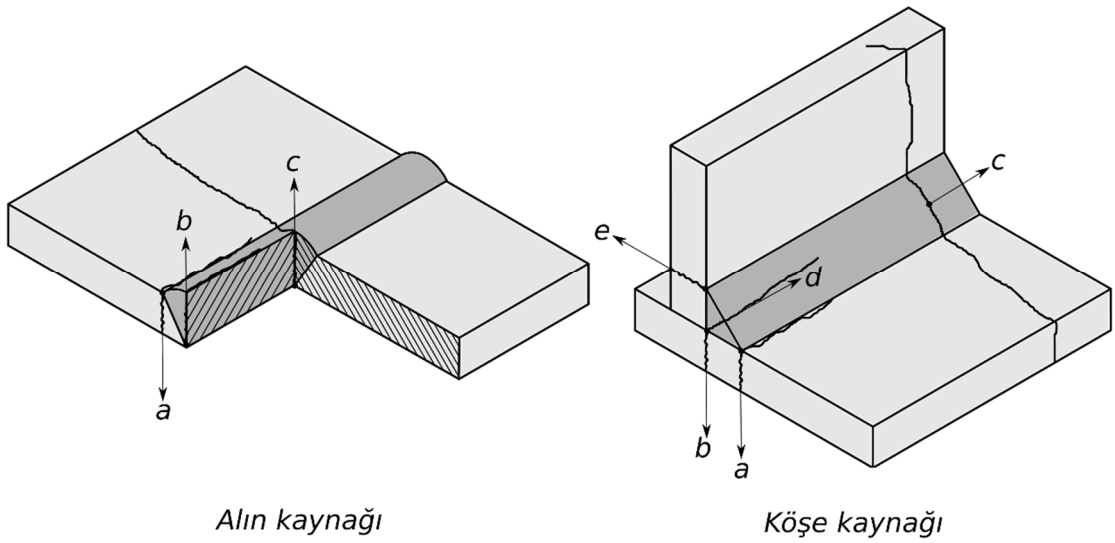
Kaynak bağlantısında yukarıda bahsedilen düzensizlikler, çatlak oluşumu açısından hassas bölgelerdir. Şekil 2.8’de alın ve köşe kaynağı ile oluşturulmuş kaynak bağlantılarında hasara neden olan çatlak başlama ve ilerleme yönleri görülmektedir. Şekilde a ve e, kaynak ucu; b ve d, kaynak kökü; c, kaynak dikişindeki bir hata merkezli çatlaklardır. Çatlaklar, ana metal ve kaynak dikişinin birleştiği bölgede kaynak dikişini takip edecek şekilde ilerleyebildiği gibi kaynak metalinde ilerlemesi de mümkündür. Çatlak kaynak dikişindeki bir hatadan dolayı oluşmuşsa kaynak dikişi doğrultusunu dik kesecek şekilde genişlemesi de mümkündür.



Şekil 2.7. Kaynak bağlantısında sıcaklık değişimi

2.1.2. Kaynaklı bağlantıların tasarımı

Kaynak bağlantılarının tasarımı, yapının kullanım yerine ve bağlantıya gelen kuvvetlere göre hataları en aza indirecek şekilde belirlenmiş kurallara göre yapılmaktadır. Bu kurallar, tasarım ilkeleri olarak tanımlanmaktadır ve ilgili standartlarda veya teknik şartnamelerde derlenmiştir. Tasarım ilkeleri, şekillendirme esasları, ölçülendirme ve imalat ile ilgili tavsiyeleri içermektedir (Babu 2004).



Şekil 2.8. Çatlak başlama noktaları ve ilerleme yönleri

Kaynak bağlantılarının tasarımı yapılırken kullanılan ilkeler, tecrübelerden yola çıkarak hazırlanmış yeterli güvenilirlikteki, çoğu kez bilimsel bir araştırma olmaksızın, kaynak bağlantısı konusunda yetkin kişilerce kabul edilmiş uygulamaya yönelik tecrübi bilgilerdir (Radaj 1990). Burada yeterli güvenilirlikten kasıt, kaynak bağlantısının hasara uğramaması için bilinen yöntemler ışığında alınmış tedbirlerdir. Ancak güvenilirlik sağlanırken aşırı mukavim yapıların teşkili kaçınılmazdır.

Tasarım ilkeleri, ülkelere ve çalışma konularına göre farklılık göstermektedir. Geleneksel yaklaşımlar kullanılırken tavsiyelerden yola çıkarak katsayılar belirlenir (Hobbacher 1996). Bu katsayılar çeşitli kaynak dikişleri ve kaynak bağlantıları için tasarım önerilerini şeklindedir. Aynı fonksiyonu yerine getirebilecek bağlantıları için en yüksek katsayıya sahip tasarımı seçmek ilke haline gelmiştir. Tasarım ilkeleri alanın uzmanlarınca kabul edilen ve uygulanabilir tasarımların arasından seçilen örneklerden oluşmaktadır. IIW kaynak bağlantılarının uygulamalarına dair tavsiyeleri yayınlamaktadır. IIW-693-81 çeliklerin yorulmaya maruz kalan kaynak bağlantıları için tavsiyelerini içermektedir (IIW-Doc-693-81 1982). Benzer şekilde standartlarda da kaynak bağlantıları ile ilgili tavsiyeler bulunmaktadır. DIN 18800 (DIN 18800 1981) ve Eurocode 3 (Eurocode 3 1984) çelik yapıların tasarımı ve boyutlandırılmasını içeren standartlardır.

Kaynak bağlantısında mukavemeti etkileyen olgular literatürde farklı katsayılarla tanımlanarak malzemenin müsaade edilen sınır değerine etkisi ile hesaplamalara dâhil edilmişlerdir. Kaynak bağlantısında oluşan eşdeğer gerilme (σ_v), kaynak için müsaade edilen gerilme ($\sigma_{k,mus}$) değerinden daha küçük olmalıdır. Denklem (2.1)'de verilen malzeme mukavemet değerleri (σ_D), kaynağın konstrüksiyonuna bağlı katsayı (ν_1) ve kaynak kalitesi için kullanılan katsayı (ν_2) kullanılarak hesaplanmaktadır. Kaynağın konstrüksiyonuna bağlı katsayı (ν_1) gerilme cinsine (çekme-basma, eğilme, kesme); yükleme şekline (statik, dinamik) ve kaynak dikişinin teşkiline bağlıdır (Niemann 1981; Steinhilper ve Röper 1986; Decker 1992). Literatürde dinamik yükleme için tavsiye edilen şekil katsayıları Çizelge 2.1'de verilmiştir.

$$\sigma_{k,mus} = \sigma_D \cdot \nu_1 \cdot \nu_2 \quad (2.1)$$

Kaynak bağlantısında birden fazla gerilme etki etmesi durumunda, bu gerilmelerin bileşkesi alınarak mukayese gerilmesi hesaplanır. Niemann (1981)'e göre dinamik yükleme durumunda bileşke gerilme Denklem (2.2)'ye göre hesaplanır.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp} \cdot \sigma_{\parallel} + 2(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \quad (2.2)$$

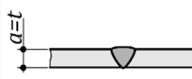
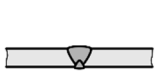
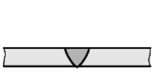
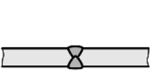

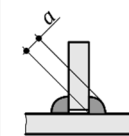
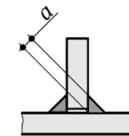
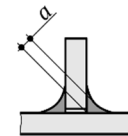
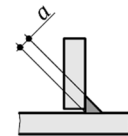
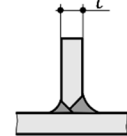
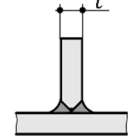
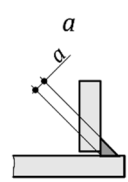
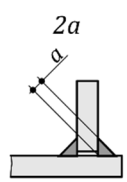
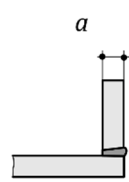
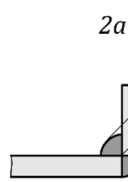
Kaynak bağlantısının mukavemet hesaplarında kullanılan katsayıların istatistiksel yöntemlerle belirlendiği ve hassas olmadığı (Radaj 1990), yorulma dayanımını belirleyen gerilmelerin çatlak ve çentiklerin etrafındaki gerilmeler olduğu anlaşılmıştır (Haibach 1967). Ancak kaliteli bir kaynakta kaynak bağlantısı büyük ölçüde ana metalin zarar görmesi ile hasara uğramaktadır (Singh 2012). Bu durum araştırmacıları, yorulmaya maruz kalan kaynak bağlantılarının dayanımı için genel yaklaşımlardan daha hassas sonuç alabilmek için yerel yaklaşımlara yönlendirmiştir.

Bu yaklaşımlardan biri çentik etkisi yaklaşımıdır ve kaynak bağlantısındaki gerilme yığılmalarını dikkate alır (Fricke 2012). Bir diğeri ise kırılma mekaniği yaklaşımıdır ve kaynak dikişindeki düzensizlikleri çatlak olarak nitelendirerek çatlak ilerleme süresinin kaynak bağlantısının ömrü olacağı yöndedir (Haagensen ve Maddox 2013).

Geleneksel tehlikeli bölge yaklaşımı ise uygulama kolaylığı açısından tercih edilmektedir. Bu yaklaşımda ortalama gerilmeler dikkate alınmakta ancak birleştirilen parçanın kalınlıkları ihmal edilmektedir (Niemi vd. 2006).

Yapılmış çalışmalarda, uygulamaya yönelik katsayılar belirli geometrilerle kısıtlı kalmakta ve sunulan bazı yaklaşımlarda uygulama açısından zorluklar bulunmaktadır. Bu çalışma da farklı dinamik yüklere maruz kalan kaynak bağlantılarının ömür hesaplarında kullanabilecek uygulamaya yönelik katsayıların tanımlanması hedeflenmektedir.

Çizelge 2.1. Dinamik yüklemeler için şekil katsayısı, v_1

Alın dikişi	V-Dikişi	V-Dikişi Kökü kaynak Edilmiş	V-Dikişi İşlenmiş	X-Dikişi	Düz plaka	
Dikiş şekli						
Çeki-Bası	0,5	0,7	0,92	0,7	1	
Eğilme	0,6	0,84	1,1	0,84	1,2	
Kesme	0,42	0,56	0,73	0,56	0,9	
T - Dikişi	Çift dış bükey dikişi	Çift düz köşe dikişi	Çift iç bükey dikişi	Düz köşe dikişi	HU-Dikişi Kök kaynak edilmiş	Çift K-Dikişi
Dikiş kalınlığı	$2a$	$2a$	$2a$	a	a	a
Dikiş şekli						
Çeki-Bası	0,32	0,35	0,41	0,22	0,63	0,56
Eğilme	0,69	0,7	0,87	0,11	0,8	0,8
Kesme	0,32	0,35	0,41	0,22	0,5	0,45
Köşe Dikişi	Düz köşe dikişi	Çift düz köşe dikişi	Köşe alın dikişi	Köşe X-Dikişi		
Dikiş kalınlığı	a	$2a$	a	$2a$		
Dikiş şekli						
Çeki-Bası	0,22	0,3	0,45	0,35		
Eğilme	0,11	0,6	0,55	0,7		
Kesme	0,22	0,3	0,37	0,35		

2.2. Robot Mekanizmaları ve Robot Kaynağı

Endüstride robotlar, tekrarlanan ve çalışan açısından sıkıcı olabilecek veya çalışan sağlığını tehdit eden işlerde tercih edilmektedir. Ayrıca bu robotlar yüksek tekrarlı hızları ve kesinliği sayesinde üretim hacmini ve kaliteyi artırırken hatalı ürün oranını azaltırlar. Günümüzde endüstriyel robotlar iş alanında sabitlenmiş ve en az üç hareketli eksenli olan programlanabilir iç denetimi olan makinelerdir. Robot mekanizmaları endüstride daha çok montaj, malzeme taşıma, parça işleme, kaynaklı imalat ile ölçme ve kontrol işlemlerinde tercih edilmektedir.

Endüstriyel robotlar, eklemlerinin hareket yeteneğine göre adlandırılmakla birlikte kullanım alanı da buna göre belirlenmektedir. Robot mekanizmaları dönel (R) ve doğrusal (T) hareket edebilen eksenlerin bir araya getirilmesi ile oluşturulmaktadır. Ana eksen takımı ve yardımcı eksen takımının birleştirilmesi ile robot oluşmaktadır. Ana eksen takımının hareket eksenli robot mekanizmasını tanımlamakta kullanılmaktadır. Ana eksen takımındaki üç eksene göre kartezyen (TTT), silindirik (RTT), küresel (RTT), SCARA (RRT) ve eklemliler (RRR) olmak üzere sınıflandırma yapılabilmektedir.

Endüstriyel robotların bir işi yapabilmesi için programlanması gerekmektedir. Robotların programlanması farklı yöntemlerle yapılabilmektedir. Elle yapılan programlamada işletmen yapılacak işi robota, robotun kolunu gezdirerek öğretmesi sağlanır. Etkileşimli programlamada robot denetim paneli üzerinden adım adım ve görerek programlanmaktadır. Bir diğer programlama şeklinde ise bilgisayar ortamında benzetim yapılarak yazılan betikler robot denetim birimine yüklenmektedir. Robot kolun hareketleri noktadan noktaya, doğrusal çizgi ya da daire olabilmektedir.

Kaynak robotları 6 serbestlik derecesine olmakla birlikte yardımcı eksen takımına (bilek) kaynak yöntemine uygun uç takılmaktadır. Gaz altı kaynak yönteminde bu uç kaynak torcudur. Kaynak torcu, kaynak işletmeninin becerisi ile yönlendirilmektedir. Kaynak işletmeni, kaynaklanacak parçalarının konumunu ve kaynak değişkenlerinin kaynak kalitesine etkisini değerlendirerek torcu yönlendirmektedir. Robot kaynağında da bu işlemi kaynak robotuna öğretmelidir. Bundan dolayı karışık kaynak işlemlerinde gezdirerek programlama kullanılmaktadır.

Çalışan sağlığı açısından kaynaklama işlemi tehlikeli olabilmektedir. Kaynaklama işlemi esnasında açığa çıkan duman, yayılan ışınlar ve ısıdan kaynak işlemlerinde çalışanın personelin sağlığı üzerinde olumsuz etkiler oluşturabilmektedir. Bundan dolayı kaynak çalışmaları Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı tarafından belirlenen çalışma süresinden daha fazla çalışmamaktadır (ÇSGB 2013). Robot mekanizmalarının böyle bir kısıtlaması olmamasından dolayı seri üretim durumunda faydalı olacaktır.

Robot mekanizmaları tarafından yapılan kaynaklar özellikle otomotiv endüstrisinde olduğu gibi sürekli aynı kalitenin temin edilmesi istenilen durumlarda ve aynı zamanda özdeş tesislerde sıklıkla tercih edilmektedir.

2.3. Yorulma

Yorulma, makine parçalarında, yükün tekrarlı uygulanması sonucunda çatlak oluşması ile başlayan sürecin çatlak büyümesi ve parçanın kalıcı bozunumu (deformasyonu) ile sonuçlanan hasar şeklidir. Yorulma hasarına neden olan çatlak, parçada mevcut olan, parçanın tasarımından ya da imalatından kaynaklanan bir süreksizlikten kaynaklanabileceği gibi, gerilme yığılmalarının olduğu bölgelerde sonradan da oluşabilir. Yorulmaya sebep olan gerilme ise parçanın imal edildiği malzemenin akma dayanımının altındadır. Yorulma hasarlarının makine arızalarının %90'ını oluşturduğu tahmin edilmektedir (Campbell 2008).

Yorulma sorunu uzun yıllardır tartışılan bir konu olmakta birlikte ilk çalışmalar Wöhler (1871) tarafından demiryolu araçlarının dingillerinde meydana gelen hasar sonucunda gerçekleştirilen yorulma testleridir.

Yorulma, parçadaki gerilmelerin zamana bağlı olarak değişmesi sonucu oluşan bir hasar olması sebebiyle yükün değişken olduğu köprü, kren, gemi, taşıt gövdesi, basınçlı kaplar, dönen makine parçaları, rüzgâr gibi çevre koşullarına maruz kalan yapıların tasarımında özellikle dikkat edilmelidir. Birçok alanda yorulmaya dirençli yapılar için tasarım ilkeleri, standartlar ve tavsiyeler şeklinde kurallar tanımlanmıştır. Yorulma dayanımı için temel ilke gerilme yığılmalarının oluşması muhtemel bölgeleri engellemek veya bu bölgelerde önlemler olarak gerilme yığılmalarını azaltmaktır.

Yorulma hasarındaki tehlike, kırılma gerçekleşene kadar parçadaki hasarın gözle görülebilir olmamasıdır. Yorulma parça kalıcı olarak hasar gördükten sonra ayrılma yüzeylerinden anlaşılmaktadır. Bundan dolayı yorulma hasarına tasarım aşamasında önlem almak gerekir. Yorulma hasarı olan parçanın ayrılma yüzeyinde üç bölge bulunmaktadır. Bu bölgeler çatlak çekirdeği, çatlak ilerlemesi ve ani kırılma kesiti şeklindedir. Yorulma daha önce de belirtildiği gibi gerilme yığılmalarının olduğu noktalarda, çatlak varlığı veya oluşumu ile başlamaktadır. Kaynak bağlantıları için bu bölge kaynak kökü, kaynak dibi veya kaynak kusuru olan yerlerdir. Yorulma hasarı incelendiğinde yorulmayı başlatan çatlağın yeri tespit edilebilir. Çatlak ilerleme yönü gerilme doğrultusuna diktir.

Çatlak ilerledikçe yük taşıyan kesit alanı daraldığı için çatlak ilerleme hızında bir artış meydana gelir. Daralan kesit alanı yükü taşıyamayacağı kadar incelendiğinde ani kırılma meydana gelir. Ayrılma yüzeyi incelendiğinde ani kırılma kesitinin büyüklüğü yorulma hasarına yol açan gerilmenin şiddeti hakkında; ani kırılma yüzeyinin durumu ise kopmanın sünek veya gevrek olup olmadığı fikir verir. Hasarın incelenmesi tasarım aşamasında yapılacak olan iyileştirme için yardımcı olabilir. Hasarın sebebinin anlaşılması, aynı hasarın tekraren oluşmaması için yapılması gereken işlemler hakkında önemli bilgiler içermektedir.

Yorulmanın tipi, alt ve üst gerilme sınırlarına, ortalama gerilmeye ve gerilme genliğine bağlı olarak farklılık göstermektedir. Yorulmaya maruz kalan parçaların gerilme genliği sabit veya değişken olabilir. Ancak yorulma dayanımına ilişkin veriler çoğunlukla sabit genlikte yapılan denemelerden elde edilmiştir.

Yorulma tipini tam olarak tanımlamak için ortalama gerilmenin ve gerilme

genliğinin bilinmesi gerekir. Değişken yüke maruz kalan parçaya uygulanan gerilmenin alt sınırı σ_a ve gerilmenin üst sınırı σ_u olmak üzere ortalama gerilme (σ_0) Denklem (2.3) ve gerilme genliği (σ_g) ise Denklem (2.4) ile hesaplanır.

$$\sigma_0 = \frac{(\sigma_a + \sigma_u)}{2} \quad (2.3)$$

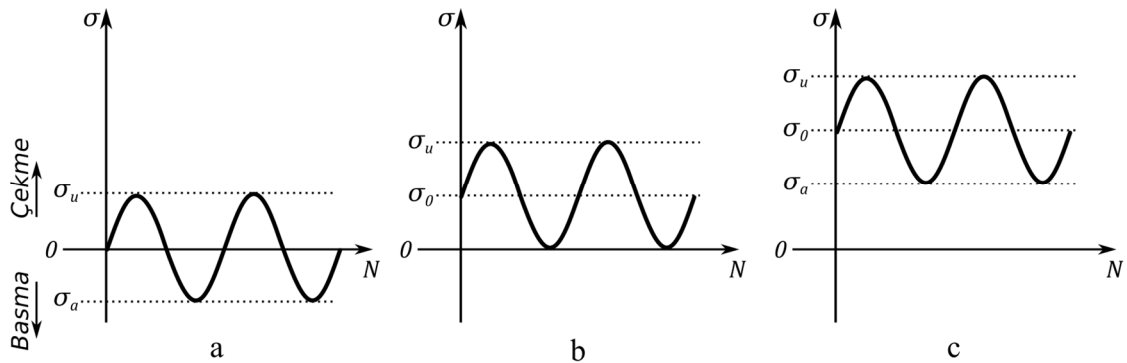
$$\sigma_g = \frac{\sigma_u - \sigma_a}{2} \quad (2.4)$$

Yorulma tipini ifade etmenin bir diğer yolu ise Denklem (2.5) ve (2.6)'daki gerilme oranı (R) ve genlik oranı (A) değerlerinin belirtilmesidir.

$$R = \frac{\sigma_a}{\sigma_u} \quad (2.5)$$

$$A = \frac{\sigma_g}{\sigma_0} = \frac{1 - R}{1 + R} \quad (2.6)$$

Yorulma hasarına sebep olan farklı zorlama halleri Şekil 2.9'da gerilme (σ) ve tekrar sayısı (N) çizgesi olarak verilmiştir. Şekil 2.9.a'da görülen tam değişken zorlama halinde uygulanan gerilmenin alt ve üst sınırının şiddeti eşit ancak ters yönlüdür. Bu durum için $\sigma_0 = 0$ ve $R = -1$ değerini alır. Şekil 2.9.b'de görülen yarım değişken zorlamada gerilme 0 ile σ_u arasında salınmaktadır. Yarım değişken zorlama için $\sigma_0 = \sigma_u/2$ olup $R = 0$ 'dır. Son olarak Şekil 2.9.c'deki genel zorlama halinde ise uygulanmış olan bir ortalama gerilme ve sabit genlikte çekme bölgesinde kalacak şekilde salınan bir yük mevcuttur. Yukarıda bahsedilen zorlama halleri için elde edilen veriler bir $S - N$ eğrisinde verilir. Kopmaya kadar devam ettirilen testler için sabit genlikte uygulanan zorlamanın gerilme üst sınırına (σ_u) karşın kopmaya kadar geçen süre çevrim sayısı (N) olarak değerlendirilir. $S - N$ eğrisini oluşturmak için en az 8 adet numunenin



Şekil 2.9. Zorlama halleri; **a)** tam değişken zorlama; **b)** yarım değişken zorlama; **c)** genel değişken zorlama (ön yüklemeli)

test edilmesi uygundur (Gurney 2006). Malzemelerin yorulma dayanımına ilişkin veriler $R = -1$ için R.R. Moore'un dönel eğilmeli yorulma testi olarak bilinen deneylere dayanmaktadır.

Yorulma ömrü parçanın, değişken yük altında kırılana kadar geçen sürede, yükteki değişimin çevrim sayısı olarak ifade edilmesidir. Ömür, genellikle gerilme genliğine veya kırılma tokluğu genliğine bağlıdır. Bir parçanın çalışma süresi içerisinde maruz kaldığı farklı gerilme genlikleri, yorulma ömrünü farklı oranlarda etkiler. Dolayısıyla bu etkilerin ayrı ayrı değerlendirilip yorulma ömrü tahminleri yapılmalıdır (Miner 1945).

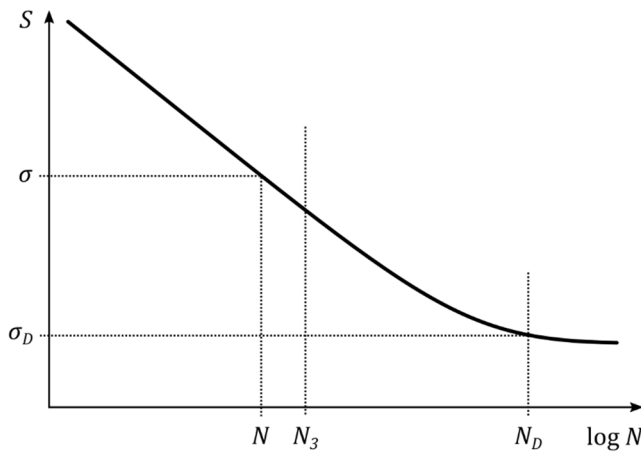
2.3.1. Yorulma mukavemeti

Bir parçanın yorulma mukavemeti, gerilme ömrü, gerinim ömrü ve kırılma mekaniği yöntemleri olmak üzere 3 ana yöntemle incelenmektedir. Bu yöntemlerle parçanın çevrim sayısı (N) yorulma ömrü belirlenmeye çalışılmaktadır. Bu yöntemler farklı uygulamalar için iyi sonuçlar vermektedir. Özellikle düşük çevrimli yorulmada gerinim ömrü yöntemi öne çıkmaktadır. Yüksek çevrimli yorulmada ise gerinim sertleşmesi veya gerinim yumuşamasının etkileri ortadan kaybolduğu için gerilme ömrü yöntemi ile yapılan hesaplamalar yeteri kadar emniyetli olmaktadır.

Gerilme ömrü yöntemi

Gerilme (σ) değerine karşılık gelen çevrim oranı (N) değerleri Şekil 2.10'da verilen Wöhler çizgesinde işaretlenerek $S - N$ eğrisi oluşturulur. Bu çizgede çevrim sayısı (N) logaritmik ölçekte sunulmaktadır.

Yorulma türleri parçanın dayandığı çevrim sayısına göre düşük çevrimli yorulma ve yüksek çevrimli olmak üzere iki temelde incelenir. Çevrim sayısını $N_3 = 10^3$ sınır olmak üzere çevrim sayısının bu değerden küçük olduğu durumlarda düşük çevrimli yorulma; bu değerden yüksek olduğu durumlarda da yüksek çevrimli yorulma söz konusudur. Yorulma testinin $N_D = 10 \cdot 10^6$ çevrim sayısına kadar etmesi durumunda, bu çevrim sayısına karşılık gelen gerilme değeri (σ_D) malzemenin sürekli mukavemet değeridir. Makine parçasının sürekli mukavemet değerinin altında bir gerilme ile



Şekil 2.10. Wöhler sürekli mukavemet çizgesi

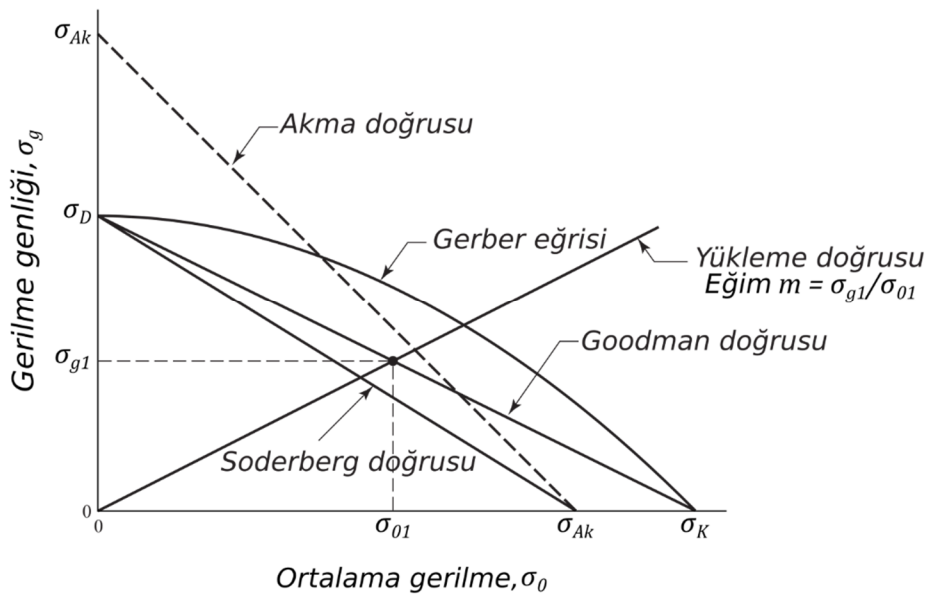
zorlanması durumunda yorulma hasarı açısından emniyette kabul edilir. Makine parçası sürekli mukavemet değerinin üzerinde ve akma sınırının altında bir gerilme ile zorlandığı durumunda ise zaman mukavemeti söz konusudur. Şekil 2.10'da verilen çizgede belirli bir genliğe sahip testlerden elde edilen $S - N$ eğrisini göstermektedir. Ancak ortalama gerilmenin yorulma ömrüne etkisi de oldukça önemli olup ortalama gerilmenin artmasına yorulma ömrünün azalmasına neden olmaktadır. Ortalama gerilme ve genliğin etkisinin birlikte incelemek üzere Gerber, Goodman ve Soderberg farklı bağıntılar önermişlerdir. Bu bağıntılardan Gerber parabolik bir ifade olup sünek malzemelerde daha iyi sonuç vermektedir. Diğer iki bağıntı doğrusal ifadeler olup Goodman kopma dayanımı (σ_K) ve Soderberg akma dayanımı (σ_{Ak}) değerlerini dikkate alarak tasarımlarda kullanılırlar (Campbell 2008). Bu bağıntılara ilişkin genel ifade Denklem (2.7)'de verilmiştir.

$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D} + \left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right)^n = 1 \quad (2.7)$$

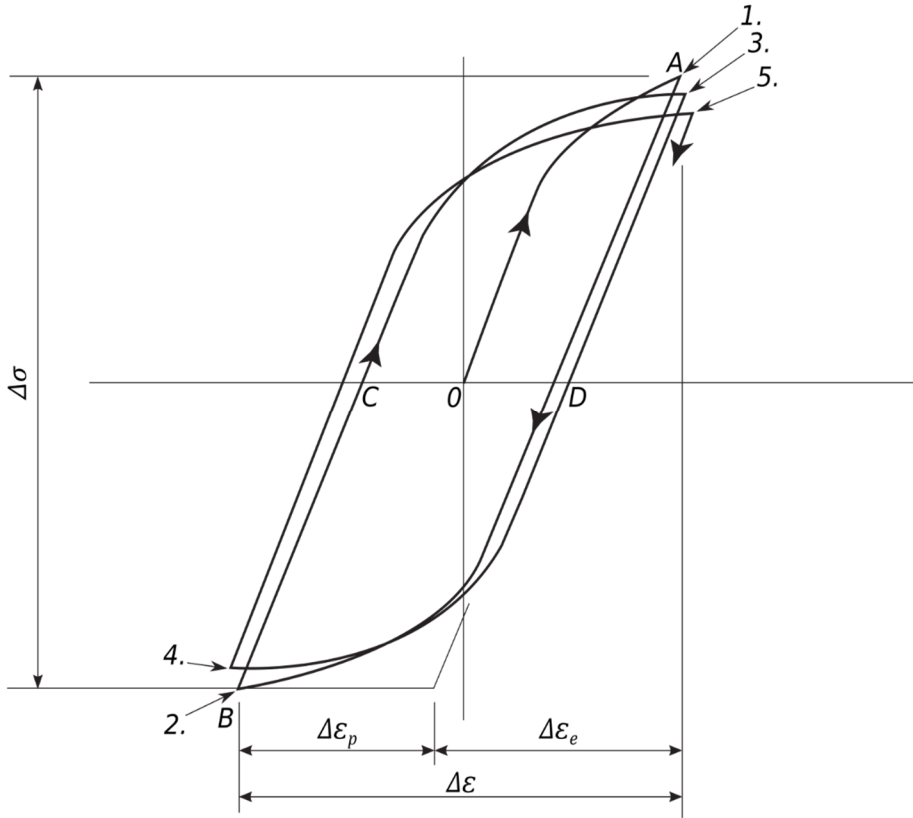
Yukarıdaki eşitlik Goodman için $n = 1$ ve $\sigma = \sigma_K$, Gerber için $n = 2$ ve $\sigma = \sigma_K$ ve Soderberg için $n = 1$ ve $\sigma = \sigma_{Ak}$ değerlerini alır. Şekil 2.11'de bu bağıntıların çizgesi görülmektedir.

Gerinim ömrü yöntemi

Gerinim ömrü yöntemi, uygulamada yorulma ömrü hesaplamalarında kullanılmamasına karşın kırılma mekaniğinin anlaşılması açısından öneme sahiptir. Gerinim ömrü yönteminin çıkış noktası olan Bauschinger etkisi, tekrarlı yükleme durumunda çelik malzemelerin gerilme uzama eğrisinde esnekliğinin zamanla değişeceğinin bir ifadesidir. Şekil 2.12'de değişken yükleme durumu için gerilme (σ) ve



Şekil 2.11. Yorulma bağıntıları



Şekil 2.12. Değişken yüklemde gerilme-gerinim döngüsü

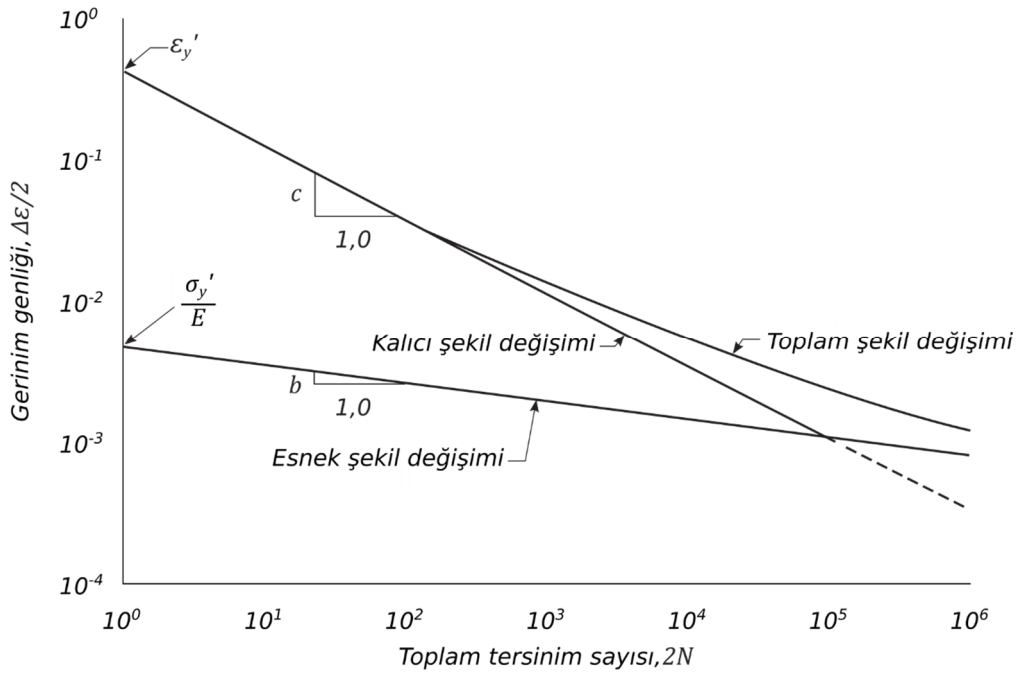
gerinim (ϵ) döngüsü görülmektedir. Bu döngü tekrar sayısı artıkça kararlı hale geldiği için yüksek çevrimli yorulmada esneklik değişimi etkisini kaybetmektedir. Ancak döngüsel fark düşük çevrimli yorulmada etkili olmaktadır. Metaller genel olarak $\sigma_K/\sigma_{Ak} \geq 1,4$ olması durumunda gerinim sertleşmesi; $\sigma_K/\sigma_{Ak} \leq 1,2$ olması durumunda gerinim yumuşaması göstermektedir (Campbell 2008).

Parçanın ömrü boyunca maruz kaldığı toplam şekil değişimi Şekil 2.13'te görülmektedir. Şekilde görülen ϵ'_y yorulma süneklik katsayısı olup birinci tersinim noktasında gerçek şekil değişimini ifade etmektedir. Yorulma dayanım katsayısı (σ'_y) birinci tersinim noktasındaki gerçek gerilme değeridir. Sırasıyla b ve c , esnek şekil değişimi ve kalıcı şekil değişimi doğrularının eğimidir.

İş parçası değişken yüke maruz kaldığında duyarlı bölgede hem esnek ($\Delta\epsilon_e$) hem kalıcı ($\Delta\epsilon_p$) şekil değişimi meydana gelmektedir. Kırılmaya kadar geçen ömür boyunca tersinim sayısı $2N$ olmak üzere toplam şekil değişimi ($\Delta\epsilon$) Denklem (2.8) ile ifade edilmektedir.

$$\Delta\epsilon = \Delta\epsilon_e + \Delta\epsilon_p \quad (2.8)$$

Kalıcı şekil değişimi genliği, kalıcı şekil değişiminin yarısı olup Denklem (2.9) ile ifade edilir.



Şekil 2.13. Şekil değişimine bağlı yorulma ömrü

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon_y' (2N)^c \quad (2.9)$$

Benzer şekilde esnek şekil değişimi genliği, parçanın esneklik katsayısı, E , olmak üzere Denklem (2.10)'daki gibidir.

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_y'}{E} (2N)^b \quad (2.10)$$

Bu durumda toplam şekil değişimi genliği Manson–Coffin eşitliği olarak Denklem (2.11) ile verilmektedir (Manson 1962; Tavernelli ve Coffin 1962).

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_y'}{E} (2N)^c + \varepsilon_y' (2N)^c \quad (2.11)$$

Ancak gerinin ömrü yönteminin uygulanabilmesi için parçada süreksizlik gösteren bölgelerdeki gerinin bilinmesi gerekmektedir. Gerilme yoğunluğu katsayısı gibi bir katsayının gerinin için de tanımlanması için çalışmalar devam etmektedir (Shigley 2011; Dowling 2012).

2.3.2. Çentik etkisi

Makine parçaları delik, keskin köşe, fatura gibi tasarımından kaynaklanan özelliklerinin yanı sıra yüzey durumu ve kalıntı gerilmeler gibi imalatından sonra oluşan sebeplerden dolayı gerilme yoğunluğu olan bölgeler içerirler. Bu bölgeler parçanın yorulma ömrünü azalttıkları için tasarımda çentik etkisi olarak dikkate alınırlar.

Daha önce bahsedilen $S - N$ çizgelerinin elde edilmesinde düzgün parçalara ilaveten çentikli parçalarında test edilmesi ile çentik katsayıları elde edilir. Şekil 2.14'te çentik etkisinde parçada oluşan gerilmeler görülmektedir. F kuvveti etkisinde çentik kökünde oluşan gerilme (σ_k) ve parçada oluşması beklenen normal gerilme (σ_n) oransal olarak ifade edildiğinde yorulma çentik katsayısı (K_f) Denklem (2.12) ile elde edilir.

$$K_f = \frac{\sigma_k}{\sigma_n} \quad (2.12)$$

Yorulma çentik katsayısının bir diğer ifadesi de çentiksiz ve çentikli parçalar için sürekli mukavemet değerlerinin oranıdır. Parçanın çentik hassasiyeti (q) yorulma açısından önemlidir ve Denklem (2.13) ile hesaplanır.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.13)$$

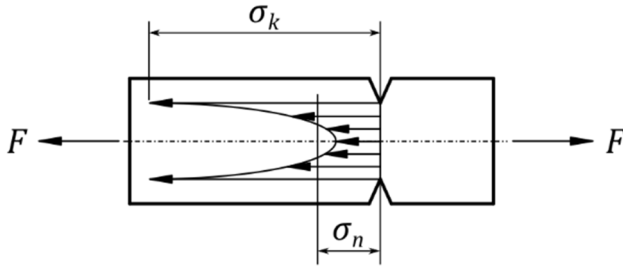
Burada K_t , gerilme yoğunluğu katsayısı olarak tanımlanmıştır. Çentik hassasiyeti (q) malzeme ve çentik kök yarıçapına bağlı olarak 0 ila 1 arasında bir değer alır. Yüksek dayanımlı çeliklerin düşük dayanımlı çeliklere göre çentik açısından daha hassas olduğu bilinmektedir.

2.4. Kırılma Mekaniği

Makine parçalarının hasarı, kalıcı şekil değişimi veya kopma sonucu makinenin iş görememesi durumudur. Makine parçasının kopma sonucu hasara uğraması için geçen süre kırılma mekaniği yaklaşımı ile tahmin edilerek önlemler alınabilir.

Kırılma mekaniği yaklaşımı yorulma ömrü tahmininde kullanılan bir yöntem olarak kaynak bağlantılarının mukavemet hesaplamalarında önemli bir yer tutmaktadır. Kırılma mekaniği parçada çatlakla sebep olacak bir kusurun var olduğunu kabul eder. Yorulma hasarına sebep olan çatlak için üç aşama söz konusudur. İlk aşamada çatlak oluşur ve sınır çatlak boyu ulaşır. İkinci aşamada çatlak büyümesine devam eder. Son aşamada ise parça ani kopma göstererek hasara uğrar. Kırılma mekaniği yaklaşımına çatlak ilerleme hızını belirleyip belirli aralıklarla takibi sağlanır. Servis ömrünü tamamlayan parçanın kopmasına izin verilmeden değiştirilmesi sağlanır. Böylece yorulma hasarının makinenin diğer parçalarına zarar vermesinin önüne geçilir.

Doğrusal esnek kırılma mekaniği yaklaşımında çatlak ilerlemesi enerji yöntemleri



Şekil 2.14. Çentik etkisi

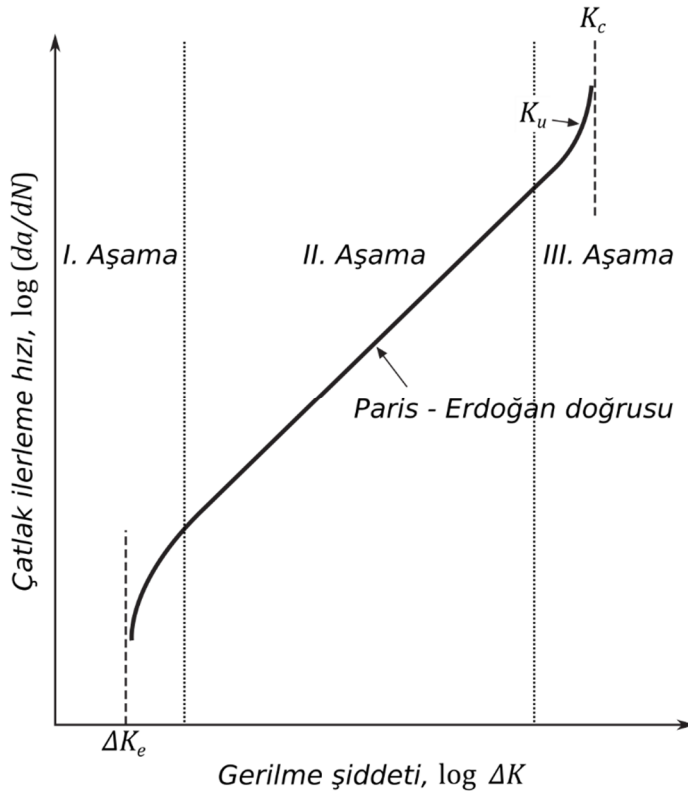
ve kırılma şiddeti katsayısı yaklaşımı kullanılarak incelenmektedir. Kırılma mekaniği yaklaşımında çatlak başlangıç boyu (a_0), zaman içerisinde büyüyerek sınır çatlak boyu (a_c) değerine ulaşır. Çatlak boyunun çevrim sayısı boyunca değişimi bir eğri ile gösterildiğinde, eğrinin eğimi çatlak ilerleme hızı (da_k/dN) olarak ifade edilir. Kırılma mekaniği yaklaşımında çatlak ilerleme hızı, gerilme şiddeti sabiti (K) ile ilişkilendirilir. Şekil 2.15'te çatlak ilerleme hızının gerilme yoğunluğu katsayısı ile değişimi gösteren çizge bulunmaktadır. I. Aşamada çatlak büyümesi eşik değeri (ΔK_e) için çatlak büyüme hızı sıfıra yakınsamaktadır. Bu değer altında çatlak büyümesi söz konusu değildir. II. Aşamada çatlak büyüme hızı düzgün bir şekilde artmaktadır. Buradaki doğru Denklem (2.14)'te verilen Paris – Erdoğan eşitliği ile ifade edilmektedir.

$$da_k/dN = C(\Delta K)^m \quad (2.14)$$

Yukarıdaki eşitlikte C ve m sabitleri malzemeye, gerilme durumuna, çevresel etkilere ve sıcaklığa olarak tanımlanmış değerlerdir ve deneysel olarak elde edilirler. Gerilme şiddeti (K) Denklem (2.15) ile hesaplanmaktadır.

$$K = Y\sigma\sqrt{\pi a_k} \quad (2.15)$$

Burada Y geometrik özellikleri ifade eden katsayıdır. Gerilme şiddeti farkı (ΔK) Denklem (2.15)'ten yola çıkılarak, değişken gerilmeye maruz kalan parça için Denklem (2.16) ile hesaplanır.



Şekil 2.15. Çatlak ilerleme eğrisi

$$\Delta K = K_u - K_a = Y(\sigma_u - \sigma_a)\sqrt{\pi a_k} \quad (2.16)$$

Birçok kaynak bağlantısı için düzeltme katsayıları elde edilmiştir. Bu düzeltme katsayılarının yardımıyla duyarlı gerilmeden veya ortalama gerilmeden yola çıkarak kırılma mekaniği yaklaşımı uygulanabilir.

Gerilme şiddeti sabiti, bir malzeme için kırılma şekillerine göre farklı değerler alır. Çekme kırılmasında gerilme şiddeti sabiti (K_I) olarak simgelenir. Çekme kırılmasına gerilme şiddeti çatlak büyüdükçe artarak K_u değerine ulaşır. K_u değerinin malzemenin sınır gerilme şiddeti (K_c) değerine yakınsadığı durumda ani kırılma meydana gelir. Bu kırılma çok sürede gerçekleştiği için parçanın yorulma ömrü çatlak oluşması ve çatlak ilerlemesi aşamalarının toplamı olarak ifade edilir. Parça mevcut bir çatlağın olması durumunda yorulma ömrü sadece çatlak ilerleme aşaması olan Paris – Erdoğan doğrusu ile belirlenir. Bu doğrunun denkleminde çevrim sayısı (N) çekilir ve Denklem (2.15) dâhil edilirse Denklem (2.17) elde edilir.

$$N = \frac{1}{C(Y\Delta\sigma)^m \pi^{m/2}} \int_{a_0}^{a_c} \frac{1}{Y^m a_k^{m/2}} da \quad (2.17)$$

Denklem (2.17)'de geometrik katsayı Y , çatlak boyuna bağlı olduğu için değişmektedir ve integral dışına alınmamaktadır.

Paris eşitliğinde gerilme oranı (R) hesaplamaya dâhil edilmediğinden gerilme oranının önemli olduğu malzemeler için Forman düzeltmesi uygulanır (Denklem (2.18)).

$$\frac{da}{dN} = \frac{C(\Delta K)^m}{(1-R)K_c - \Delta K} \quad (2.18)$$

Çatlak ilerleme hızı doğrudan gerilme şiddeti farkına bağlıdır. Gerilme şiddetindeki artış korozyon, yüzey pürüzlülüğü, sıvı basıncı ve kalıntı gerilmelerden kaynaklanan yerel basma gerilmeleri sebebiyle yavaşlar. Bundan çatlak ilerleme hızı düşer ve parça beklenenin üzerinde bir ömür gösterir. Yarıçap (r) ve çatlak arasındaki ilişki, $r_0 \cong 0,1a_k$ olarak verilmektedir.

2.5. Kaynaklı Bağlantılarda Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi ile kaynaklı bağlantıların yorulma dayanımının hesaplanmasında, uygulanacak yaklaşımın gereksinimleri dikkate alınır. Yorulma tahmini yaklaşımına göre seçilecek olan eleman tipi ve sayısı ile örüntü yoğunluğu gibi yöntemin kendine has özelliklerine karar verilmesi gerekmektedir. Sonlu elemanlar yönteminden elde edilen sonuçlar, özellikle kaynaklı bağlantıların düzensizliklerinden kaynaklanan gerilme dağılımındaki tekil noktaların belirlenmesi açısından son derece örüntü yoğunluğuna ve kullanılan eleman tipine bağlıdır.

Kaynak bağlantılarının sonlu elemanlar çözümlemesi teorik olarak yapılabilir. Ancak kaynak geometrisi uygulamada sonlu elemanlar modelinde (SEM) olduğu gibi düzgün değildir. Kaynak bağlantısını tüm geometrik özellikleri ile tanımlamak sonlu elemanlar çözümünün süresini uzatacağı için tercih edilememektedir.

Kaynak mukavemetinin sonlu elemanlar çözümlerinin uygulamaya dair sonuçlar verebilmesi için Taylor vd. (2002) ve yorulma dayanımının hesaplanması için Smith ve Miller (1978) çalışmalarından yola çıkarak çatlak modellenmesi metodunun kaynak bağlantılarında da kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Ancak bu çözümlerinde kullanılan malzeme katsayılarının deneysel yöntemlerle bulunması gerekmektedir.

Sonlu elemanlar yönteminin, kaynaklı bağlantıların yorulma çözümlerinde kullanılmasında iki ayrı amaç söz konusudur. Bunlardan birincisi, ortalama gerilme, duyarlı gerilme veya etkin çentik gerilmesi yaklaşımları için sonlu elemanlar yönteminden yararlanılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi bahsi geçen yaklaşımlar için yorulma ömründe söz sahibi olan gerilmenin büyüklüğünü tespit etmek için kullanılmaktadır. İkinci kullanım alanı ise kırılma mekaniği yaklaşımının uygulanmasıdır. Bu durumda kaynaklı bağlantının çentik etkisi oluşturan bölgelerinde başlamış olduğu kabul edilen çatlakın kırılma özelliklerinin hesabıdır.

Ortalama gerilme yaklaşımı kullanılması durumunda sonlu elemanlar yöntemi kaynak bölgesindeki ortalama gerilmenin bileşenlerinin hesaplanması için kullanılır. Bu durumda örüntü yapısı basit ve kaba olabilir. Kaynak dikişi yakınlarında ortalama gerilme hesaplanırken gerilme artırıcı etkenler dâhil edilmemesi gerekir (Hobbacher 1996).

Kırılma mekaniği yaklaşımında ise gerilme şiddeti, J-integrali ve enerji salınım oranını hesaplamak için çatlak ucunda tekil gerilmeleri destekleyen elemanlar veya sıklaştırılmış örüntü yapısı kullanılır (Madenci ve Guven 2015).

Kırılma mekaniği uygulamalarında çatlak modellenmesi için geliştirilen yöntemler mevcuttur. Çatlak ucunun sık elemanlı örüntüsünün oluşturduğu işlem maliyetinin azaltmak için, 8 noktalı eş dağılımlı dörtkenarlı elemanların orta düğümlerinin çatlak ucundan çeyrek birim uzaklığa kaydırılması ile oluşturulan yeni elemanların kullanılması önerilmiştir (Henshell ve Shaw 1975).

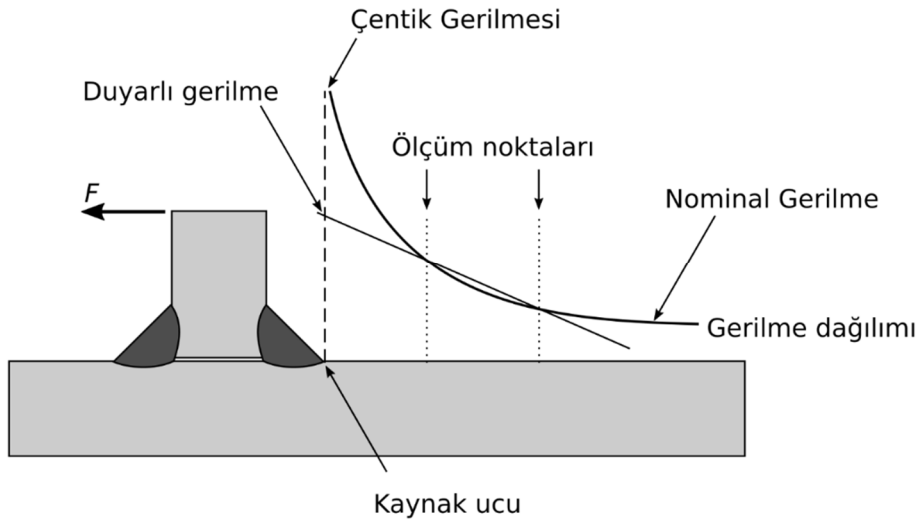
2.6. Kaynaklı Bağlantıların Yorulma Tahminlerinde Kullanılan Yaklaşımlar

Kaynak bağlantılarının yorulma davranışını belirleme ve ömür tahminlerinde farklı yaklaşımlar sunulmuştur. Genel ve yerel yaklaşımlar ile bunların özelleştirilmiş türleri bulunmaktadır. Genel yaklaşımda $S - N$ eğrilerinden yola çıkarak sabit genlikteki gerilmelere karşı olan yorulma ömrü tahminleri yapılmaktadır. Yerel yaklaşımlarda mevcut olan veya farazi bir çatlakın davranışı tahmin edilmeye çalışılır.

Kaynak bağlantılarının yorulma tahminlerinde kullanılan yaklaşımlar:

- Ortalama gerilme yaklaşımı
- Duyarlı gerilme yaklaşımı
- Çentik gerilmesi yaklaşımı
- Kırılma Mekaniği yaklaşımı

Yukarıda belirtilen yaklaşımlar uygulanmadan önce seçilen yaklaşıma göre kaynaklı bağlantıda gerilme türleri belirlenir. Farklı yaklaşımlarda kullanılan gerilmeler şekilsel tanım olarak Şekil 2.16'da gösterilmiştir.



Şekil 2.16. Yorulma tahmini yaklaşımında kullanılan gerilmeler (Hobbacher 1996)

2.6.1. Ortalama gerilme yaklaşımı

Ortalama gerilmeler yaklaşımı, hesaplamaların pratik olması açısından birçok kaynak bağlantısı uygulamasında halen kullanılmaktadır. Çelik yapılarda, gemilerde, basınçlı kaplarda vb. alanlarda yapı ağırlığının kabul edilir olmasından dolayı tercih edilir. Çoğu kez bu konstrüksiyonların yorulma dayanımlarının hesabında sonuç tatmin edici olabilir. Ancak otomotiv ve uçak endüstrisinde olduğu gibi yapı ağırlığının önem arz ettiği durumlarda yerel yaklaşımların kullanılması tercih edilmektedir.

Kaynak bağlantısının zorlamaya maruz kalan kesitindeki gerilmenin dikkate alınarak yorulmaya karşı dayanımı incelenir. Bu yaklaşımda çentik etkileri dikkate alınmaz ancak parçanın geometrisinden kaynaklanan gerilme artışları hesaba katılır. Ortalama gerilme yaklaşımında parçanın tam elastik davranış sergilediği düşünülür (Hobbacher 1996).

Kuvvet ve tepkilerin olduğu yerlerdeki gerilme artışları ile eksenel ve açılacak kaçıklıkların olduğu kaynaklı birleştirmelerde ortalama gerilme hesaplanırken, gerilme bir artım katsayısı (k_m) ile çarpılır (Hobbacher 1996; Niemi vd. 2006).

Ortalama gerilme yaklaşımında kaynaklı bağlantıda, kaynak bölgesinden ziyade tüm bağlantıya etki eden genel bir gerilmeden söz edilir. Yani yorulma tahminlerinde kaynak dikişinden dolayı oluşan gerilme yığılmaları dikkate alınmadan genel $S - N$ eğrileri kullanılır. Dolayısıyla ortalama gerilmenin ölçümü için gerinim pulu (GP) kullanıldığı zaman kaynak bölgesinden belirli bir mesafe uzakta, gerilme yığılmalarından etkilenmeyecek şekilde konumlandırılmalıdır (Hobbacher 1996; Niemi vd. 2006).

2.6.2. Duyarlı gerilme yaklaşımı

Duyarlı gerilme kaynaklı bağlantıda çatlak oluşması beklenen kaynak ucuna yakın (hasara duyarlı) bölgede oluşan gerilme artırıcı etkenlerden dolayı tanımlanmış gerilmedir. Duyarlı gerilme, kaynaklı bağlantının yapısından dolayı oluşan düzensizliklerin etkisini içerir. Duyarlı gerilme kaynak bölgesinde boyutlara ve yükleme durumuna bağlıdır (Hobbacher 1996; Niemi vd. 2006).

Genellikle plaka, profil ve boru gibi yapılarda duyarlı gerilme ile karşılaşılır. Bu gibi durumlarda duyarlı gerilme, normal gerilme (σ_n) ve eğilme gerilmesi (σ_e) bileşenlerine ayrılır. Bu yaklaşımda, yorulma tahmini hesapları için duyarlı bölgedeki maksimum asal gerilmeler dikkate alınır. Duyarlı gerilme yaklaşımı yapının tamamen sınıflandırılmadığı ve ortalama gerilmenin net olarak belirlenmediği kaynaklı bağlantılarda tercih edilir. Duyarlı gerilme hesaplanırken kaynak hatalarından dolayı kullanılan düzeltme katsayısı, gerilmenin ölçüm yöntemleri ile belirlenmesi durumunda uygulanmaz (Hobbacher 1996).

2.6.3. Etkin çentik gerilmesi yaklaşımı

Kaynaklı bağlantılarda, kaynak ucu ve kökünün çentik etkisi oluşturmasından dolayı sunulmuş yaklaşımlardan birisidir. Hesaplamaların bu çentik etkisi dikkate alınarak yapılması durumunda farazi bir çentik yarıçapından yola çıkılarak yapılması önerilmiştir (Hobbacher 1996, 2016).

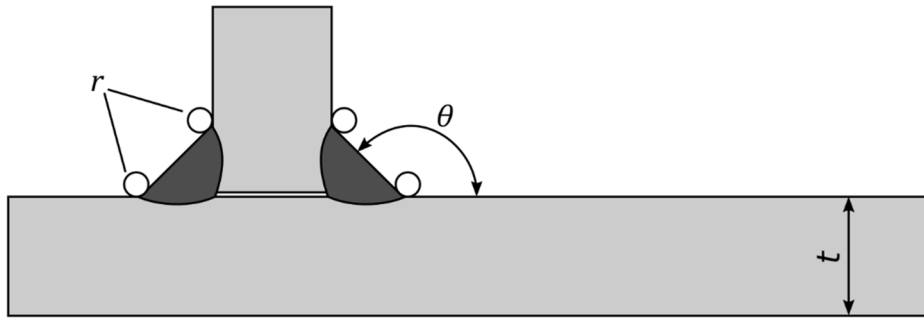
Etkin çentik gerilmesi yaklaşımının temelleri Mattos ve Lawrence (1975) tarafından sunulan çalışmaya dayanmakla birlikte Radaj tarafından Neuber'in içyapı destek teorisine yapılan ilave ile bugünkü halini almıştır. Denklem (2.19)'da r_g gerçek çentik uç yarıçapı, s birleşik etki çarpanı ve ρ^* içyapı destek uzunluğu olmak üzere r_f farazi yarıçapın hesabı verilmiştir (Radaj vd. 2009).

$$r_f = r_g + s \cdot \rho^* \quad (2.19)$$

Radaj'ın en kötü senaryosuna göre kaynak bağlantısındaki çentik etkisi oluşturan yerlerde başlamış olduğu kabul edilen çatlağın uç yarıçapı sifira çok yakın bir değer olacaktır. Gerçek yarıçapın sifira yakınsaması durumunda çelikler için ($s = 2,5$ ve $\rho^* = 0,4$) farazi çentik yarıçapı $r_f = 1 \text{ mm}$ olacaktır. İçyapı destek uzunluğu (ρ^*) malzemenin akma dayanımına bağlıdır.

Doğrusal elastik malzeme davranışı koşullarında, parça kalınlıklarının $t = 5 \text{ mm}$ değerinden büyük olduğu genel yapı çeliklerinde etkin çentik yarıçapının $r_f = 1 \text{ mm}$ olması durumunda tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Bu yaklaşımla yorulma tahmini yapılırken, etkin çentik gerilmesi yorulma dayanım eğrisi ile kıyaslanır (Radaj 1990; Hobbacher 1996, 2016). Etkin çentik yarıçapı kaynaklı bağlantıdaki çentik etkisi oluşturacak yerlerde çentiğin kök yarıçapı yerine kullanılır (Şekil 2.17).

Bu yöntem malzeme kusurlarından kaynaklanan kırılmalar haricinde kaynak kökü ve kaynak ucundan başlayan kırılmalara uygulanabilir. Aynı zamanda gerilme bileşenlerinin kaynağa ya da kök açıklığına paralel olması durumu için de uygulanabilir değildir (Hobbacher 1996).



Şekil 2.17. Açılış açısı (θ) ve kaynak radyusları (r)

Etkin çentik gerilmesi veya gerilme yoğunluğu katsayısı değiştirgesel bağıntılarla (parametrik denklemlerle), sonlu elemanlar veya sınır elemanlar gibi yöntemlerle hesaplanabildiği gibi çizgelerden de okunabilir.

2.6.4. Kırılma mekaniği yaklaşımı

Kaynaklı bağlantıların teşkilinde kaynak dikişinin birleştirilen parçalarla bütünlleştiği kısımlarda, kaynak kökünde ve kaynak ucunda bulunan düzensizlikten dolayı çentik etkisi oluşur. Çentik etkisi yaklaşımı bu noktalardaki en yüksek elastik gerilmeyi dikkate alarak kaynaklı bağlantının yorulma ömrünü tahmin eder. Kırılma mekaniğinin temelleri üzerine kurulan bu yaklaşımda, etkin çentik gerilmesinden farklı olarak farazi bir çentik yarıçapı yerine çentik gerilmesini kırılma mekaniğine uygulayarak yorulma ömrünün belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu yaklaşıma göre, yorulma hasarı ortalama gerilme veya duyarlı gerilmekten ziyade kaynak ucundaki yerel gerilmelerin bir sonucudur (Sonsino ve Maddox 2001).

Farazi yarıçapın $r_f = 0,05 \text{ mm}$, nokta (Zhang ve Richter 2000) ve lazer kaynağı (Zhang vd. 2002) üzerine yapılan çalışmalarda başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Ancak etkin çentik gerilmesine göre farklı bir yarıçap önerilmiş olmasından dolayı bu yaklaşımda kullanılan yorulma sınıfları da farklıdır.

Çentik ucundaki gerilme veya gerinim kaynak bağlantısının dayanımını büyük ölçüde etkilediğinden bu yaklaşım yorulma ömrünün belirlenmesinde gerçeğe en yakın sonuçları veren yöntemdir. Ancak geleneksel yöntemlere göre ölçüm, test ve hesaplama maliyeti fazla olduğundan uygulanması zordur (Radaj 1990).

Bu yöntemle doğru ömür tahminleri yapabilmek için çentik gerilmesi hakkında teorik bilgiye; sonlu elemanlar gibi sayısal bir metoda; gerinim pulları gibi bir ölçüm yöntemine; geometri, boyut ve Şekil açısından oluşan farklılıkların etkisi ve imalattan kaynaklanan sapmalara ilişkin bilgiye; bölgesel gerilme-uzama döngüsüne, ana metalin ve kaynak metalinin içyapısından kaynaklanan yorulma dayanımını etkileyen hususlar hakkında bilgiye, zamanla değişen yükleme koşullarından dolayı oluşan hasar birikimine, dinamik yüklemekten kaynaklanan etkilerin test edilmesine; kaynak ucundaki kalıntı gerilmelere dikkat etmek gerekir (Radaj 1990).

Etkin çentik gerilmesi yaklaşımının $t < 5 \text{ mm}$ olması durumunda yetersiz kaldığı

görülmüştür. Bu kalınlıktaki parçaların kaynaklı birleştirilmesinde daha küçük bir çentik yarıçapının uygun olacağı belirtilmiştir. Çatlak yarıçapının $r = 0,05 \text{ mm}$ olduğu durum için yeni yorulma eğrisi tanımlanarak ince parçalarına yorulma ömrü tahmininde kullanılabilceği belirtilmiştir (Sonsino 2009).

2.6.5. Çentik gerilmesinin belirlenmesi

$S - N$ eğrisi yorulma ömrü hakkında genel bir fikir verirken kırılma mekaniği yaklaşımı çatlak ilerlemesi hakkında da fikir verir. Kırılma mekaniği yaklaşımında hasara giden yol üç kısımdan oluşmaktadır: çatlak oluşumu, çatlak ilerlemesi ve kopma (Şekil 2.15). Çatlak ilerlemesi kesme düzleminde ve çekme gerilmesine dik düzlemde olmak üzere iki aşamadan oluşur. Ancak kaynak bağlantılarında kesme düzleminde çatlak ilerlemesi söz konusu değildir (Gurney 2006). Çatlak oluşumu aşaması mühendislik açısından bakıldığında, çatlağın tespit edilebilir sınır olan $0,25 \text{ mm}$ boyuna ulaşması durumunda tamamlanmış kabul edilir (Radaj 1990). Kaynak bağlantılarında çatlak oluşumu yok sayılabilir. Kaynakta mevcut olan kusurlar, kaynak ucundaki veya kökündeki süreksizlikler çatlak olarak değerlendirilir. Bundan dolayı kaynak bağlantılarının ömrü kırılma mekaniği yaklaşımına göre çatlak ilerleme süresi kadardır.

Çatlak ilerleme aşaması ise parçanın halen çalışabilecek kadar kırılma tokluğuna sahip olduğu, çatlak boyunun yaklaşık olarak parça kalınlığının yarısına erişene kadar geçen süredir (Radaj 1990).

Genel olarak yorulma dayanımı Denklem (2.20) ile belirlenir.

$$\sigma_{nA} = \left(\frac{N}{N_E} \right)^{\frac{1}{k}} \sigma_{nAE} \quad (2.20)$$

Çatlak ilerlemesi gerilme yoğunluğuna (ΔK) bağlı olarak hesaplanır. Gerilme yoğunluğu çatlak ucundaki gerilme durumunu ifade eder. Gerilme yoğunluğu, çatlak büyüklüğüne, çatlak geometrisine, çatlak bulunan parçanın geometrisine bağlı olarak (2.21) bağıntısına göre hesaplanır.

$$K = YM\sigma\sqrt{\pi a} \quad (2.21)$$

Çentik gerilmesinin bileşenleri normal gerilme (σ_n), eğilme gerilmesi (σ_e) ve doğrusal olmayan gerilme (σ_d)'dir. Kalınlığı t olan bir plakadaki gerilme dağılımı analitik olarak Denklem (2.22), (2.23) ve (2.24) kullanılarak hesaplanabilir.

$$\sigma_n = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(x) dx \quad (2.22)$$

$$\sigma_e = \frac{6}{t^2} \int_0^t (\sigma(x) - \sigma_m) \cdot \left(\frac{t}{2} - x \right) dx \quad (2.23)$$

$$\sigma_d = \sigma(x) - \sigma_m - \left(1 - \frac{2x}{t}\right) \sigma_b \quad (2.24)$$

2.6.6. Kaynaklı bağlantıların yorulma ömrü

Yorulma ömrü çoğunlukla sabit veya değişken genlikli testlerden elde edilen verilerle belirlenmektedir. Yorulma ömrü belirlenirken küçük ölçekli numunelerde test numunesinin tamamen kopması beklenir. Yorulma ömrü çevrim sayısı ile ifade edilir ve $S - N$ eğrilerinde gösterilir.

Kırılma mekaniğinde çatlak ilerlemesine ilişkin değişkenler yapılan testlerin değerlendirilmesi sonucunda belirlenir. Aksi belirtilmedikçe, yorulma verileri çift yönlü %75 güven aralığında, en az %95 sağ kalım olasılığı olduğu kabul edilir (Hobbacher 1996).

Literatürde yorulma dayanımı kaynaklı bağlantıyı temsil edecek örneklerin test edilmesiyle belirlenmiştir. Bundan dolayı:

- Verilen detaya göre gerilme yığılmalarının etkisini
- Kaynak geometrisine bağlı olarak yerel gerilme yığılmaları
- İmalattan dolayı oluşan kaynak kusurları
- Gerilme yönü
- Kalıntı kaynak gerilmeleri
- İy yapı değişimleri
- Kaynak metodu
- İnceleme metodu
- Kaynak sonrası işlemler

gibi etkiler bu çizgelerde görülmektedir. Ayrıca statik gerilmelerin dikkate alınmasının zorunlu kıldığı kısıtlamalar içerisinde yorulma dayanımı eğrileri çekme mukavemetinden bağımsızdır (Hobbacher 1996).

Yorulma dayanımı eğrileri 2 milyon çevrimde ulaşılan dayanım değerine göre isimlendirilir. Bu aynı zamanda yorulma sınıfıdır.

Normal gerilmenin esas alındığı değerlendirmede yorulma dayanımı eğrisinin eğimi $m = 3$ değerini alır. Sabit genlikli yorulma sınırı 5×10^6 çevrimdir. Kayma gerilmesi durumunda eğim $m = 5$ ve buna karşılık yorulma sınırı 10^8 çevrimdir.

Poutiainen ve Marquis (2006) çalışmalarında tehlikeli bölge yaklaşımını esas alarak yük taşıyan ve yük taşımayan köşe kaynaklarını sonlu elemanlar yöntemi ile incelemiştir. Modelde parabolik eş dağılımlı düzlem gerinim elemanı kullanarak yaptıkları çalışmada, kaynak bağlantılarında gerilim dağılımının parça kalınlığına göre değiştiğini göstermişlerdir. Bu durumda geleneksel ortalama gerilme yaklaşımının kalınlığa göre bir düzeltme katsayısı kullanılması gerektiği sonucuna ulaşmışlardır.

Çelik malzemelerin kaynak ısısı altında içyapısının değişiminin dolayısı ısı tesiri

altındaki bölgelerde malzeme hasarı oluşmaktadır (Radaj 1990). Alüminyum ve çelik malzemeler için yapılan bir çalışmada farklı çentik katsayılarına ulaşılmıştır. Bu çalışmada kaynak dikişinin birleşme açısının sıfıra yaklaştırılması ile yani içbükey kaynak dikişi olması haline alüminyum ve çelik için aynı çentik katsayısına ulaşılmıştır (Lazzarin ve Livieri 2001).

Son zamanlarda kaynaklı bağlantıların ömrünü yakın bir şekilde tahmin edebilen yerel yaklaşımlar üzerine durulmaktadır (Radaj vd. 2006). Bu yaklaşımlar arasından, kaynak kökünü çentik kabul ederek ana metal içerisinde çatlak büyümesini kırılma mekaniği açısından inceleyen yaklaşımlar önce çıkmaktadır (Lazzarin ve Livieri 2001; Taylor vd. 2002; Lazzarin vd. 2003; Carpinteri vd. 2015;).

Jörg Baumgartner (2017) yapılmış çalışmalar üzerinde değerlendirme bulunmuş ve kalınlığı $t \geq 5 \text{ mm}$ olan parçaların kaynak ucundan başlayan hasarları için etkin çentik gerilmesi yaklaşımının uygun olduğu ve bu türdeki bağlantılarda farazi çentik yarıçapı olarak $r = 1,0 \text{ mm}$ alınabileceğini belirtmiştir.

Brennan vd. (2000) T – kaynak bağlantı üzerine sonlu elemanlar yöntemini kullanarak yaptıkları çalışmalarında dikiş yarıçapları, kaynak açısı ve destek plakalarının boyutlarına göre değerlendirmelerde bulunmuştur. Çalışmalarında iki boyutlu düzlem gerilme hali için parametrik denklemleri çekme ve saf eğilme gerilmesi için doğrulamışlardır.

Berto ve Fergani (2017) farazi çentik yarıçapı yaklaşımını kullanan çalışmalar üzerinden, birleşik yüklemeye maruz kalan parçaların yorulma dayanımı incelemiştir. İyiyapı, çatlak başlama açısının ve gerçek çatlak yarıçapının farazi çatlak yarıçapını belirlemede etkili olduğu belirtmişlerdir.

Sonsino (2009) çentik gerilmesi yaklaşımını birleşik gerilmeye maruz kalan kaynaklı bağlantılar üzerine yaptığı çalışmada çentik yarıçapının $r = 1,00 \text{ mm}$ ve $r = 0,05 \text{ mm}$ olduğu durum önerilerde bulunmuştur. Buna göre birleşik gerilme ile zorlanan çentiklerde Gough-Pollard bağıntısının geçerli olduğunu belirtmiştir. Ayrıca incelediği yarıçaplar için kullanılması gereken yorulma sınıflarını da vermiştir.

Birleşik gerilmeye maruz kalan kaynaklı bağlantılarda yapılan yorulma ömrü tahminlerinde birleşik gerilmenin değerlendirilmesi için mukavemet hipotezlerinden faydalanılmaktadır. Esnek malzemeler için en büyük asal gerilme önerilirken gevrek malzemelerde von Mises gerilme ölçütünün daha iyi sonuçlar verdiği belirtilmektedir (Radaj vd. 2006).

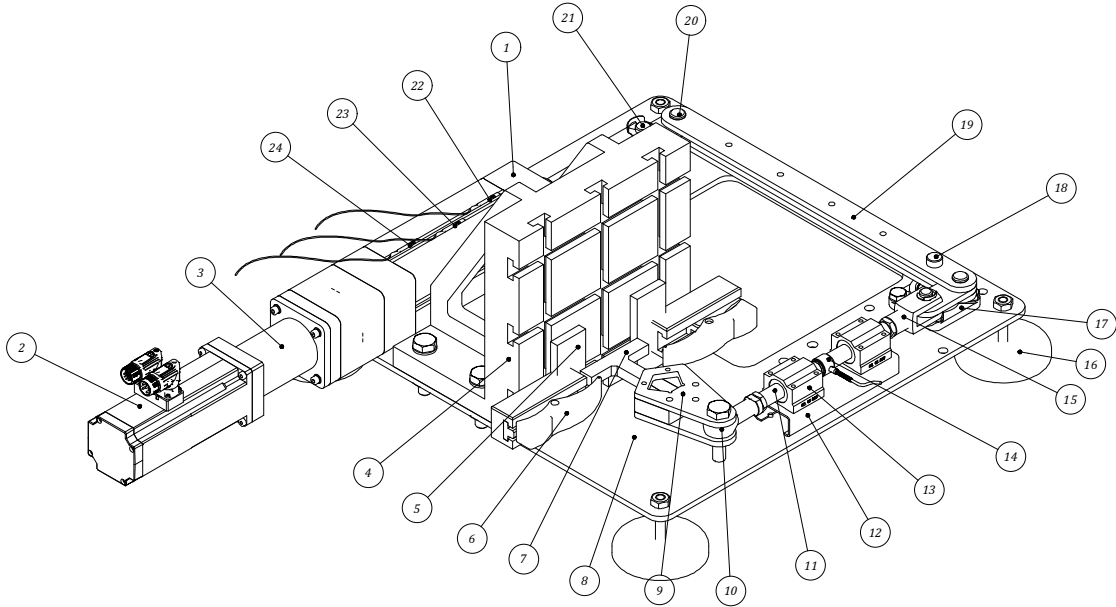
3. MATERYAL VE METOT

3.1. Deney Düzenegi

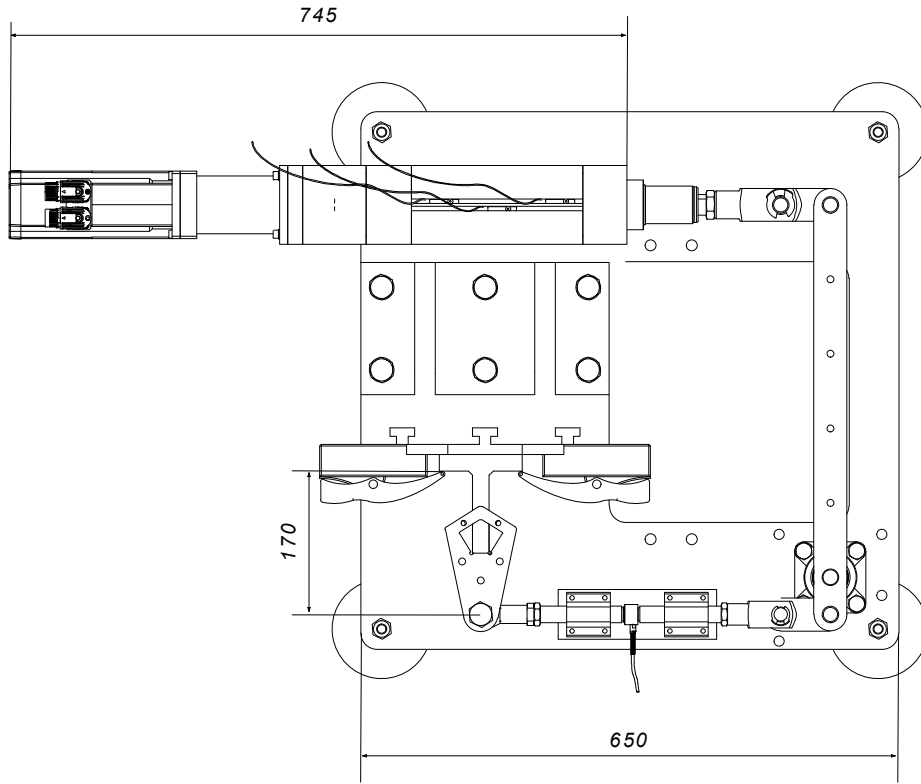
Kaynak bağlantılarının yorulma dayanımlarını tespit edilmesi için doğrusal yorulma test düzenegi tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Deney düzeneginin genel görünümü Şekil 3.1 ve üst görünüşü Şekil 3.2’de verilmiştir. Deney düzeneginde kullanılan elemanlar 650 x 650 mm boyutlarındaki bir tabla üzerine yerleştirilmiştir. Deney düzeneginde tahrik bir servo motor ile verilmektedir. Servo motor redüktör üzerinden bir elektromekanik silindiri harekete geçirmektedir. Elektromekanik silindir, dairesel hareketi doğrusal harekete çevirerek kaldıraca kuvvet uygulamaktadır. Kaldıraç ise bir mile sabitlenmiş durumda olup kuvveti 5 kat artırarak deney numunesine iletmektedir. Deney düzeneginde bulunan yük hücresi testlerin kuvvet esaslı olarak yapılması için kullanılmaktadır. Kuvvetin tek eksende ölçümünün yapılabilmesi için iki doğrusal rulman arasına yataklandırması yapılmıştır. Deney numuneleri L gönye üzerine hassas paralel parçalar kullanılarak kızaklı pabuçlarla bağlanmıştır. Deney numuneleri kuvvet miline bir gözlü mafsal özel aparat ile bağlanmıştır.

Elektromekanik silindir

Doğrusal olarak yataklanmış bir milin hareket vidasına dönme hareketi verilmesi sonucunda, dönme hareketini doğrusal harekete çeviren makinedir. Düzenekte kullanılan elektromekanik silindir, Parker Hannifin marka ETH80 serisi bir elektromekanik silindir olup 26 kN kuvvete kadar uygulayabilmektedir. Deney düzeneginde kullanılan elektromekanik silindirin hareket özellikleri Şekil 3.3’te görülmektedir.



Şekil 3.1. Deney düzeneginin genel görünümü; (1) Elektromekanik silindir, (2) servo motor, (3) redüktör, (4) L gönye, (5) paralel parça, (6) kızaklı pabuç, (7) deney numunesi, (8) tabla, (9) ara bağlantı elemanı, (10) gözlü mafsal, (11) kuvvet mili, (12) profil, (13) doğrusal rulman, (14) yük hücresi, (15) çatal mafsal, (17) rulman, (18) mil, (19) kaldırıcı, (20) perno, (21) çatal mafsal, (22) ileri sınırlayıcı, (23) ev konumu, (24) geri sınırlayıcı



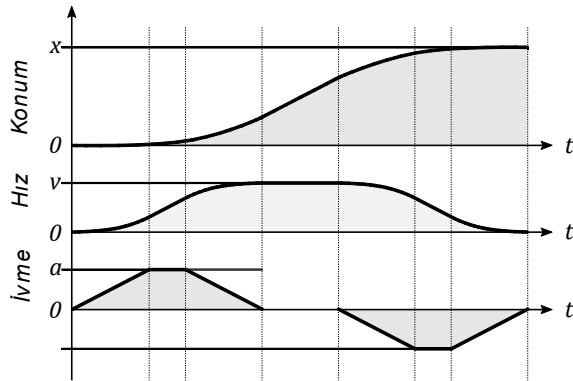
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin üst görünüşü

Motor

Elektromekanik silindire dönme hareketi vermek için kullanılmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan servo motor, Parker Hannifin marka SMH serisidir.

Motor sürücü ve kontrol birimi

Motorun hareketini kontrol etmek için kullanılmıştır. Parker Hannifin marka Compax3 birimi aynı zamanda motor sürücü ve kontrol birimidir. PLC tabanlı kontrol sağlayan Compax3, IEC 61131 standartlarına göre betimleme imkânı sunmaktadır. IEC 61131 endüstriyel otomasyon sistemlerinin kontrolü için oluşturulmuş bir standarttır (John ve Tiegelkamp 2010).



Şekil 3.3. Elektromekanik silindirin hareket özellikleri

Redüktör

Motor ile elektromekanik silindir arasında momenti artırmak için kullanılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan redüktör, Parker Hannifin marka olup 5 çevrim oranına sahiptir.

Kaldıraç

Elektromekanik silindirler doğrusal yatakları bilyalı elemanlar olup, kullanım ömrü uygulama kuvvetine göre değişmektedir. Tasarlanan kaldıraç ile elektromekanik silindirin daha düşük bir kuvvette çalışması sağlanarak kullanım ömrünün uzatılması hedeflenmiştir.

L-gönye

Deney numunelerinin hızlı ve masif şekilde bağlanması amacıyla kullanılmıştır.

Yük hücresi

Kuvvet verisini ölçmek için ve Compax3 biriminin kontrolü sağlayabilmesi için kullanılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan yük hücresi Futek markadır (Şekil 3.4).

Yaklaşım algılayıcılar

Manyetik alanı algılayarak veri gönderen cihazlardır. PNP tip normalde açık olan algılayıcılardan ikisi deney numunesi kırıldıktan sonra sayısal veri göndermekte olup diğeri ise deneylerde devir sayıcı olarak kullanılmıştır (Şekil 3.5).

Deney numunesinin bağlanması

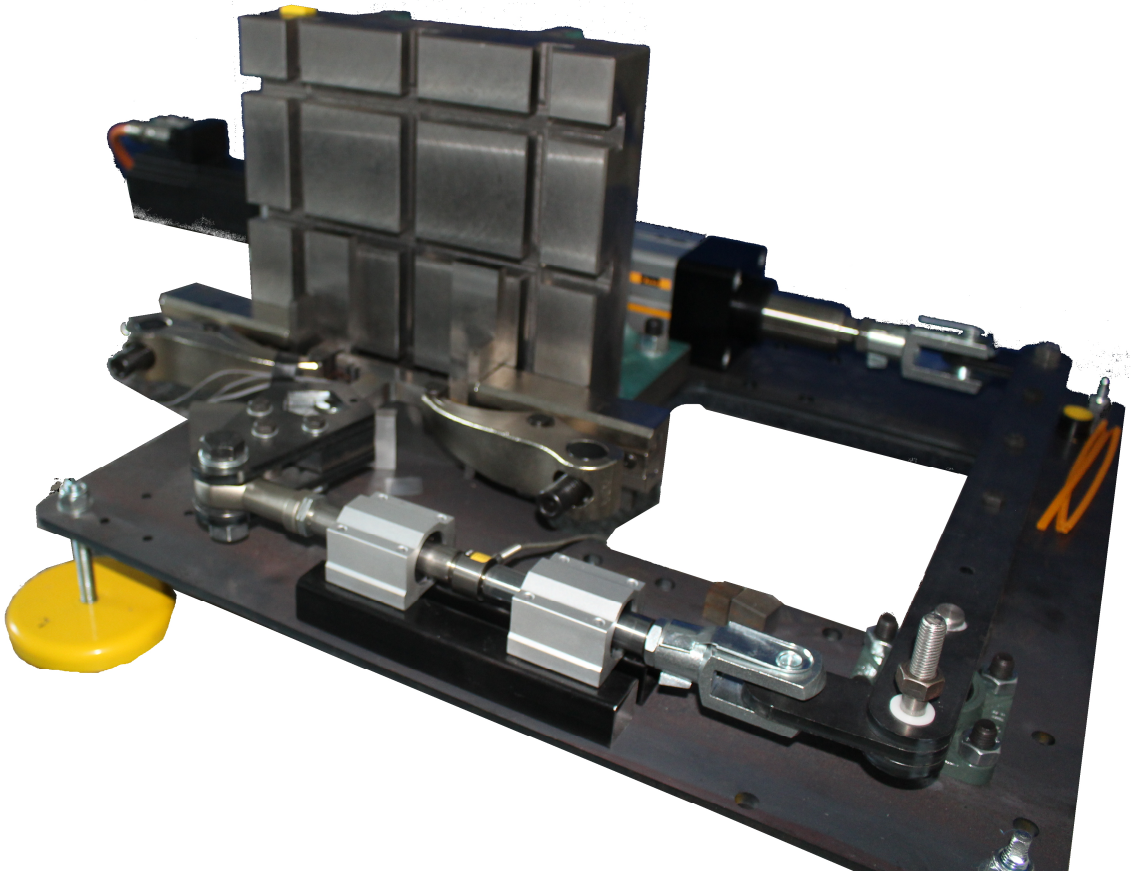
Deney düzeneği Şekil 3.6'da görülmektedir Deney numuneleri kuvvet çenesine ve kızaklı pabuçlar yardımı ile L-gönyeye bağlanmaktadır (Şekil 3.7).



Şekil 3.4. Yük hücresi



Şekil 3.5. Yaklaşım algılayıcı



Şekil 3.6. Deney düzeneği



Şekil 3.7. Deney numunesinin deney düzeneğine bağlanması

3.1.1. Kuvvet ölçüm yöntemi

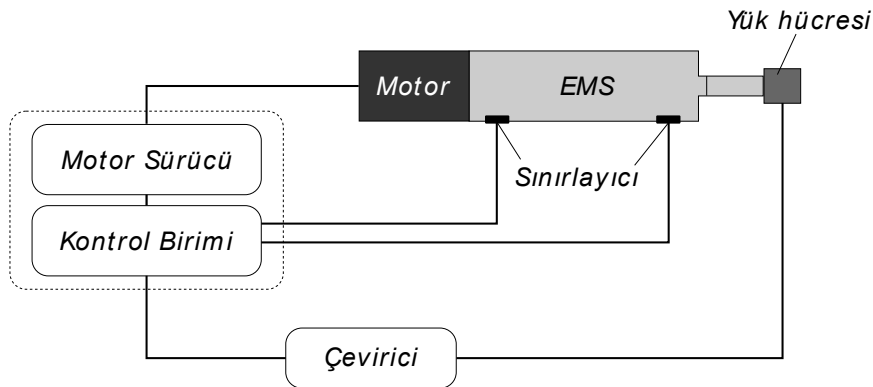
Kuvvet ölçümleri iki doğrusal rulman arasında yataklanmış çekme – basma tipindeki yüksek kesinliğe sahip yük hücresi ile yapılmıştır. Yük hücresinin kesinliği $\pm\%0,5$ olup 13 kN kuvvete kadar ölçüm yapabilmektedir. Yük hücresinden gelen gerilim değerinin $0 - 10\text{ V}$ aralığında analog sinyale dönüştürülerek denetim birimine gönderilmesi için verici kullanılmıştır. Yük hücresi vericisi ve bağlantıları Şekil 3.8’de görülmektedir. Vericinin boşa ve yükte ölçümlemesi yapılması gerekmektedir. Yükte ölçümleme için 100 kg ’lık ağırlık kullanılmıştır. Ölçümlerde $1,33\text{ N}$ ($0,001\text{ V}$) gürültü mevcuttur.

3.1.2. Deney düzeneğinin mantıksal kontrolü

Deney düzeneğinin mantıksal kontrol şeması Şekil 3.9’da ve deney düzeneğinin yordamı Şekil 3.10’da görülmektedir. Deney başlangıç sinyali alındıktan sonra sisteme verilen kuvvet bilgisine göre parça zorlanmaktadır. Yük hücresinden alınan kuvvet sinyali ile hareket geri çekilerek doğrusal yorulma uygulanmaktadır. Parça kırıldıktan sonra veya kalıcı olarak hasara uğrağında elektromekanik silindir sınırlayıcıya kadar ulaşmakta sınırlayıcı olarak kullanılan yaklaşım algılayıcıyı uyarmaktadır. Gelen uyarı ile deney sonlandırılarak devir sayısı kaydedilmektedir.



Şekil 3.8. Kuvvet vericisi

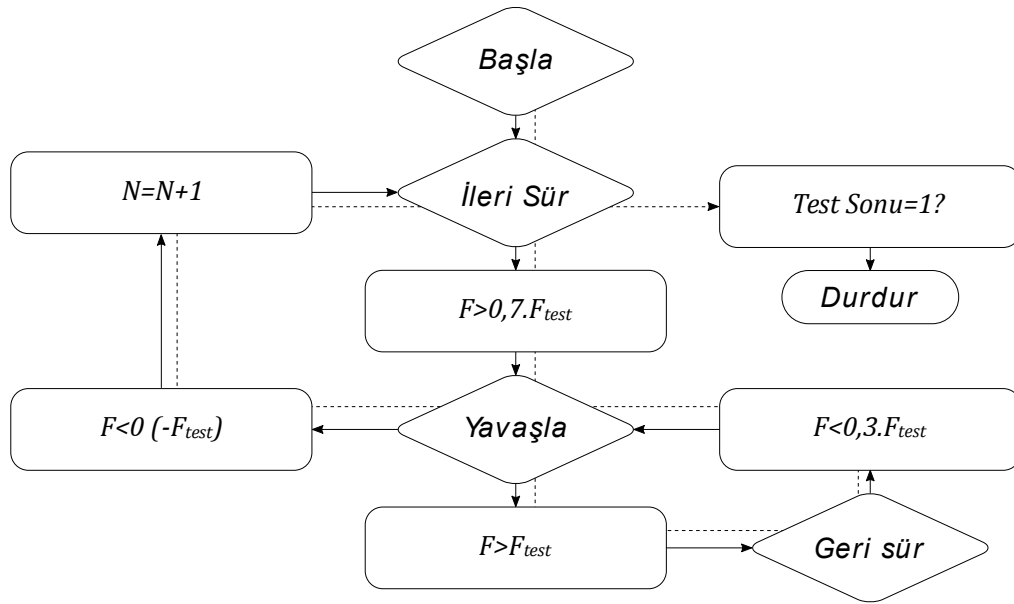


Şekil 3.9. Deney düzeneğinin mantıksal kontrolü

Deney düzeneğinin farklı deney koşullarında kullanımı için dokunmatik kullanıcı ekranı denetim birimine bağlanmıştır. Kullanıcı ekranının arayüzü yorulma deneyleri yapabilmeye için hazırlanmıştır. Bu arayüz kuvvetin büyüklüğünü, hızını ve ivmesini ayarlamanın yanı sıra tam değişken veya yarım değişken yükleme koşulları için deneylerin kolaylıkla ayarlanabilmesine imkân vermektedir. Kullanıcı arayüzü PLC programı ile uyumlu olarak geliştirilmiştir. Deney düzeneğinin yordamında (Şekil 3.10) “Başla” uyarısı kullanıcı ekranından verilmektedir. Bu şekilde elektromekanik silindir kuvvet uygulamaya başlamaktadır. Ayarlanan kuvvet değerine (F) ulaşana kadar bu hareketine devam etmektedir. Ancak kuvvet değerini gördüğünde geri dönmesi istendiğinde öncelikle durması gerekmektedir. Durana kadar (hızı sıfır olana kadar) bir miktar daha aynı yöndeki hareketine devam etmesi gerektiğinden ayar kuvvetinden daha fazla kuvvet parçaya etki edecektir. Bu durumu aşmak için ara denetim betiği eklenmiştir. Buna göre ayar kuvvet değerinin %70’ini gördüğünde yavaşlamaya başlayan elektromekanik silindir kuvvet değerini gördüğünde geri dönmektedir. Ters bir hareketi de tam değişken yükleme durumunda yapmaktadır. Hareket döngüsünü tamamladığında devir sayacını 1 artırarak deneye devam etmektedir. Sınırlayıcılardan uyarı geldiğinde devir sayısını kaydedip motoru durdurmaktadır.

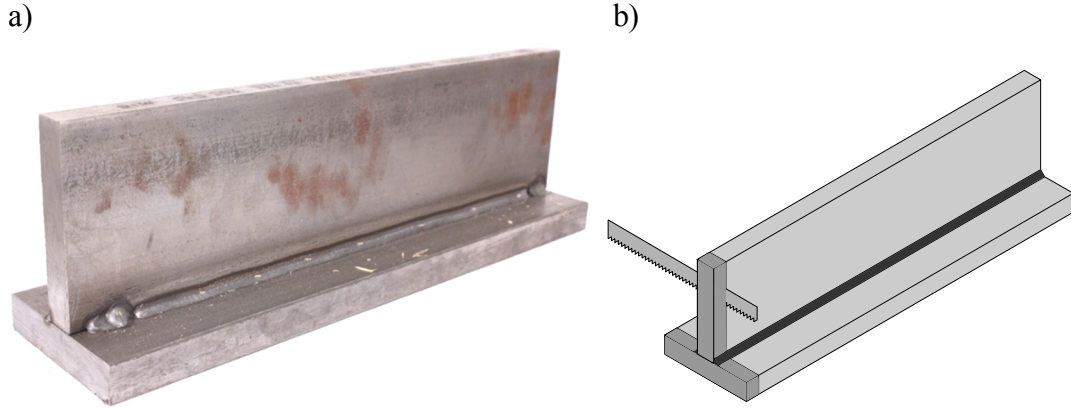
3.2. Deney Numunelerinin İmalatı

Kaynak numuneleri Gedik Kaynak Teknolojileri firmasının otomasyon kaynağı birimi tarafından test parametreleri çalışılarak istenilen teknik resme uygun bir şekilde PA pozisyonunda yapılmış ve teslim edilmiştir. Üretimi yapılan blokların bir örneği Şekil 3.11.a’da görülmektedir. Çalışan parametreler Çizelge 3.1, Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3’te verilmiştir. Bu kaynaklı parçaların imalatında koruyucu ortam olarak ARCO18 (%72 Ar+%18 CO₂) ve HB205 (Ar+CO₂+O₂) karışım gazları kullanılmıştır. Yapılan parametre çalışmalarından sonra Çizelge 3.4’te verilen parametrelere göre üretim yapılmıştır. Blok olarak S235 malzemeden üretilen bu parçalardan şerit testere ile $b = 15 \text{ mm}$ genişliğinde

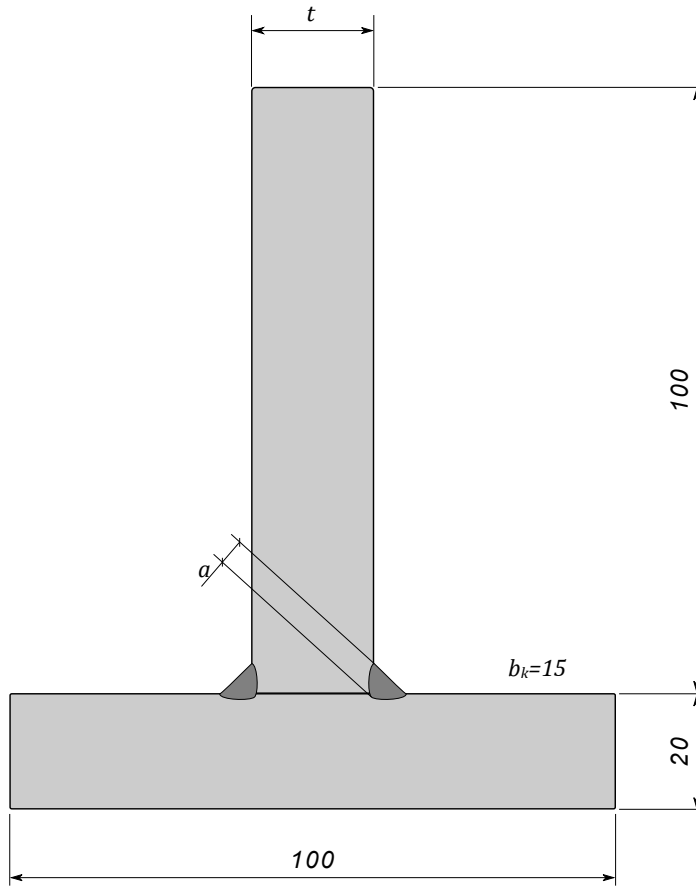


Şekil 3.10. Deney düzeneğinin yordamı

deney numuneleri kesilmiştir (Şekil 3.11.b). Elde edilen deney numunelerinin boyutları Şekil 3.12’de verilmiştir. Burada a kaynak kalınlığı olup t dikme parçasının genişliğidir. Dikme parçasının genişliği 10 mm ve 20 mm olan numuneler mevcuttur.



Şekil 3.11. Robot mekanizması ile üretilen kaynaklı bağlantı; a) Blok, b) deney numunelerinin kesilmesi



Şekil 3.12. Deney numunelerinin boyutları

Çizelge 3.1. Dışbükey kaynak dikişleri için çalışılan parametreler

No.	Akım [A]	Gerilim [V]	İlerleme Hızı [mm/s]	Koruyucu Gaz
1.	151	17,1	5	ARCO18
2.	163	17	5	ARCO18
3.	166	17,1	5	205
4.	173	17,1	5	205
5.	177	17,1	5	205

Çizelge 3.2. İçbükey kaynak dikişleri için çalışılan parametreler

No.	Akım [A]	Gerilim [V]	İlerleme Hızı [mm/s]	Koruyucu Gaz
1.	90	21	5	ARCO18
2.	100	21	4	ARCO18
3.	110	21	5	ARCO18
4.	130	20	5	ARCO18

Çizelge 3.3. Düz köşe kaynak dikişleri için çalışılan parametreler

No.	Akım [A]	Gerilim [V]	İlerleme Hızı [mm/s]	Koruyucu Gaz
1.	120	23	5	ARCO18
2.	120	20	5	205
3.	130	21	5	ARCO18
4.	140	23	5	205
5.	140	23	5	205
6.	150	21	5	205

Çizelge 3.4. Kaynak dikişleri için seçilen parametreler

Dikiş	Akım [A]	Gerilim [V]	İlerleme Hızı [mm/s]	Koruyucu Gaz
İçbükey	110	21	5	205
Dışbükey	180	17	5	205
Düz köşe	140	18,5	5	205

3.3. Gerinim Ölçüm Yöntemi

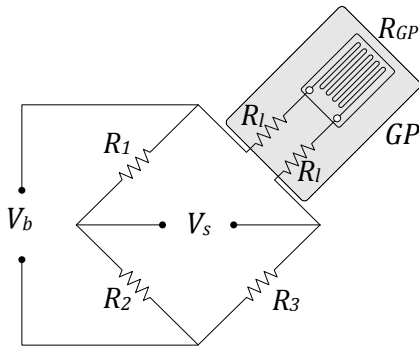
Kaynaklı bağlantılarda çentik etkisi oluşturan noktalardaki gerilmelerin tespit edilebilmesi için sonlu elemanlar yönteminden faydalanılmaktadır. Duyarlı gerilmenin ölçümü için ise gerinim pulları faydalanılmaktadır. Ölçülen gerinim değerlerinden Hooke kanunu yardımıyla gerilme değerleri hesaplanmaktadır.

Gerinim pulları elektrik direnç özelliği gösteren ve direncinde oluşan değişim ile gerinim ölçümüne imkân veren elemanlardır. Dirençlerindeki değişimlerin okunabilmesi için Wheatstone köprüsü kullanılmaktadır (Şekil 3.13). Wheatstone köprüsü dirençleri bilinen 3 direnç yardımı ile devreye bağlanan dördüncü direncin değerini ölçmek için tasarlanmıştır. Kullanılan gerinim pulu sayısına göre çeyrek, yarım veya tam köprü yapılarak direnç elemanları üzerinden gerinim ölçülmektedir. Şekil 3.13’de R_1 , R_2 ve R_3 bilinen dirençleri ile gerinim pulunun lehimlerinin oluşturduğu R_l dirençleri görülmektedir. Böyle bir köprü bağlantısına bilinmeyen dirençlerin değerlerinin tespit edilmesi için sıfır okuması alınmaktadır. Köprü gerilimi ilgili bağıntılarla gerinim değerine dönüştürülmektedir. Daha sonra ölçülen gerinim değerlerinden gerilme hesaplanmaktadır.

Gerinim pullarından veri almak üzere çeyrek köprü devre kullanılmıştır. TESTBOX marka statik veri toplama cihazı ile yine bu cihazda kullanılmak üzere hazırlanmış köprü tamamlama kablolarından yararlanılmıştır. Kullanılan veri toplama cihazı saniyede 8 örnek alabilmektedir. Gerinim pulları ile veri toplama işleme sırasında deney düzeneğinde kuvvet 0,2 mm/s hızla uygulanmıştır. Veri toplama cihazına ölçülen gerilim değerleri (V_s) ile besleme gerilimi (V_b) arasındaki ilişki Denklem (3.1) ile tanımlıdır.

$$V_s = -\frac{k_{gp} \cdot \varepsilon}{4} \left(\frac{1}{1 + k_{gp} \cdot \frac{\varepsilon}{2}} \right) \cdot V_b \cdot k_{kazanç} \quad (3.1)$$

Bağıntıda verilen k_{gp} gerinim pulu katsayısı, $k_{kazanç}$ kazanç katsayısı olmak üzere (3.1) bağıntısı yeniden düzenlenirse gerinim (ε) değerleri Denklem (3.2) ile elde edilir.



Şekil 3.13. Wheatstone köprüsü ile gerinim ölçümü; GP : Gerinim Pulu, R_{GP} : Gerinim pulunun direnci

$$\varepsilon = \frac{4V_o}{k_{gp} \cdot (V_b \cdot k_{kazanç} - 2 \cdot V_o)} \quad (3.2)$$

Farklı kuvvetler için gerinim ölçümü yapılmış ve kaynaklı bağlantıda oluşan gerilmeler, Hooke kanununa göre Denklem (3.3) ile elde edilmiştir.

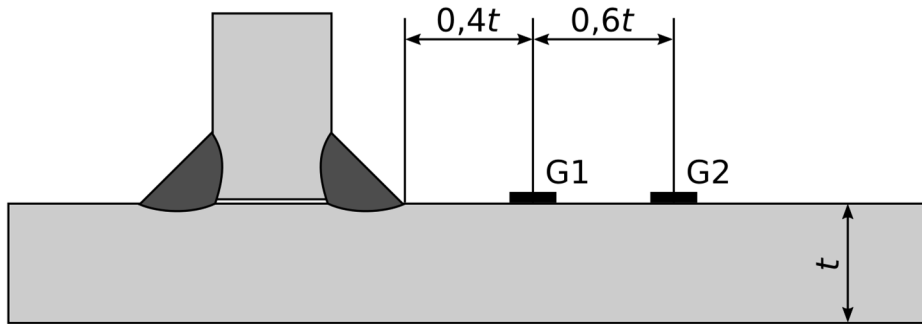
$$\sigma_{dg} = E \cdot \varepsilon_{dg} \quad (3.3)$$

Kaynak ucuna belirli mesafede konumlandırılmış iki ya da üç gerinim pulu kullanılarak ölçümler yapılmaktadır (Şekil 3.14). İlk gerinim pulunun konumu herhangi bir çentik etkisini içermeyecek şekilde seçilir. Bu ölçümlerle yapılacak dış kestirim ile duyarlı gerilme belirlenir. Özel durumlarda ilgi noktası doğrudan gerilme ölçüm yöntemleri ile incelenebilir. İlk gerinim pulu kaynak ucundan $0,4t$ uzaklıkta konumlandırılmalı ve gerinim pulunun boyutu $0,2t$ değerini geçmemelidir. Uzaklıklar parça kalınlığına bağlı olarak belirlendiğinden ince plakalarda ölçüm yaparken bu koşul sağlanamayabilir. Bu durumda kaynak ucu ile gerinim pulunun ucu arasındaki mesafe $0,3t$ kadar olmalıdır. Baskın normal gerilme durumunda 2 gerinim pulu kullanılarak doğrusal dış kestirim ile eğilme olması durumunda 3 gerinim pulu kullanılarak ikinci dereceden (ikilenik) dış kestirim ile duyarlı gerilme tespit edilir (Hobbacher 1996).

Kullanılan gerinim pulu sayısına göre duyarlı gerinim değerinin belirlenmesinde kullanılacak dış kestirim denkleminde karar verilmektedir. Denklem (3.4)'te 2 gerinim pulu için kullanılması önerilen bağıntı verilmiştir (Hobbacher 2009).

$$\varepsilon_{dg} = 1,67 \cdot \varepsilon_1 - 0,67 \cdot \varepsilon_2 \quad (3.4)$$

Gerinim pullarının tavsiyelere uygun olarak parça kalınlığının %20 sini ($0,2t$) geçmeyen 2 mm 'lik pullar kullanılmıştır. Gerinim pulları kaynak ucundan $0,4t$ ve $1,0t$ (8 mm ve 20 mm) mesafeye yapıştırılmıştır. Ayrıca daha küçük boyutlarda olmasından faydalanılarak $0,2 \text{ mm}$ boyundaki bir gerinim pulu kaynak ucundaki en yakın yapıştırılabilir mesafeye yerleştirilmiştir. Kullanılan gerinim pullarının özellikleri Çizelge 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.14. Gerinim pulları ile kaynak bağlantısındaki gerilmelerin ölçülmesi (G1 ve G2, gerinim pulları)

Gerinim pullarının yapıştırılacak yüzeyler temiz bir bezle silindikten sonra zımparalanmıştır. Zımparalama işlemi için #180 incelikte kâğıt zımpara kullanılmıştır. Zımparalanan yüzey *aseton* ile silindikten gerinim pulları daha önce belirlenen konumlara yapıştırılmıştır. Gerinim pulları yapıştırıcı (*cyanoacrylate*) ile yüzeye yerleştirilmiştir ve 15 – 20 s kadar baskı uygulanmıştır. Tam kuruma gerçekleşmesi için ölçüm alınmadan önce 2 saat kadar ortam koşullarında bekletilmiştir.

Çizelge 3.5. Kullanılan gerinim pullarının özellikleri

Gerinim pulu	Boyutlar (mm)	Pul katsayısı k_{gp}	Pul Direnci R_{gp}	Lehim direnci	Kazanç $k_{kazanç}$
FLA-2-11	2x1,5	2,14	120,3 Ω	0,32 Ω/m	890
FLG-02-11	0,2x1,4	2,05	120,0 Ω	0,32 Ω/m	150

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

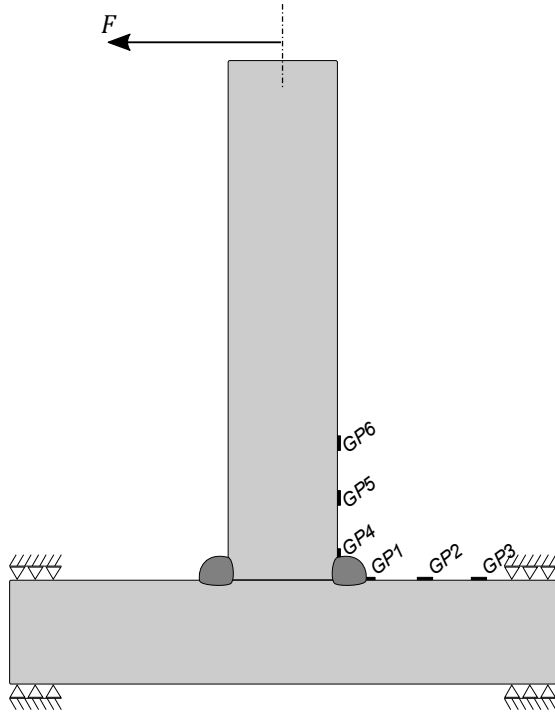
Üretimi yapılan kaynaklı bağlantılardan elde edilen numuneler dinamik testlere tabi tutulmuştur. Bu deney numuneleri bağlantının imalattan kaynaklanan düzensizliklerini ve içyapı değişimlerini içermektedir. Deney numunelerinden gerinim pulları ile ölçümler alınarak oluşan gerilmeler belirlenmiştir.

4.1. Deney Numunelerinde Oluşan Gerilmeler

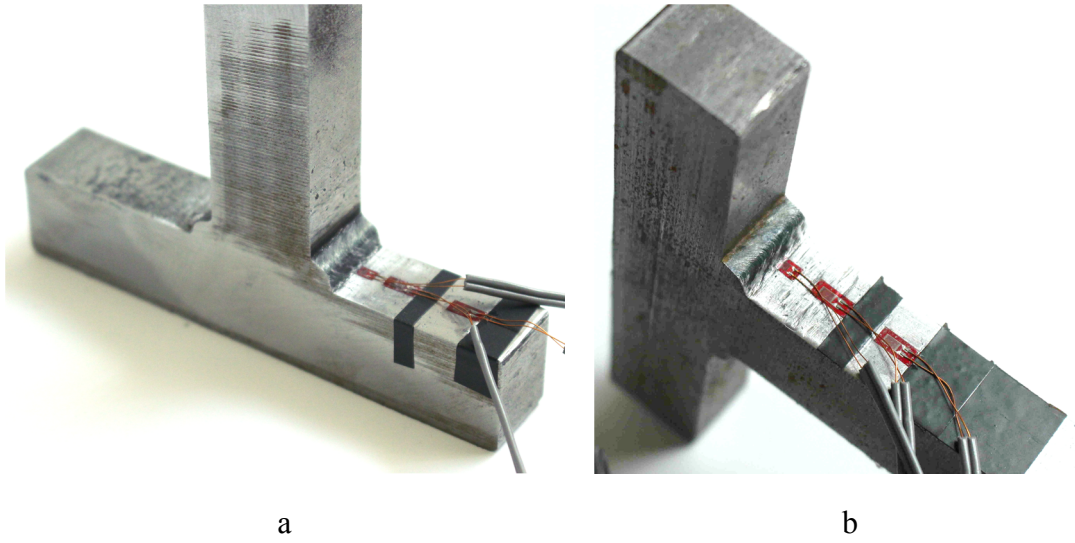
4.1.1. Çift taraflı dışbükey kaynaklı numuneler

Bu deney numunesinin taban ve dikme parçaları 20 mm genişliğinde olup 15 mm kalınlığındadır. Deney numunesine 5 mm boğaz kalınlığında dışbükey kaynak dikişi yapılmıştır.

Çift taraflı dışbükey kaynak dikişi yapılmış T-kaynak bağlantısının taban ve dikme parçalarında üçer adet gerinim pulu ile ölçüm alınmıştır (Şekil 4.1). Gerinim pullarından GP1, GP2 ve GP3 taban parçasında sırasıyla kaynak ucundan sabitleme pabucuna doğru olmak üzere 2 mm, 8 mm ve 20 mm konumlarında alınan ölçümleri göstermektedir (Şekil 4.2). GP4, GP5 ve GP6 dikme parçasında kaynak ucundan kuvvet uygulama doğrultusuna doğru olmak üzere 2 mm, 8 mm ve 20 mm konumlarında alınan ölçümleri göstermektedir. Gerinim ölçümleri 1870 N, 3500 N ve 5250 N için tekrarlanmıştır. Taban parçasında alınan ölçümler 1870 N kuvvet için Şekil 4.3'te, 3500 N için Şekil 4.4'te ve 5250 N için Şekil 4.5'te verilmiştir. Benzer şekilde dikme parçasında alınan ölçümler 1870 N Şekil 4.6'da 3500 N için Şekil 4.7'de ve 5250 N için

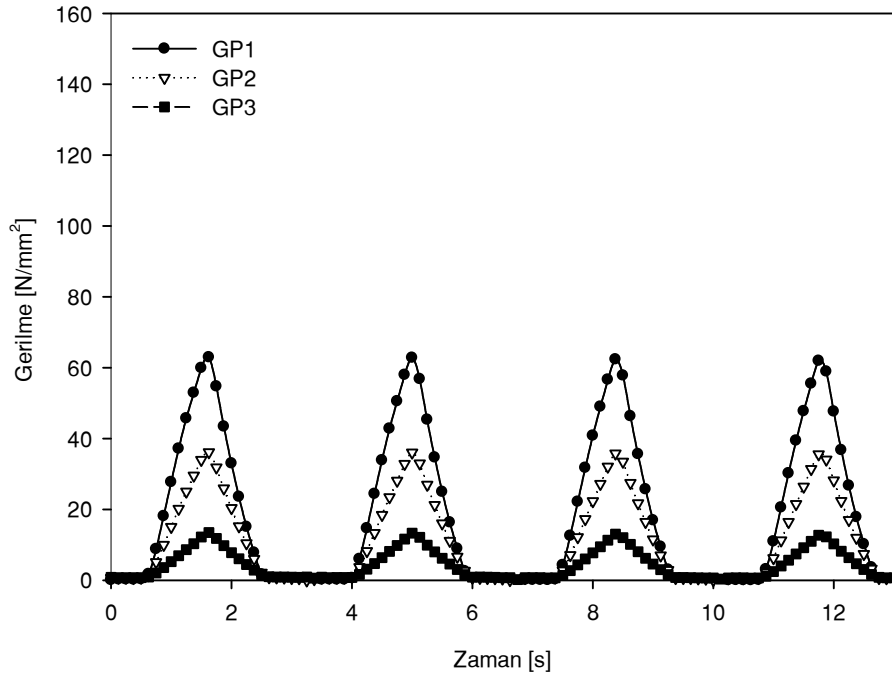


Şekil 4.1. Dışbükey kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu

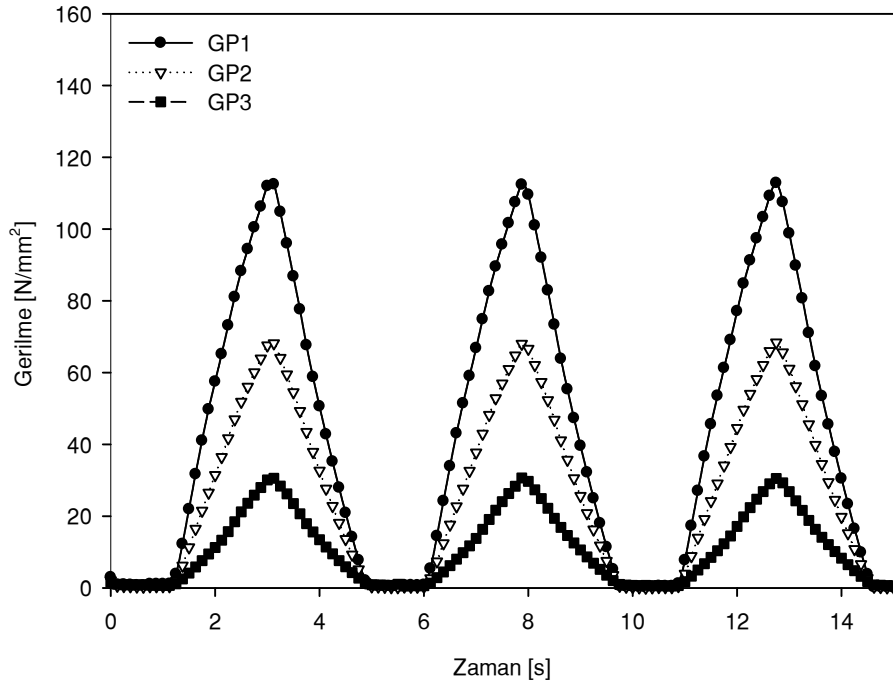


Şekil 4.2. Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı dışbükey kaynaklı numune; **a)** taban; **b)** dikme

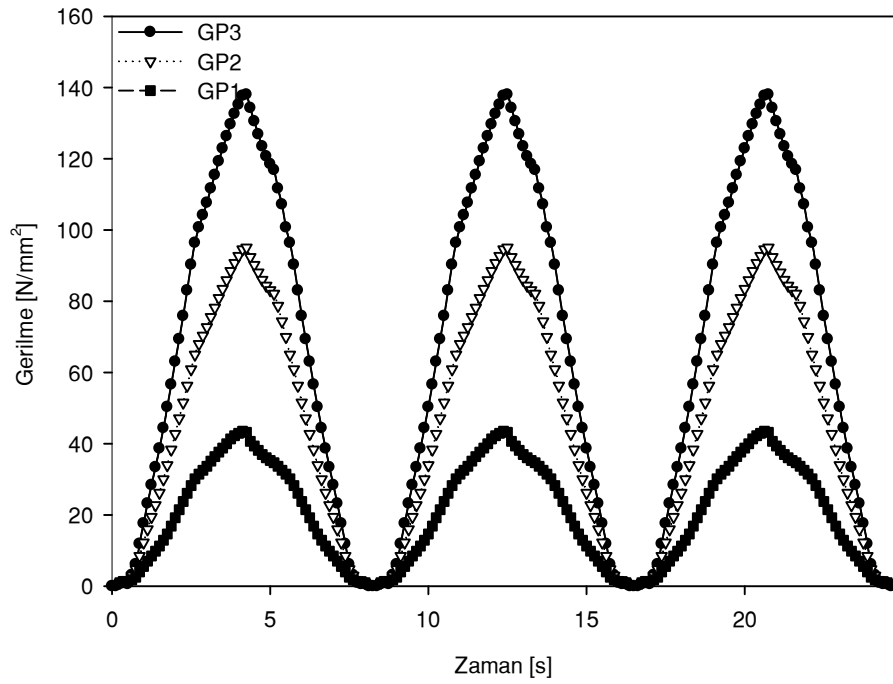
Şekil 4.8’de verilmiştir. 1870 N ve 3500 N kuvvet için parçada kalıcı bir şekil değişimi olmazken 5250 N kuvvet altında T-bağlantının kaynak ucunda kalıcı şekil değişimi gözlenmiştir. Buradaki gerilme 1384 N/mm^2 ’den büyük olup çatlak açılmasına sebep olmaktadır.



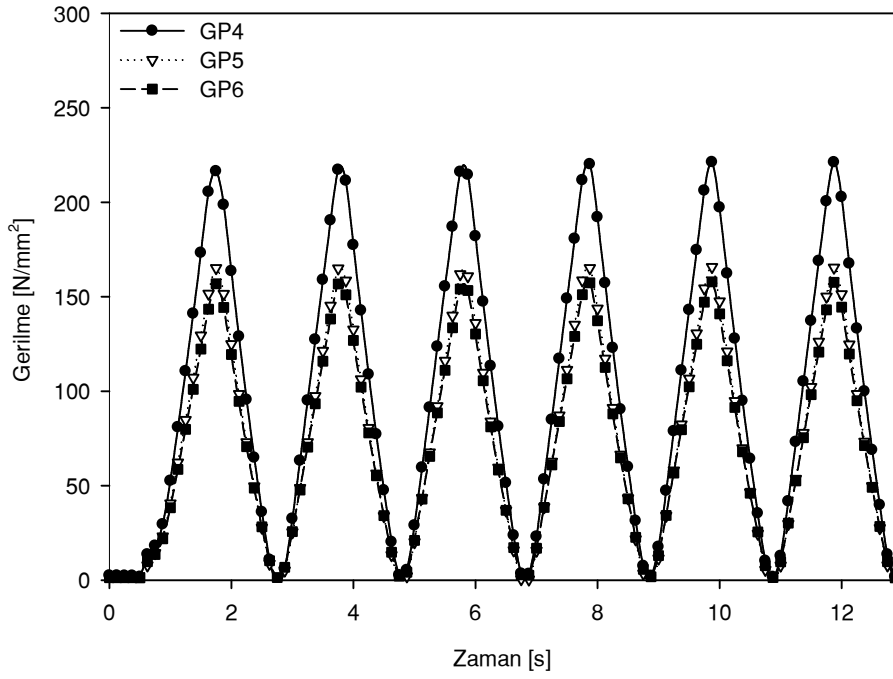
Şekil 4.3. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ($F = 1870 \text{ N}$)



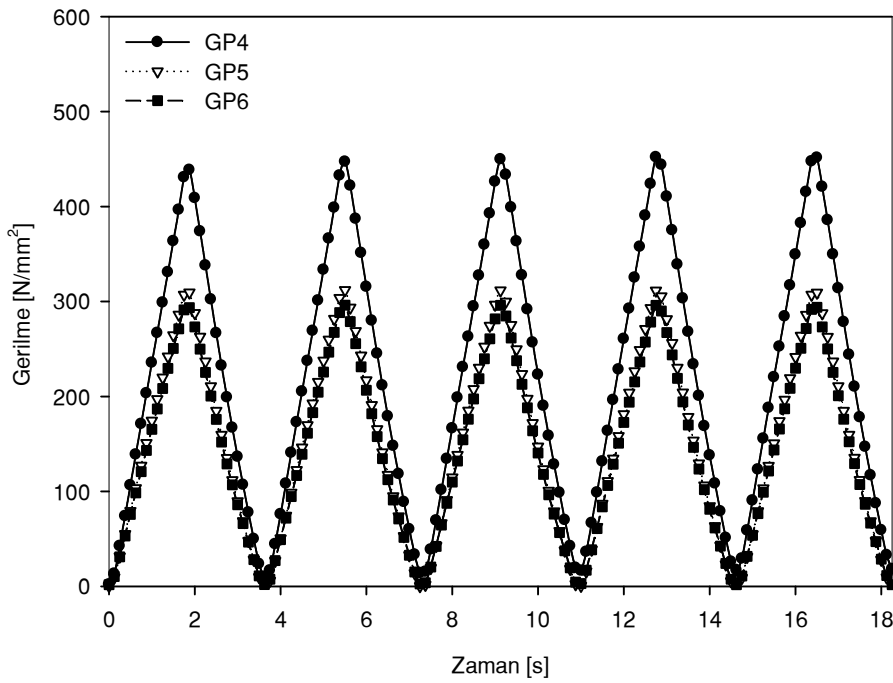
Şekil 4.4. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ($F = 3500 N$)



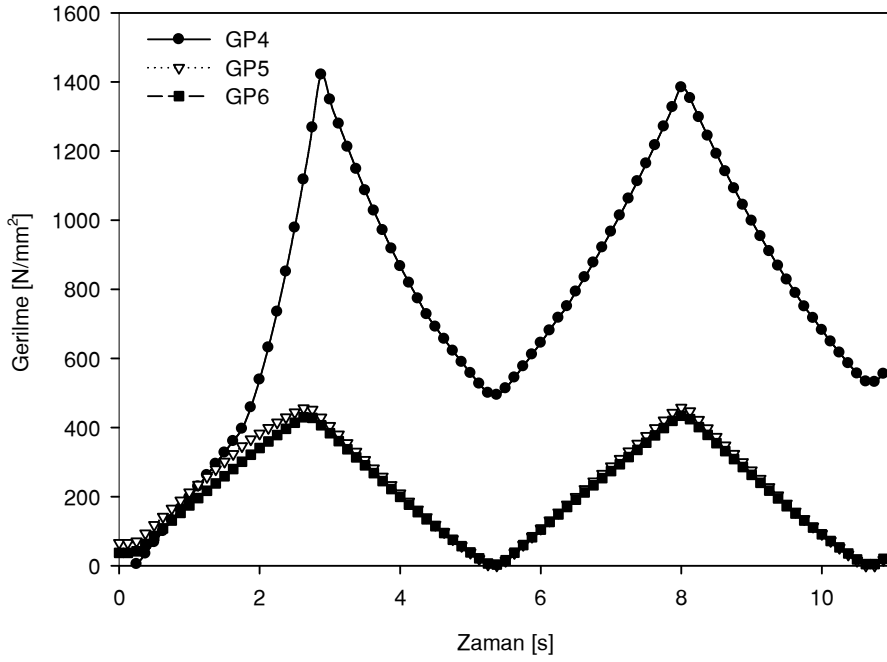
Şekil 4.5. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ($F = 5250 N$)



Şekil 4.6. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 1870 N$)



Şekil 4.7. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 3500 N$)



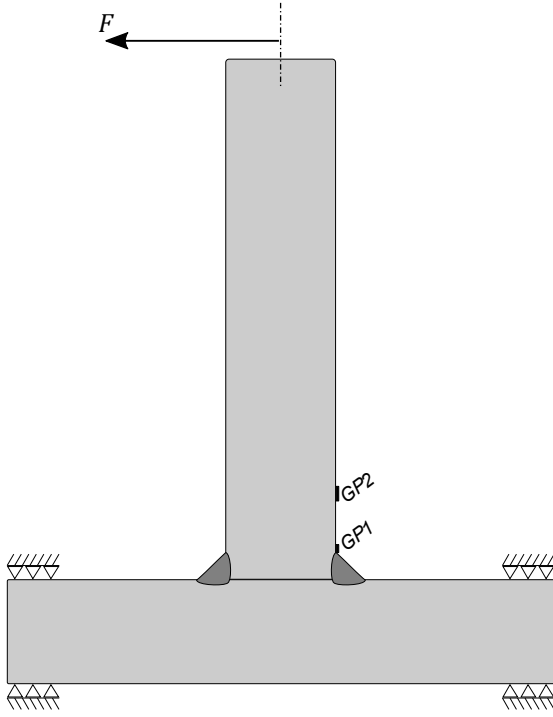
Şekil 4.8. Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 5250 N$)

4.1.2. Çift taraflı düz köşe kaynaklı numuneler ($t = 20 mm$)

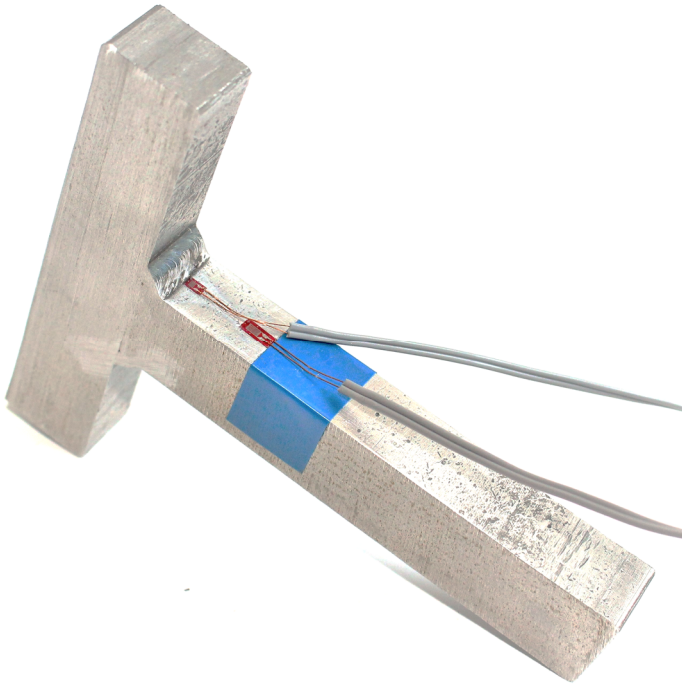
Bu deney numunesinin taban ve dikme parçaları 20 mm genişliğinde olup 15 mm kalınlığındadır. Deney numunesine 4,43 mm boğaz kalınlığında dışbükey kaynak dikişi yapılmıştır.

Eğilmeye maruz kalan T kaynak bağlantılarının taban parçalarında oluşan gerilmelerin hasara sebebiyet vermeyecek kadar küçük olmasından dolayı bu ve bundan sonraki deney numunelerinde sadece dikme parçasında gerilmeler ölçülmüştür.

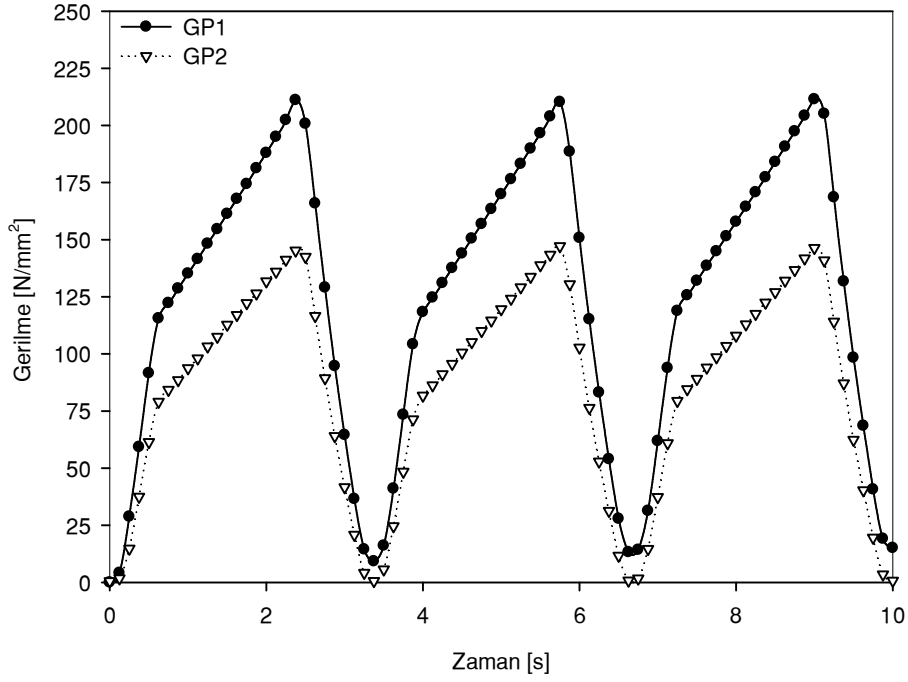
Çift taraflı düz köşe kaynak dikişi yapılmış T-kaynak numunesinde iki adet gerinim pulu ile ölçüm alınmıştır (Şekil 4.9). Gerinim pulları GP1, GP2 sırasıyla kaynak ucundan sabitleme pabucuna doğru olmak üzere 2 mm ve 8mm konumlarında alınan ölçümleri göstermektedir (Şekil 4.10). Gerinim ölçümleri 1700 N, 2550 N ve 4080 N için tekrarlanmıştır. Deney numunesinden alınan ölçümler 1700 N kuvvet için Şekil 4.11'de, 2550 N için Şekil 4.12'de ve 4080 N için Şekil 4.13'te verilmiştir. 1700 N ve 2550 N için parçada kalıcı bir deformasyon olmazken 4080 N kuvvet altında T-bağlantının kaynak ucunda kalıcı şekil değişimi gözlenmiştir. Buradaki gerilme $694 N/mm^2$ 'den fazla olup çatlak açılmasına sebep olmaktadır. Gerinim pullarından alınan ölçümlerin daha hassas olabilmesi adına, ölçümler esnasında kuvvet deneylere göre daha yavaş uygulanmıştır. Bu çizgelerde, kuvvetin uygulama hızının daha önce deney yordamında bahsedilen şekilde yavaşlaması nedeniyle, gerilme değerlerinin eğimi değişmektedir. Deneylerde bu kısım çok daha kısa bir zaman dilimine tekabül etmektedir.



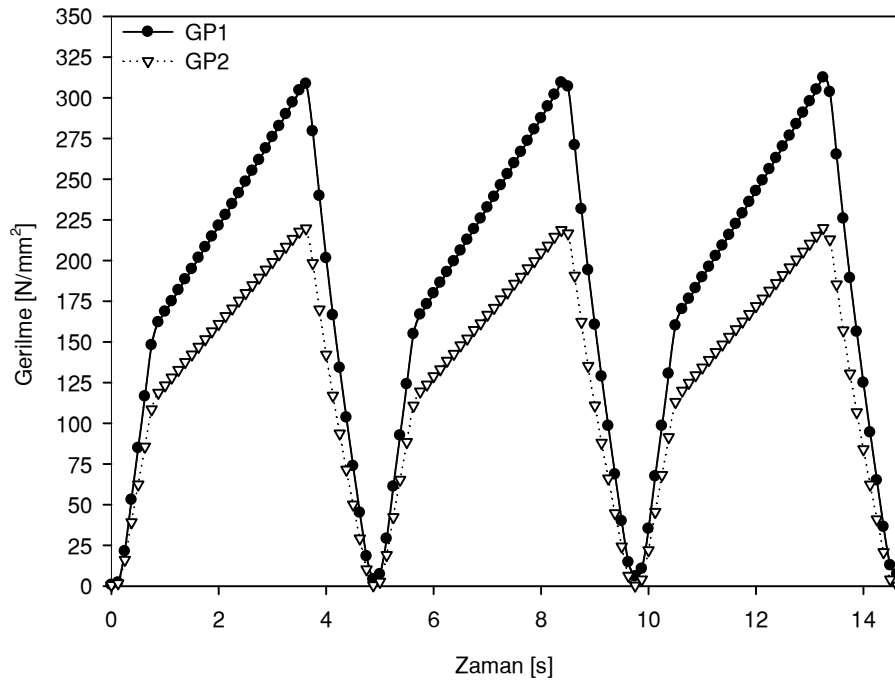
Şekil 4.9. Düz köşe kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu



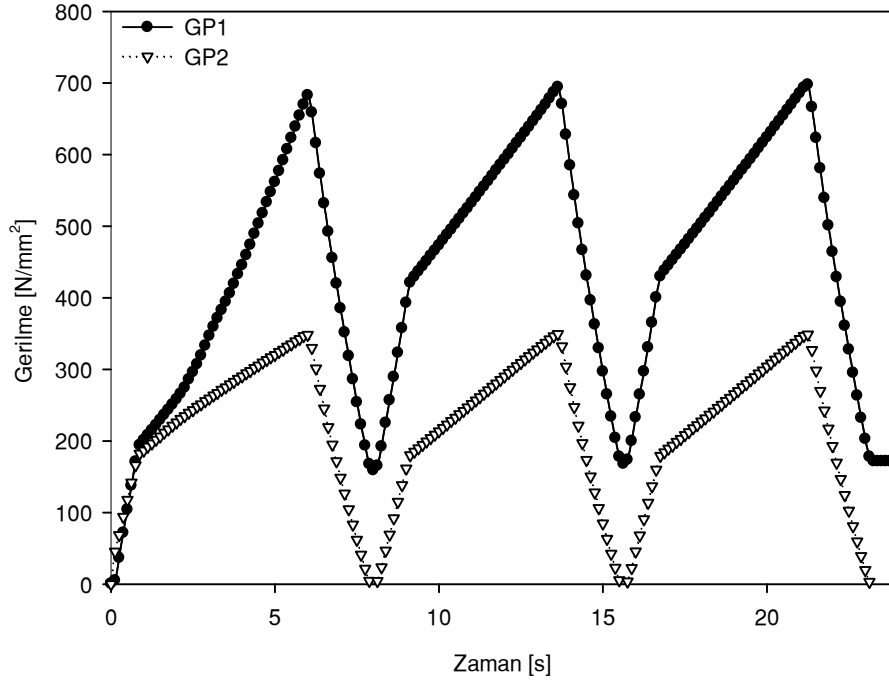
Şekil 4.10. Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı düz köşe kaynaklı numune



Şekil 4.11. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 1700 N$)



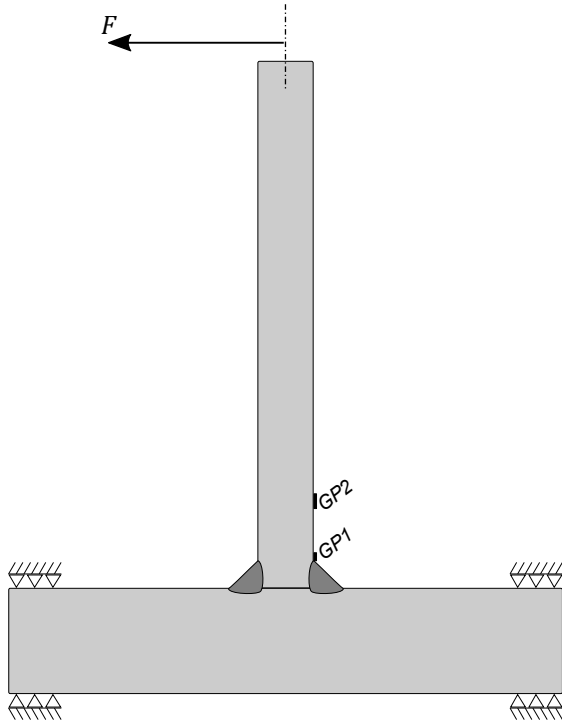
Şekil 4.12. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 2550 N$)



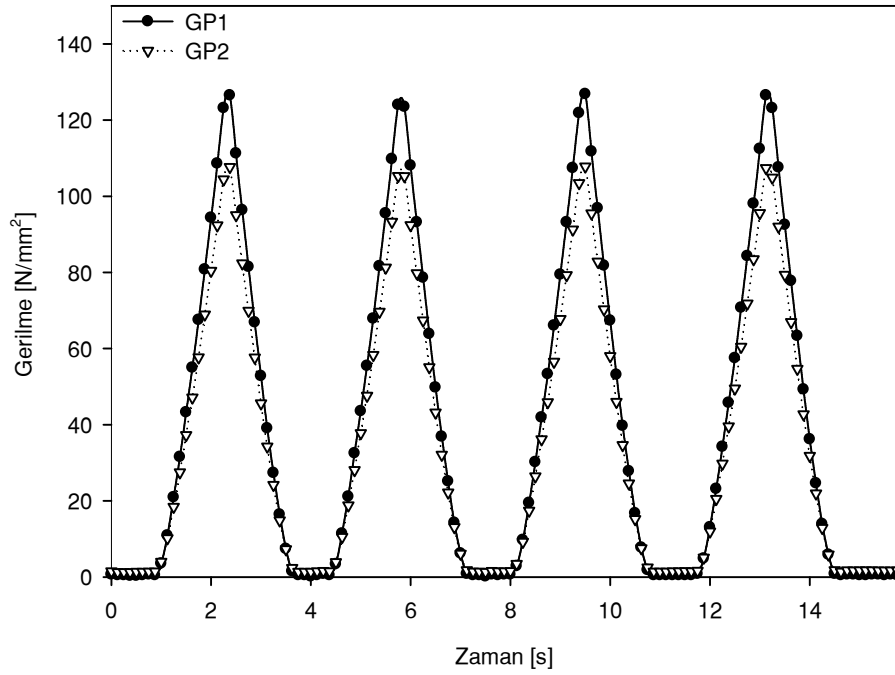
Şekil 4.13. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 4080 N$)

4.1.3. Çift taraflı düz köşe kaynaklı numuneler ($t = 10 mm$)

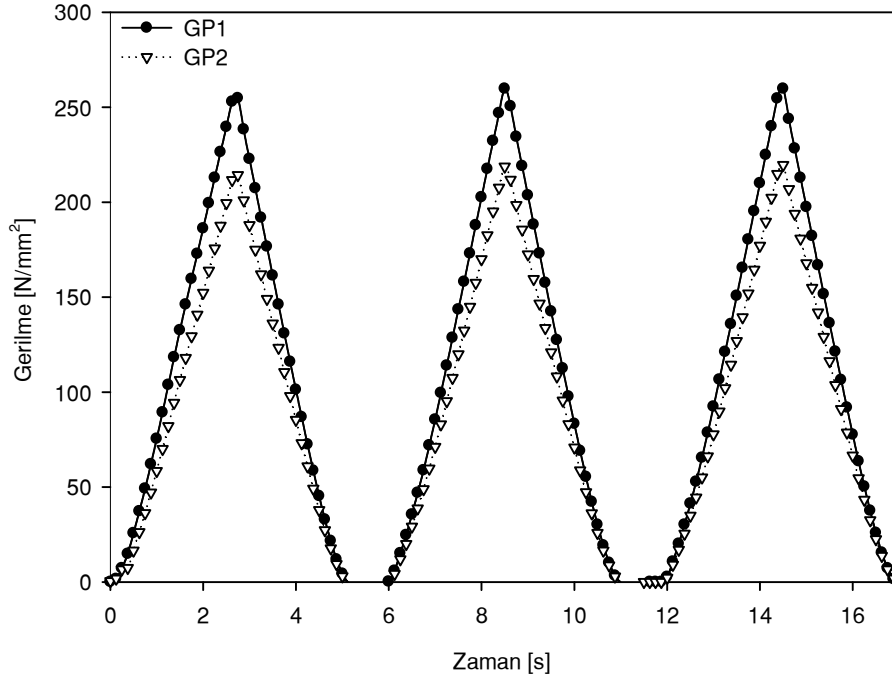
Çift taraflı düz köşe kaynak dikişi yapılmış 10 mm kalınlığındaki T-kaynak bağlantısının dikme parçasında iki adet gerinim pulu ile ölçüm alınmıştır (Şekil 4.14). Gerinim pullarından GP1 kaynak ucundan kuvvet uygulama doğrultusuna doğru olmak üzere 2 mm ve GP2 14 mm konumlarında alınan ölçümleri göstermektedir. Gerinim ölçümleri 340 N, 680 N ve 1020 N için tekrarlanmıştır. Alınan ölçümler 340 N için Şekil 4.15'te, 680 N için Şekil 4.16'da ve 1020 N için Şekil 4.17'de verilmiştir. 340 N ve 680 N için parçada kalıcı bir deformasyon olmazken 1020 N kuvvet altında T-bağlantıda kalıcı şekil değişimi gözlenmiştir.



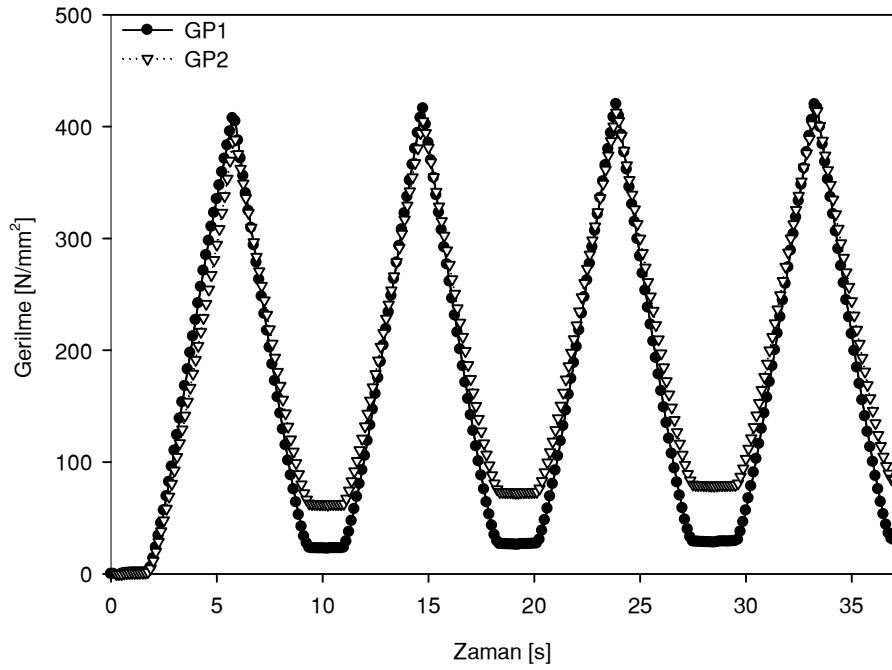
Şekil 4.14. Çift taraflı düz köşe kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu ($t = 10 \text{ mm}$)



Şekil 4.15. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($t = 10 \text{ mm}$, $F = 340 \text{ N}$)



Şekil 4.16. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($t = 10 \text{ mm}$, $F = 680 \text{ N}$)

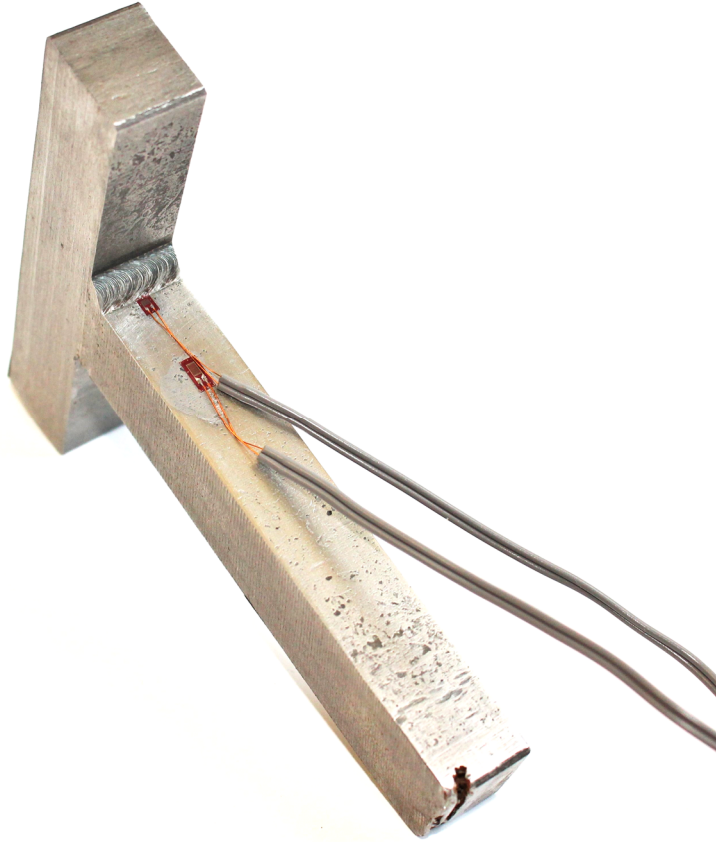


Şekil 4.17. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($t = 10 \text{ mm}$, $F = 1020 \text{ N}$)

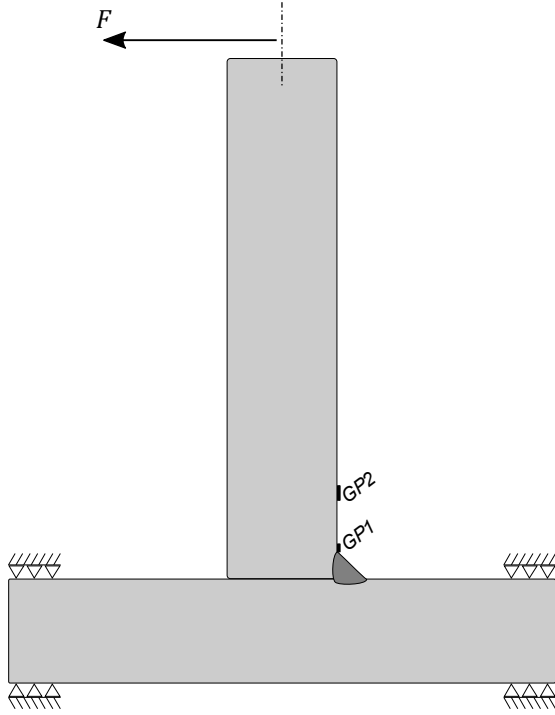
4.1.4. Tek taraflı düz köşe kaynaklı numuneler

Çift tarafları düz köşe kaynak numunesinin görüntüsü Şekil 4.18’de görülmektedir. Bu deney numunesinin taban ve dikme parçaları 20 mm genişliğinde olup 15 mm kalınlığındadır. Deney numunesine 4,43 mm boğaz kalınlığında dışbükey kaynak dikişi yapılmıştır.

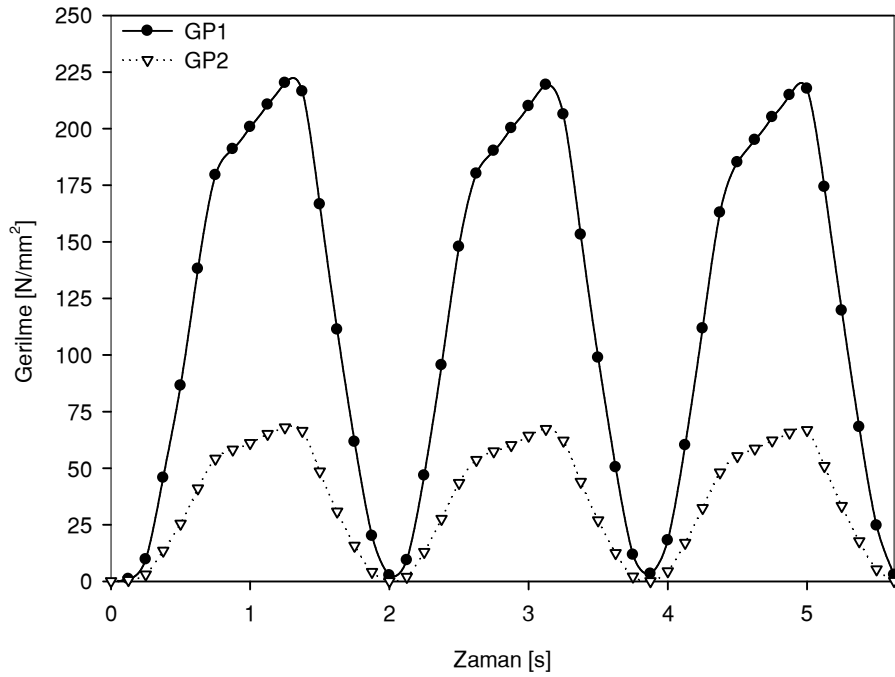
Tek taraflı düz köşe kaynak dikişi yapılmış T-kaynak numunesinde iki adet gerinim pulu ile ölçüm alınmıştır (Şekil 4.19). Gerinim pulları GP1, GP2 sırasıyla kaynak ucundan sabitleme pabucuna doğru olmak üzere 2 mm ve 8 mm konumlarında alınan ölçümleri göstermektedir. Gerinim ölçümleri 580 N, 1700 N ve 2550 N için tekrarlanmıştır. Deney numunesinden alınan ölçümler 580 N kuvvet için Şekil 4.20’de, 1700 N için Şekil 4.21’de ve 2550 N için Şekil 4.22’de verilmiştir. 580 N ve 1700 N için parçada kalıcı bir deformasyon olmazken 2550 N kuvvet altında T-bağlantının kaynak ucunda kalıcı şekil değişimi gözlenmiştir. Buradaki gerilme 595 N/mm^2 ’den olup çatlak açılmasına sebep olmaktadır.



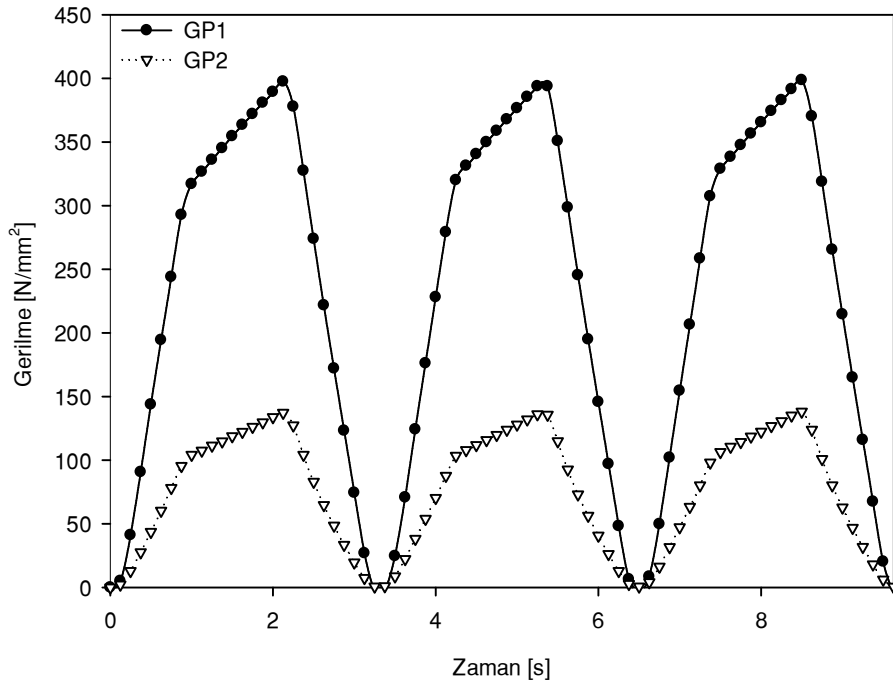
Şekil 4.18. Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı düz köşe kaynaklı numune



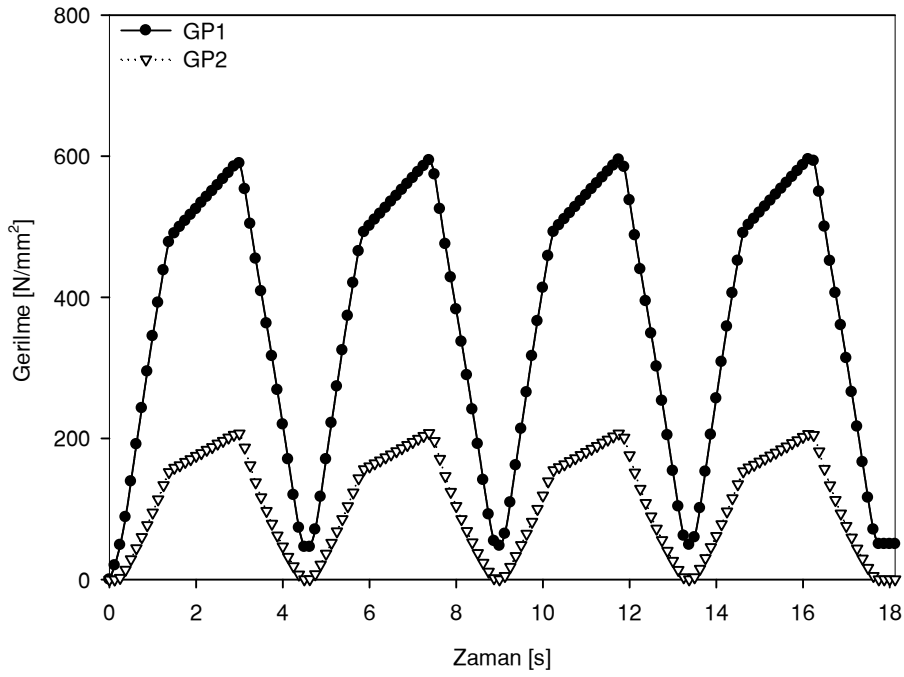
Şekil 4.19. Düz köşe kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu



Şekil 4.20. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 850 \text{ N}$)



Şekil 4.21. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 1700 N$)



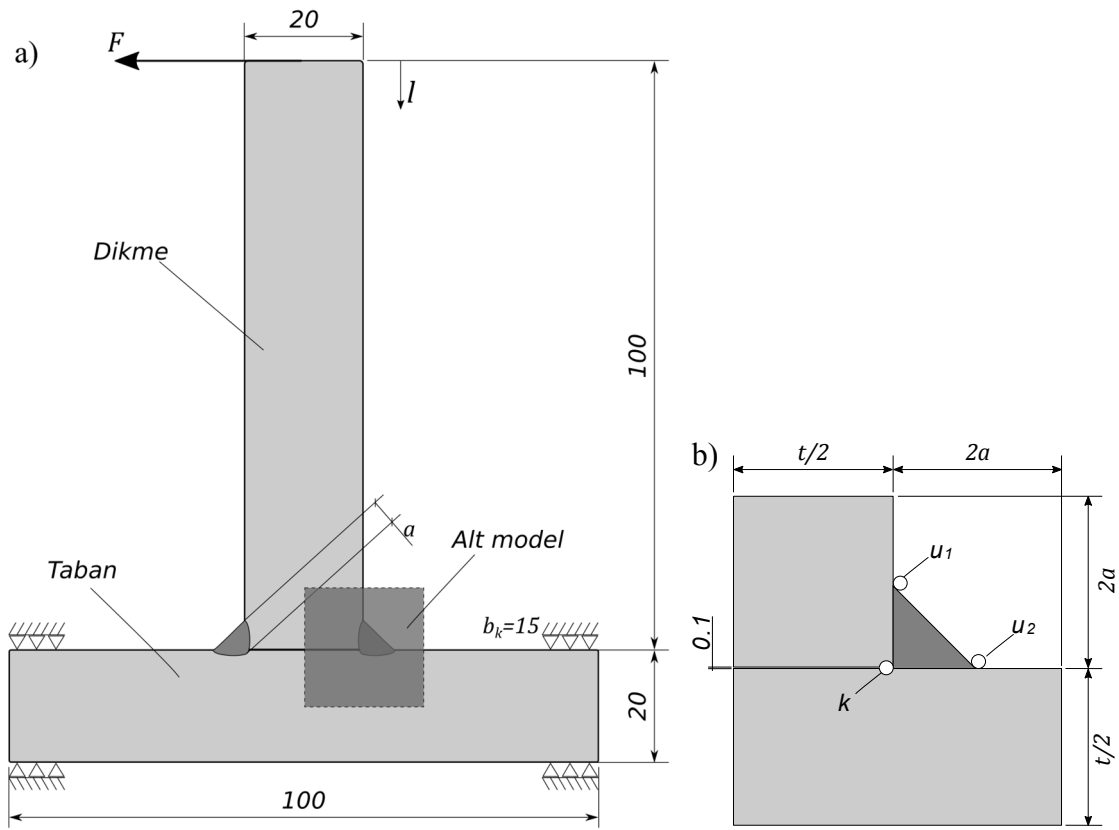
Şekil 4.22. Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ($F = 2550 N$)

4.2. Sonlu Elemanlar Yönteminden Elde Edilen Veriler

Kaynaklı bağlantının sonlu elemanlar yöntemi için iki aşamalı çözüm uygulanmıştır. Genel modelden elde edilen gerilmeler alt modele sınır koşulu olarak verilmiştir. Genel modelin boyutları ve parçalara ilişkin tanımlamalar Şekil 4.23.a'da ve genel modelden elde edilen alt modele ilişkin tanımlamalar ise Şekil 4.23.b'de görülmektedir. Genel modelde yatay olan parça taban ve dikey olay parça dikme olarak isimlendirilmiştir. Alt modelde gerilme yığılmaları açısından hassas olan kaynak uçları u_1 ve u_2 , kaynak kökü ise k olarak işaretlenmiştir. Alt modelde IIW tavsiyelerine uygun olarak kaynak dikişinin uçlarında ve kaynak kökünde farazi 1 mm yarıçapında yuvarlatılma yapılmıştır. Bu yöntemle gerilme yığılması olan yerlerde tekillikler azaltılarak, buradaki gerilmelerin aşırı tahmin edilmesinin önüne geçilmektedir.

Sonlu elemanlar çözümlemesinin adımları:

- Sonlu elemanlar yönteminde 3. ekseninde gerilme olmadığı için 2 boyutlu çözüm yapılmıştır.
- Örüntülerde 8 düğümlü eş dağılımlı 4 kenarlı elemanlar kullanılmıştır.
- Düzlem gerilme hali için parça kalınlığı $t = 15$ olarak girilmiştir.
- Sonlu elemanlar çözümlerinde esneklik direnci, $E = 210 \text{ GPa}$ ve Poisson oranı $\nu = 0,3$ olarak alınmıştır.
- Genel model ve alt modelin örüntüleri Ek-1'de verilmiş olup kullanılan düğüm ve eleman sayıları Çizelge 4.1'de görülmektedir. Genel modelde en büyük eleman boyutu $2,5 \text{ mm}$ boyutundadır.
- Modellerde taban parçasının her iki ucunda, deneylerde sabitleme olarak kullanılan yerlerde sabit sınır koşulu tanımlanmıştır (Şekil 4.23.a). Buralardaki tüm yer değiştirmelerin 0 olduğu kabul edilmiştir.
- Sonlu elemanlar modelinde parçasının üst ucuna F kuvveti verilmiştir. (Şekil 4.23.a)
- Asal gerilmeler ve Von-Mises gerilmesi için elde edilen sonuçlar kaydedilerek alt modele sınır şartı olarak verilmiştir (Şekil 4.23.b)
- Alt modelde kaynak k ile gösterilen kaynak kökündeki yay 32 parçaya bölünmüştür. Burada toplamda 64 düğüm mevcuttur. Örüntülerde gerilme yığılması beklenen bu bölgelerde eleman boyutu $0,2 \text{ mm}$ 'den daha küçüktür. Buralarda en az 3 eleman ve eleman boyutunun $0,25 \text{ mm}$ 'den küçük olması önerilmektedir (Hobbacher 2016).
- Dikme parçasının yüzeyinde kuvvet noktasından l uzaklıkta oluşan gerilmeler seçili düğümlerle oluşturulan yol boyunca kaydedilerek çizgeler halinde sunulmuştur. Alt modelde oluşan gerilme yığılmalarının düğüm çözümü ile edilen sonuçları şekillerde sunulmuştur.

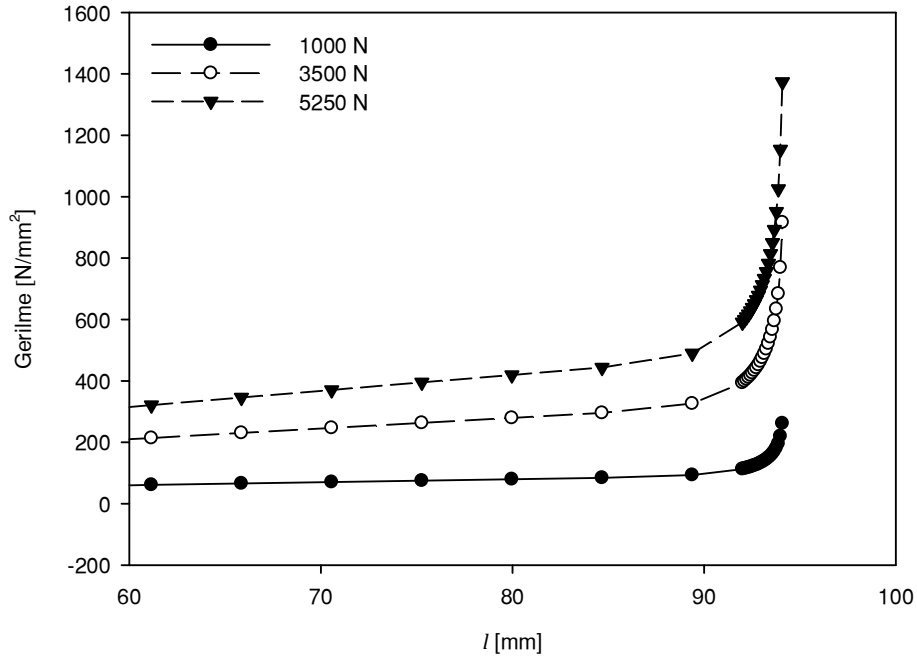


Şekil 4.23. Sonlu elemanlar çözümü yapılan modeller; **a)** Genel model; **b)** Alt model, k : kaynak kökü, u_1 : kaynak üst ucu, u_2 : kaynak alt ucu

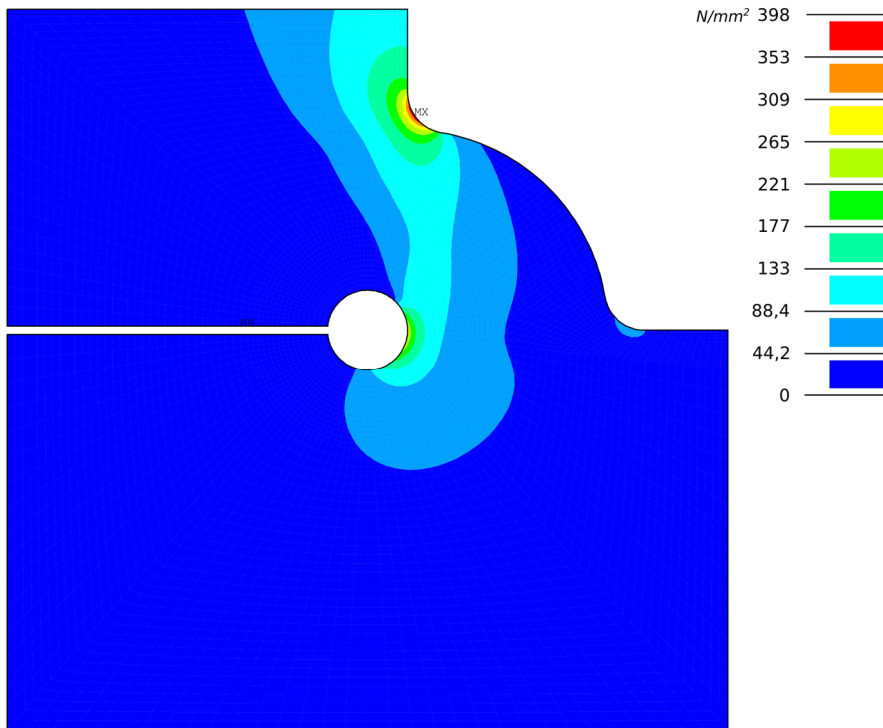
Çizelge 4.1. Sonlu elemanlar modelinde kullanılan düğüm ve eleman sayıları

Dikiş Şekli	Genel model		Alt model	
	Düğüm sayısı	Eleman sayısı	Düğüm sayısı	Eleman sayısı
Dışbükey	19940	6272	20417	6656
Düz köşe	18264	5888	20417	6656
İçbükey	20232	6528	23553	7680
Tek Yön	14289	4656	20417	6656
K Dikişi	16976	5504	15713	5120

Dışbükey kaynaklı bağlantıların sonlu elemanlar çözümünde elde edilen gerilme dağılımları dikme parçasında Şekil 4.24'teki gibidir. Dikme parçasında kaynak dikişine yaklaştıkça (kuvvet noktasında uzaklık l arttıkça) gerilme artışı gözlenmektedir. Buradaki artış miktarı kaynak dikişi geometrisinin etkisini gösteren bir ölçüttür. Kaynak bölgesindeki gerilme dağılımına baktığımızda (Şekil 4.25) en yüksek gerilmenin kaynak üst ucunda olduğu görülmektedir. Kaynak kökü de gerilme yığılması açısından duyarlı olmasına karşın kaynak alt ucunda hasara sebep olabilecek bir yığılma görülmemektedir.



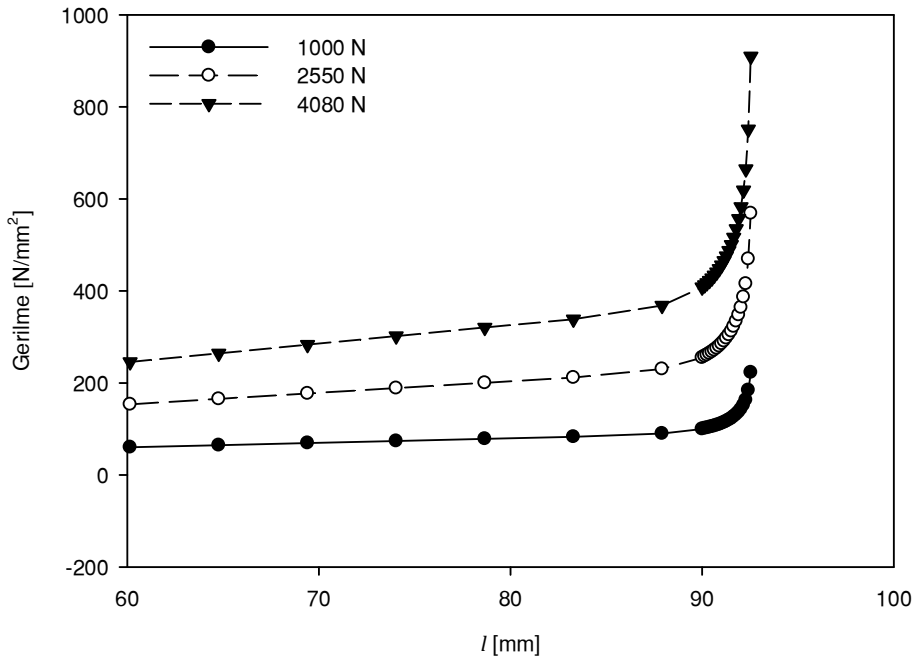
Şekil 4.24. Çift taraflı dışbükey kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler



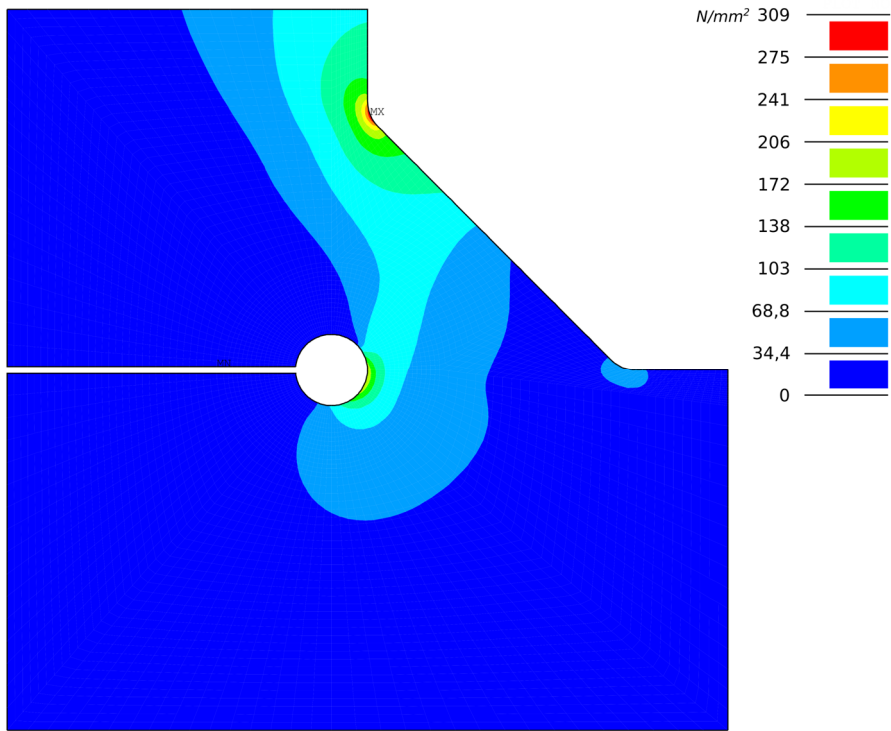
Şekil 4.25. Çift taraflı dışbükey kaynak dikişinde gerilme dağılımı

Düz köşe kaynaklı bağlantıların sonlu elemanlar çözümleri çift taraflı kaynaklı bağlantılar için iki farklı dikiş kalınlığı ($a = 5 \text{ mm}$ ve $a = 8 \text{ mm}$) için yapılmış ve bu iki farklı dikiş kalınlığının gerilme dağılımlarına olan etkisi incelenmiştir. Kaynak dikiş kalınlığı $a = 5 \text{ mm}$ olan çift taraflı dışbükey kaynaklı bağlantı için sonlu elemanlar çözümlerinde elde edilen gerilme dağılımları dikme parçasında Şekil 4.26 ve kaynak bölgesinde Şekil 4.27'deki gibidir. Kaynak dikiş kalınlığı $a = 8 \text{ mm}$ olan çift taraflı dışbükey kaynaklı bağlantı için sonlu elemanlar çözümlerinde elde edilen gerilme dağılımları dikme parçasında Şekil 4.28 ve kaynak bölgesinde Şekil 4.29'daki gibidir

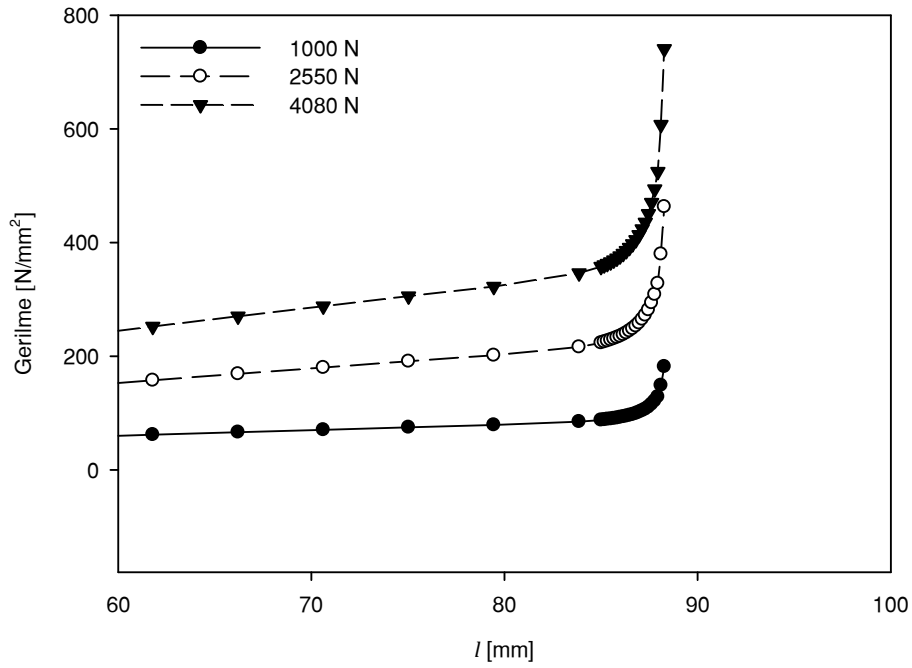
Düz köşe kaynak dikiş yapılmış bağlantılarda gerilme durumunun kaynak kalınlığına göre değişimi farklı iki kaynak kalınlığı değeri için incelenmiştir. Kaynak kalınlığının $a = 5 \text{ mm}$ (Şekil 4.27) ve $a = 8 \text{ mm}$ (Şekil 4.29) olduğu durum için elde edilen sonlu elemanlar çözümlerinde gerilme dağılımlarının belirgin bir şekilde değiştiği görülmektedir. Kaynak kalınlığının ince nispeten ince olduğu durum için kaynak kökü ile kaynak ucu arasında oluşan hatta gerilme yığılmalarının olduğu görülmektedir. Kaynak kalınlığı artıkça bu hatta daha gerilme yığılmalarının azaldığı görülmektedir. Her iki kaynaklı bağlantı için hasara duyarlı bölgenin kaynak üst ucu olduğu gözlenmiştir. Ancak ince kaynakta bu bölgedeki gerilme değeri kalın kaynak dikişine göre daha yüksektir.



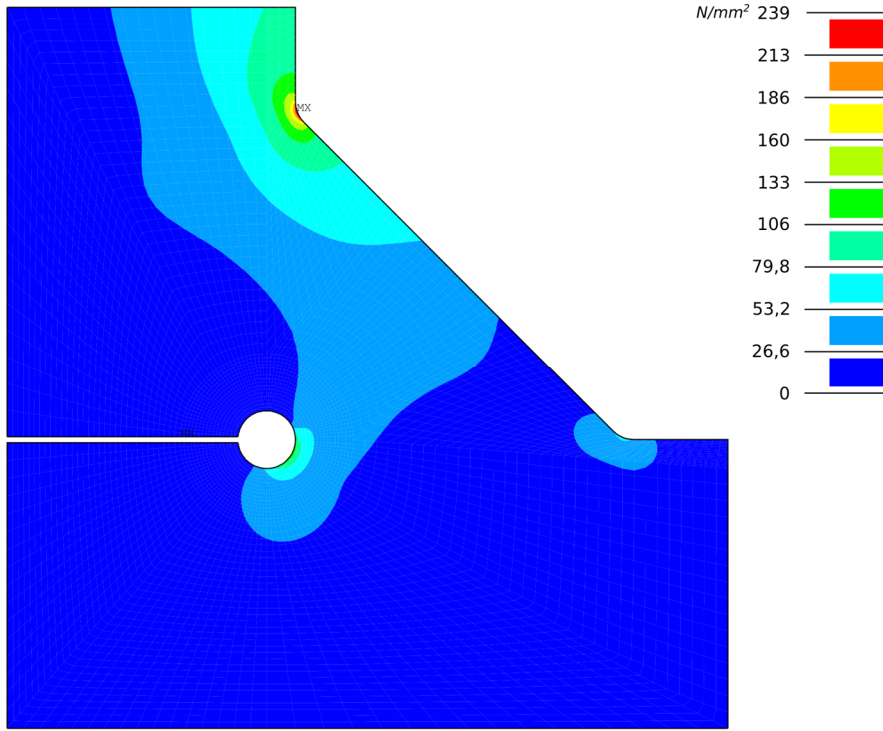
Şekil 4.26. Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ($a = 5 \text{ mm}$)



Şekil 4.27. Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı ($a = 5 \text{ mm}$)



Şekil 4.28. Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ($a = 8 \text{ mm}$)

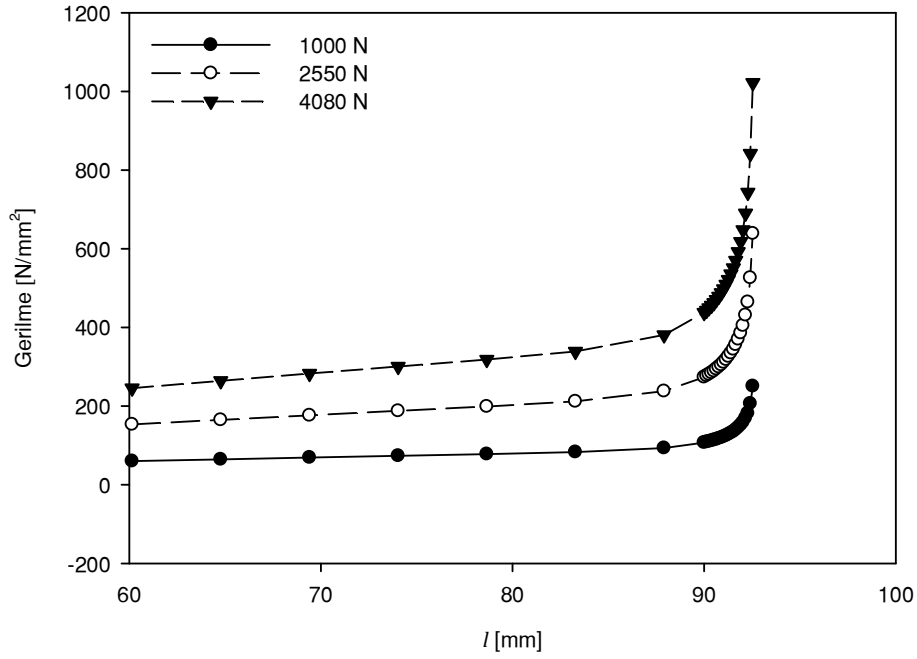


Şekil 4.29. Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı ($a = 8 \text{ mm}$)

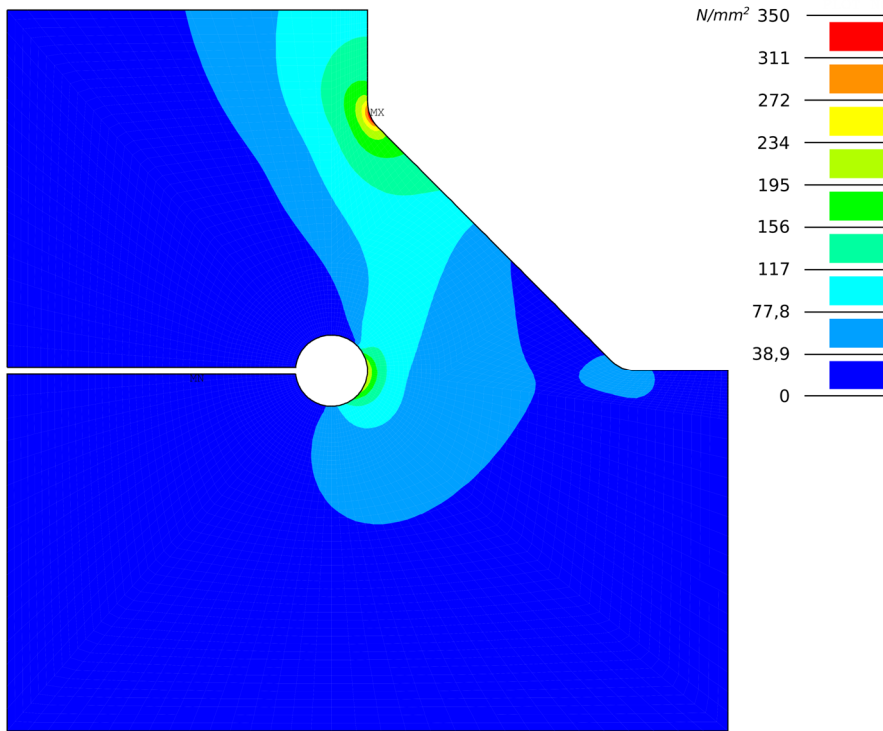
Tek taraflı kaynak dikişinin yöne bağlı olarak taşıyabileceği gerilme değerinin belirlenmesi amacıyla farklı kuvvet yönleri için sonlu elemanlar çözümleri uygulanmıştır. Bu çözümlerde $+x$ yönünde uygulanması durumunda kaynak ucu çekme tarafında kalmaktadır. Sonlu elemanlar çözümlerinde elde edilen gerilme dağılımları dikme parçasında Şekil 4.30 ve kaynak bölgesinde Şekil 4.31'deki gibidir. Kuvvet yönü değiştirildiğinde ($-x$ yönünde uygulandığında) bu kez kaynak kökü çekmeye maruz kalmakta ve en yüksek gerilme değeri artmaktadır. Tek taraflı kaynak dikişine kuvvet $-x$ yönünde uygulanması durumunda elde edilen gerilme dağılımları dikme parçasında Şekil 4.32 ve kaynak bölgesinde Şekil 4.33'teki gibidir.

Sonlu elemanlar yönteminden elde edilen gerilme dağılımları incelendiğinde düz köşe kaynak dikişi için yarım değişken yük altında çift yön (Şekil 4.27) ve tek yön (Şekil 4.31) kaynak dikişinin gerilme dağılımları benzerdir. Bu durum aynı kaynak kalınlığı ve aynı kök açıklığı için geçerlidir. Tek yön bağlantıda kök açıklığının artması ile çift yön bağlantıya olan benzerlik azalacaktır. Tek yön kaynak dikişi uyguladığında kuvvetin yönü bağlantının ömrünü belirlemektedir. Bundan bu bağlantıların tam değişken olarak kullanılması uygun değildir. Bu açıdan bakıldığında çift yön bağlantıda ise tam değişken yükleme durumuna daha uygundur.

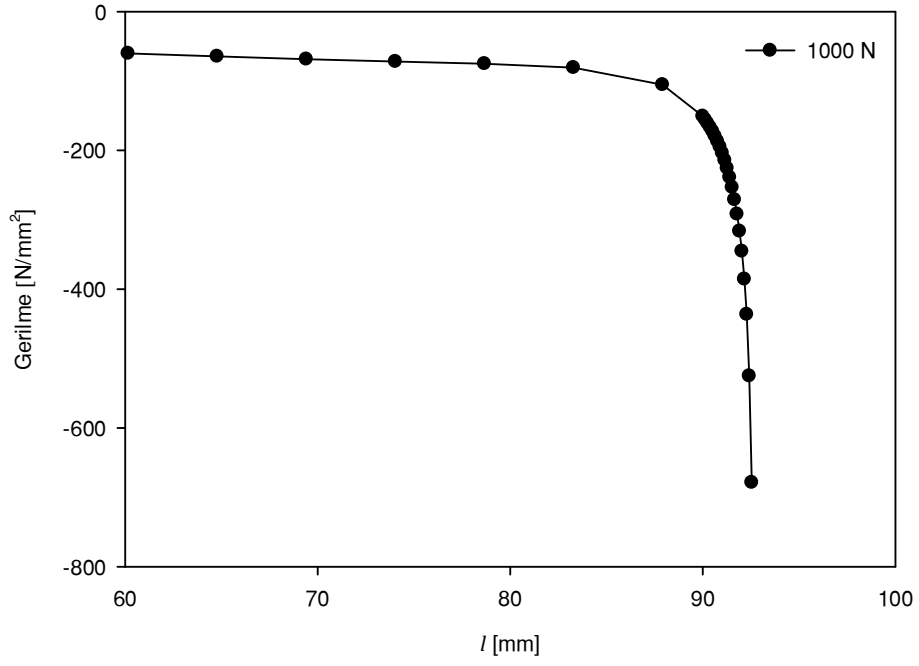
İçbükey kaynaklı bağlantıların sonlu elemanlar çözümlerinde elde edilen gerilme dağılımları dikme parçasında Şekil 4.34 ve kaynak bölgesinde Şekil 4.35'teki gibidir. Bu kaynak dikişinde en yüksek gerilme değeri diğerlerinden farklı olarak kaynak kökünde olmaktadır.



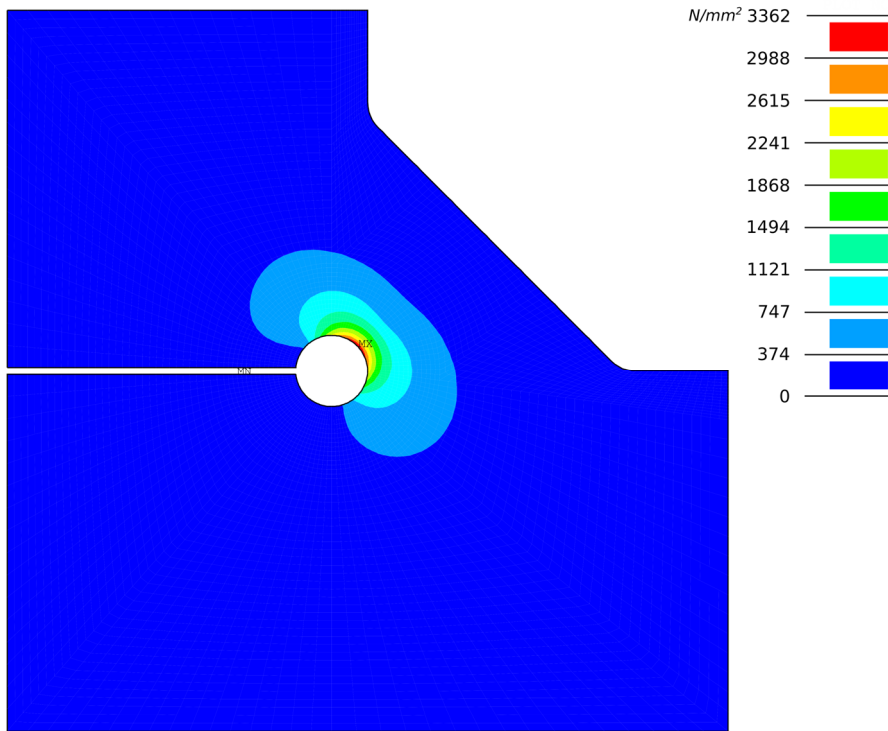
Şekil 4.30. Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ($-x$ yönünde kuvvet)



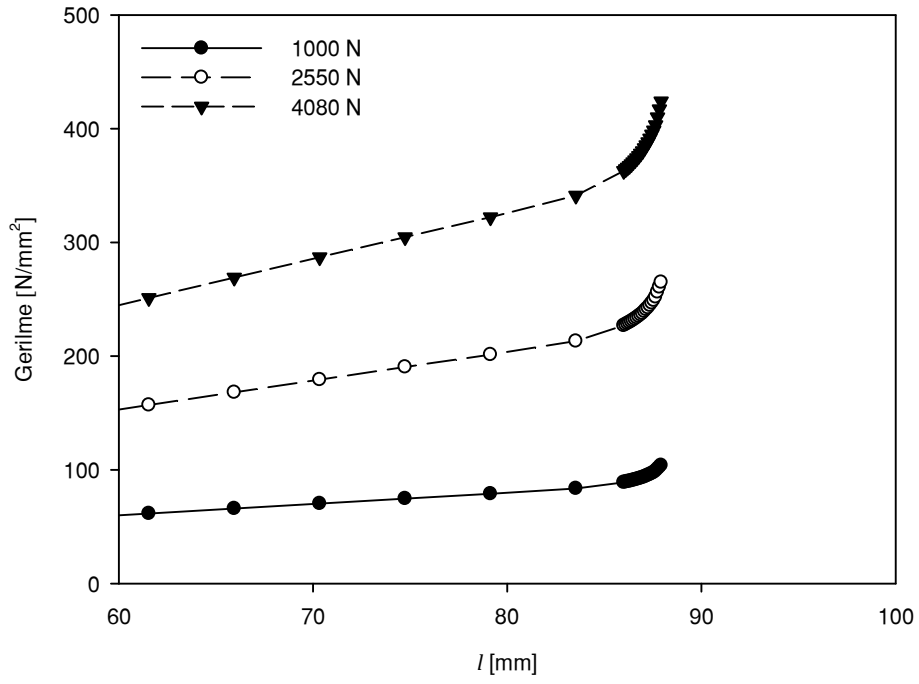
Şekil 4.31. Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı ($-x$ yönünde kuvvet)



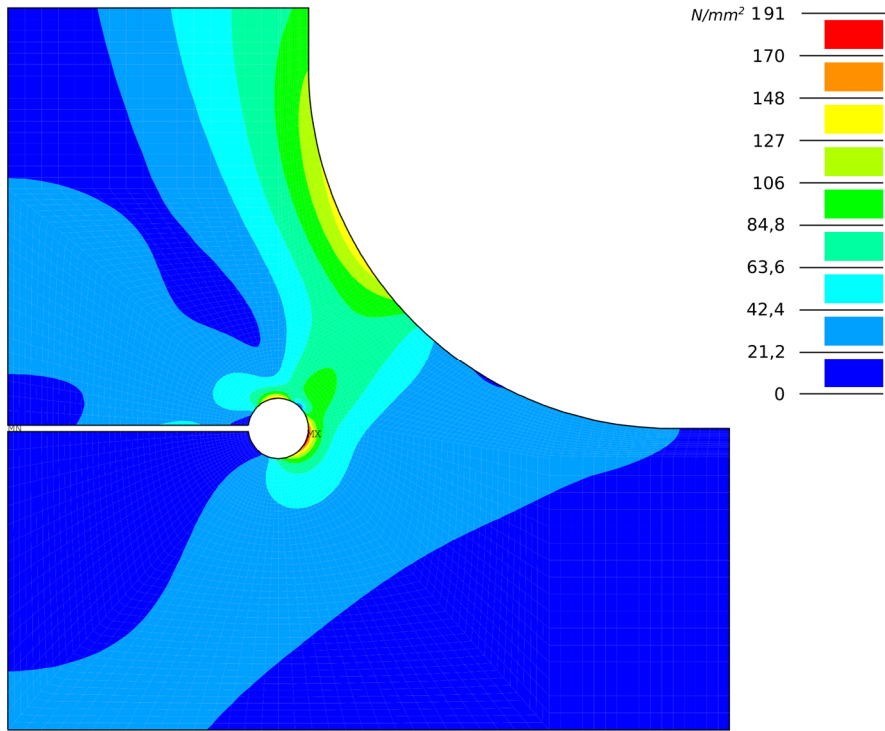
Şekil 4.32. Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler (+x yönünde kuvvet)



Şekil 4.33. Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı (+x yönünde kuvvet)



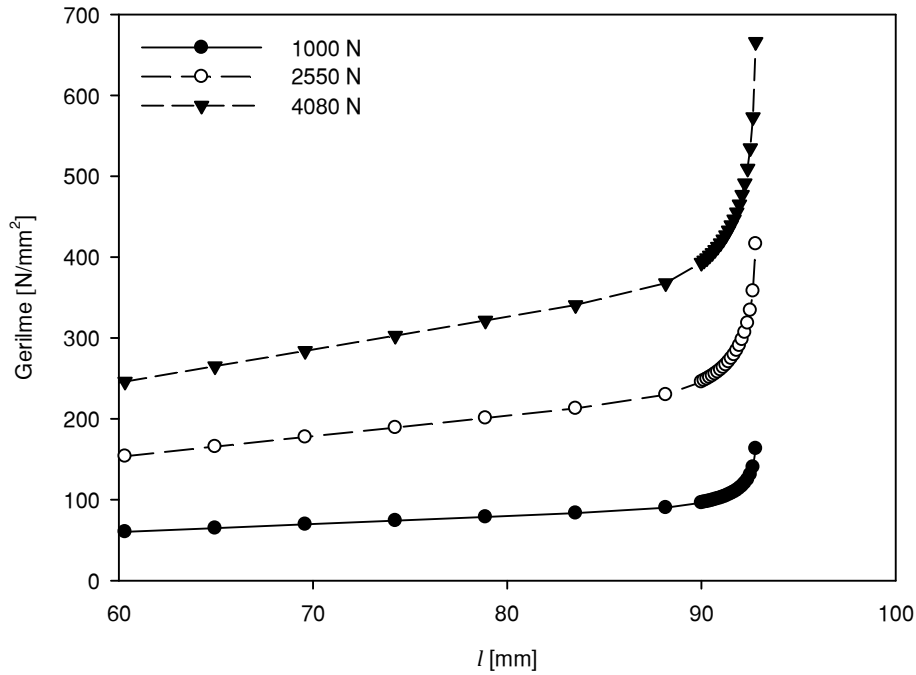
Şekil 4.34. Çift taraflı içbükey kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler



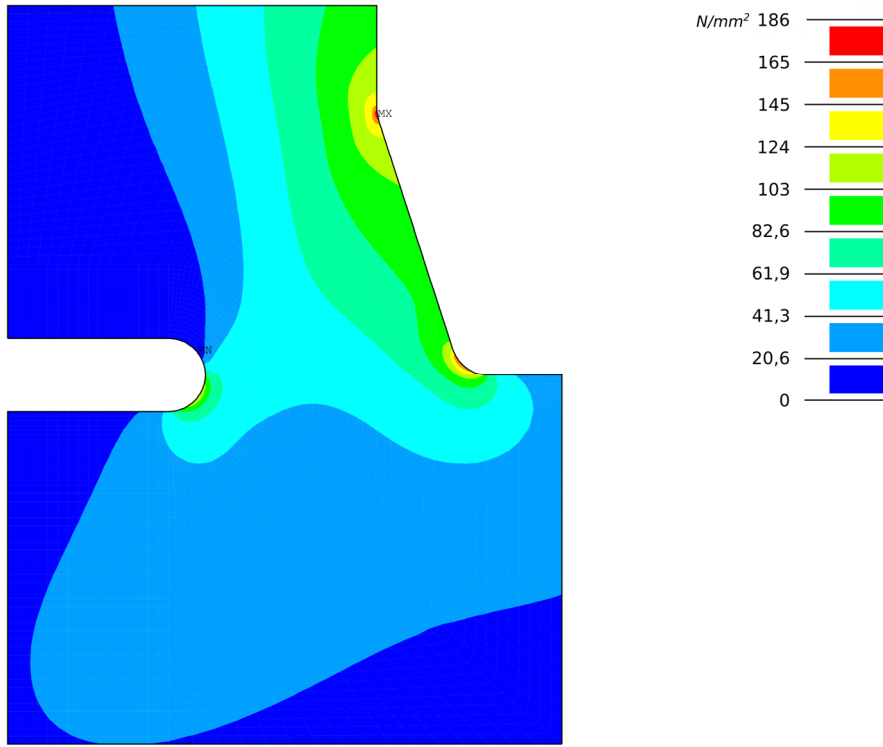
Şekil 4.35. Çift taraflı içbükey kaynak dikişinde gerilme dağılımı

K – dikişli kaynaklı bağlantıların sonlu elemanlar çözümünde elde edilen gerilme dağılımları dikme parçasında Şekil 4.36 ve kaynak bölgesinde Şekil 4.37’deki gibidir. Sonlu elemanlar çözümleri yapılırken kök açıklığı diğer bağlantı türlerinde olduğu gibi 0,1 mm olması durumunda örüntüde kullanılan elemanın geometrisini aşırı şekilde değiştirmesine sebep olmaktadır. Bundan dolayı K– dikişli yapılmış kaynaklı bağlantıların sonlu elemanlar modeli oluşturulurken kök açıklığı farazi olarak kök yarıçapına eşit alınmıştır. Bu durum sonuçlarda önemli bir değişikliğe sebep olmamaktadır.

Gerinim ölçümlerinden elde edilen verilerle sonlu elemanlar yönteminden elde edilen gerilme değerleri analitik çözümle kıyaslanmıştır. Çift taraflı dışbükey kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerleri Çizelge 4.2’de, çift taraflı düz köşe kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerleri Çizelge 4.3’te ve tek taraflı düz köşe kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerleri Çizelge 4.4’te verilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme ölçümleri arasındaki tutarlılık dikkat çekmektedir. Kaynak ucundan uzaktaki analitik çözüm ile sonlu elemanlar çözümü de uyum içerisindedir. Ancak kaynak ucuna yakın olan gerinim pullarıyla alınan ölçümler, plastik şekil değişimi bölgesine geçildiğinde Hooke kanununun geçerliliğini kaybetmesinden dolayı sonlu elemanlar yöntemi ile kıyaslanmamıştır. Analitik çözümlerde ise buradaki gerilme yığılmalarını dikkate alan bir çentik katsayısının tanımlanması gerekmektedir. Benzer şekilde müsaade edilen gerilme değerinin hesaplanması için kullanılacak olan dinamik yük katsayısı da kullanılabilir.



Şekil 4.36. K – kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler



Şekil 4.37. K – kaynak dikişinde gerilme dağılımı

Çizelge 4.2. Çift taraflı dışbükey kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması

l [mm]	Kuvvet [N]	Gerilme, σ_y [N/mm^2]			Fark, % SEM
		Analitik	Deneysel	SEM	
74	5250	389	428	390	0,260
86	5250	453	452	458	1,10
74	3500	259	294	259	0,19
86	3500	301	309	304	1,00

Çizelge 4.3. Çift taraflı düz köşe kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması

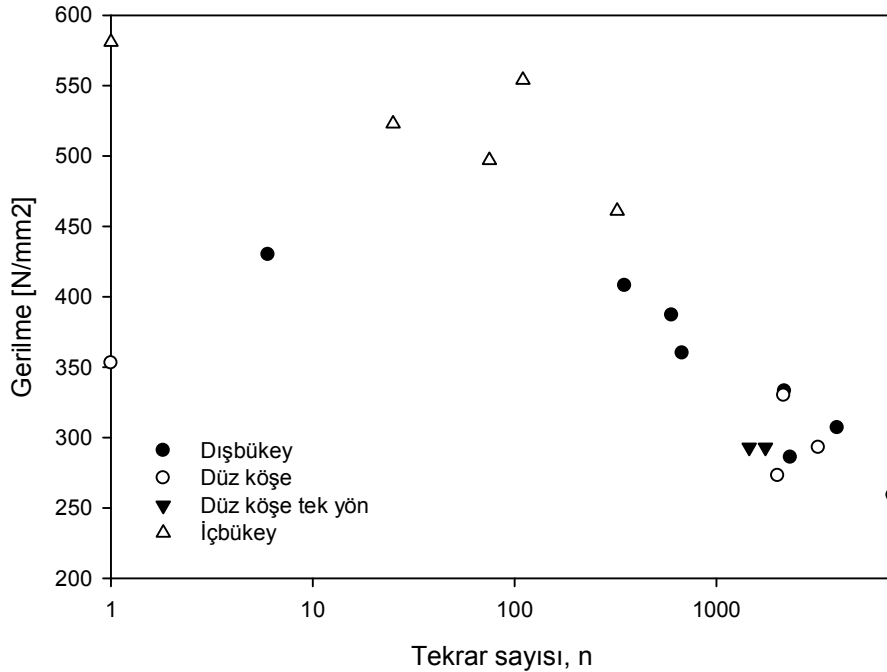
l [mm]	Kuvvet [N]	Gerilme, σ_y [N/mm^2]			Fark, % SEM
		Analitik	Deneysel	SEM	
80	4080	326	349	325	0,31
80	2550	204	218	203	0,49

Çizelge 4.4. Tek taraflı düz köşe kaynaklı bağlantıda elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması

l [mm]	Kuvvet [N]	Gerilme, σ_y [N/mm^2]			Fark, % SEM
		Anolitik	Deneysel	SEM	
80	2550	204	206	203	0,49
80	1700	136	138	135	0,73

4.3. Deney Sonuçları

Tasarlanan deney düzeneğinde farklı kuvvetler için testlere tabi tutulmuş ve deney numunesinin belirlenen kuvveti taşıyamaz duruma geldiği tekrar sayısı kaydedilmiştir. Deney düzeneği kurs sonuna geldiğinde testi sonlandırıp yük tekrar sayısını kaydedecek şekilde ayarlandığından dolayı parçalar hasara uğradıkları ilk halleri ile kopma olmadan kalmışlardır. Farklı dikiş şekillerine sahip kaynaklı bağlantılar değişken yükleme koşulları elde edilen değerler Çizelge 4.5'te ve deneylerde edilen gerilme tekrar sayılarının karşılaştırmalı gösterimi Şekil 4.38'de verilmiştir. Çizgede yatay eksen tekrar sayılarını göstermekte olup logaritmik ölçeklidir. Deney numunelerinin hasar şekilleri Şekil 4.39'da verilmiştir.

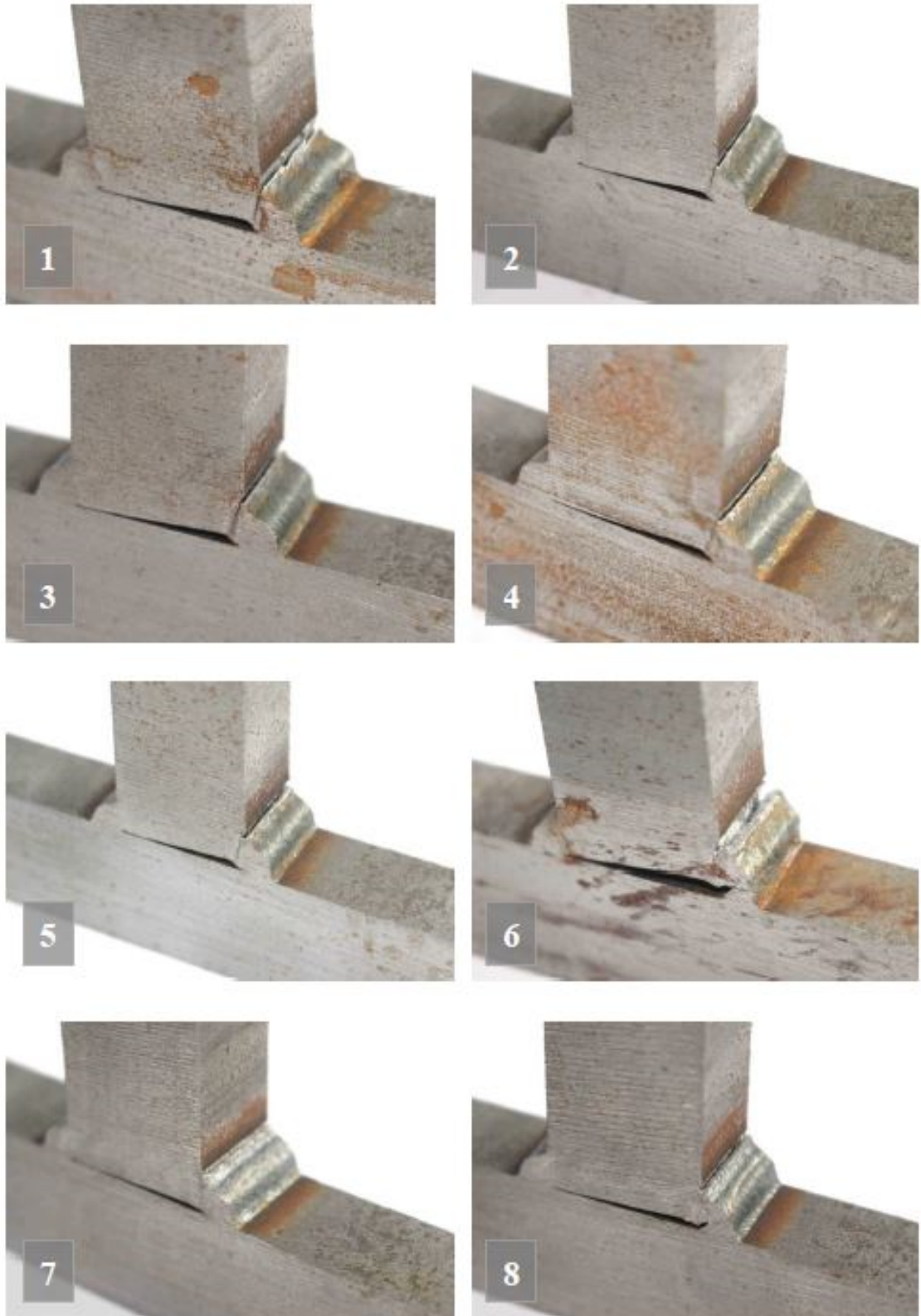


Şekil 4.38. Deney sonuçlarının karşılaştırmalı gösterimi

Çizelge 4.5. Deney numunelerine uygulanan gerilme ve tekrar sayıları

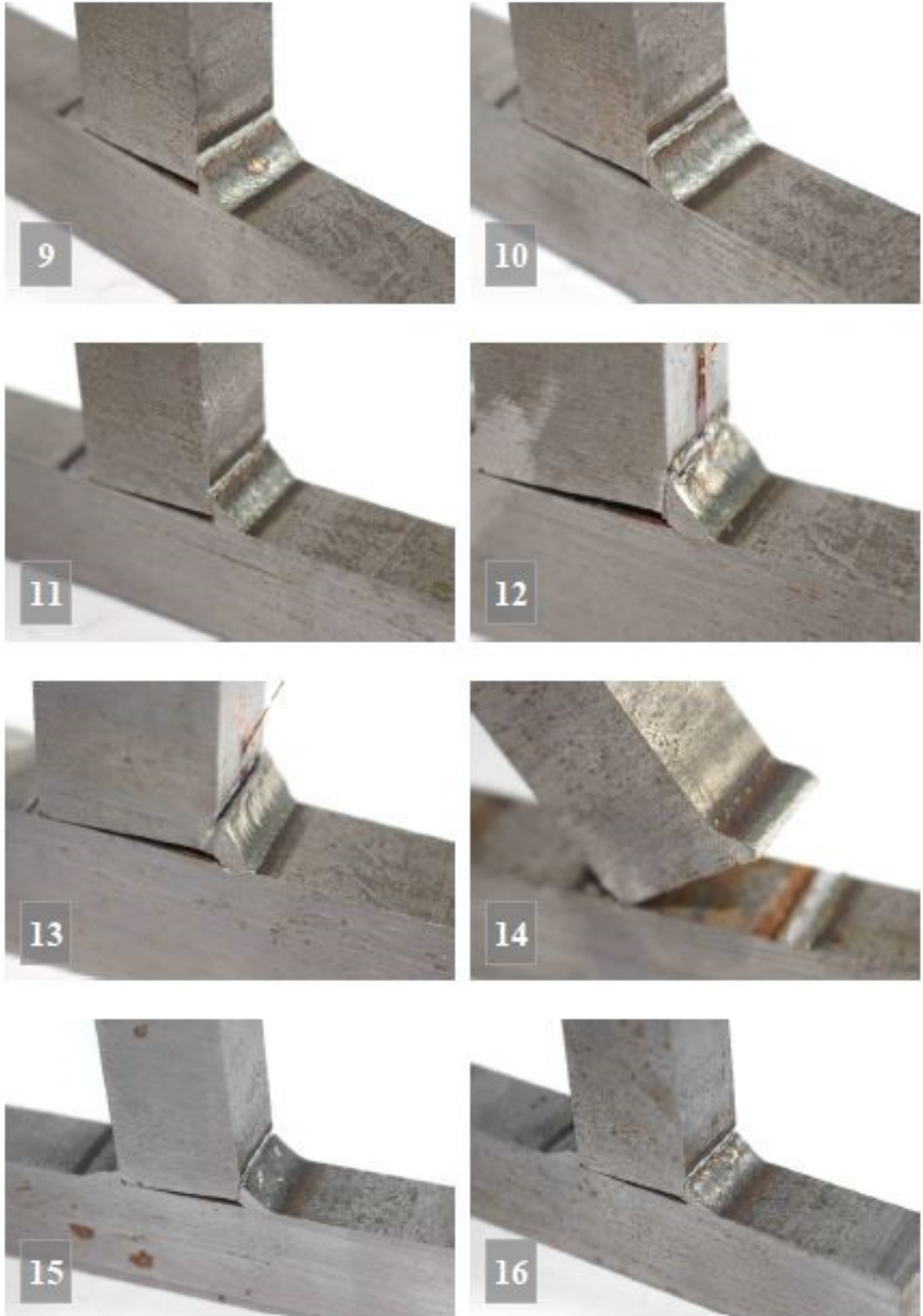
#	Dikiş şekli	Kuvvet [N]	Gerilme [N/mm ²]	Tekrar sayısı
1	Dışbükey	6800	430	6
2	Dışbükey	6460	408	351
3	Dışbükey	5695	360	676
4	Dışbükey	5270	333	2172
5	Dışbükey	6120	387	600
6	Dışbükey	4864	307	3969
7	Dışbükey	4532	286	2325
8	Dışbükey	4097	259	7490
9	Düz	4915	353	1
10	Düz	4590	330	2153
11	Düz	3803	273	2009
12	Düz	4080	293	3197
13	Tek Yön	4080	293	1747
14	Tek Yön	4080	293	1453
15	İçbükey	5350	581	1
16	İçbükey	5100	554	110
17	İçbükey	4820	523	25
18	İçbükey	4582	497	75
19	İçbükey	4250	461	322

Şekil 4.39’da görülen deney numunelerinden 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 ve 8 no.lu numuneler çift taraflı dışbükey kaynak dikişi; 10, 11, 12 ve 13 çift taraflı düz köşe kaynak dikişi; 13 ve 14 tek taraflı kaynak dikişi; 15, 16, 17, 18 ve 19 çift taraflı içbükey kaynak dikişi; 20 ise tek taraflı kaynak dikişidir. Tek taraflı kaynaklı bağlantı numunelerinden 13 ve 14 no.lu numunelere kuvvet $+x$ yönünde etki ederken 20 no.lu numuneye kuvvet ters taraftan etki etmektedir. Tek taraflı kaynak yapılmış deney numunelerinde kök tarafından kuvvet uygulanması suretiyle yapılan deneylerde bu numunelerin gerilme taşımadıkları ve kısa sürede hasara uğradıkları görülmüştür.



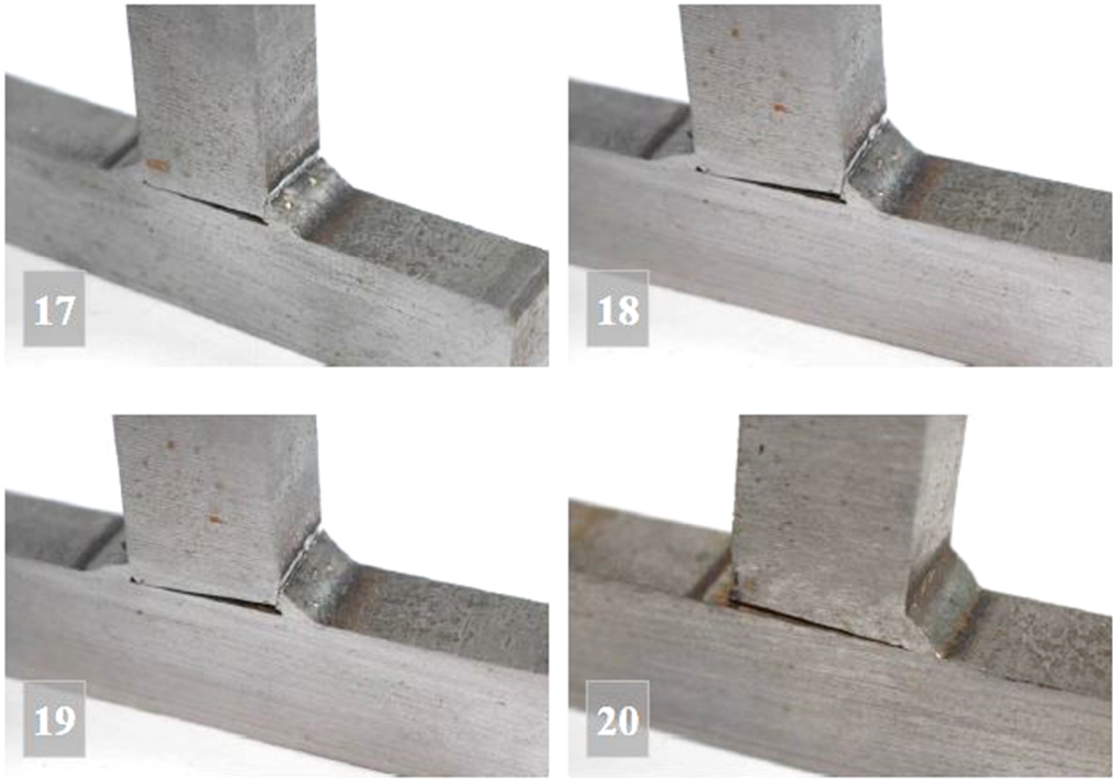
Şekil 4.39. Deney numunelerinin hasar şekilleri

(Devamı Arkada)



Şekil 4.39'un devamı

(Devamı Arkada)



Şekil 4.39'un devamı

Çift taraflı dışbükey deney numunelerinin kırılma şekilleri ile bu numunelere ait olan sonlu elemanlar çözümleri (Şekil 4.25) karşılaştırıldığında çevrim sayısı 10^3 'en küçük olan numunelerin (Şekil 4.39'da 1, 2 ve 3 numaralar) kırılma şekilleri, sonlu elemanlar çözümlerinde görülen gerilme hattı ile örtüşmektedir. Çevrim sayısı artıka oluşan hasar çatlak ilerlemesinin bir sonucudur. Bu deney numunelerinde ise (Şekil 4.39'da 5 ve 6 numaralar) çatlak başlama noktaları sonlu elemanlar çözümlerinde gerilme yığılmalarının olduğu yerlerdir. Benzer şekilde çift taraflı düz köşe deney numuneleri incelendiğinde sonlu elemanlar çözümleri (Şekil 4.27) ile hasar şekilleri (Şekil 4.39'da 12 ve 13 numaralar) örtüşmektedir.

4.4. Gerilme Yığılması Katsayılarının Karşılaştırılması

İncelenen T-kaynak bağlantılarında kaynak dikiş şekillerinin dayanımlarının farklı olduğu görülmektedir. Bu dikiş şekillerinin kıyaslanabilmesi için gerilme yığılması katsayıları hesaplanarak kıyaslanmıştır. Gerilme yığılması katsayısı (K_t) ile dinamik yük katsayısı (v_1) arasındaki ilişki Denklem (4.1) ve (4.2)'de verilmiştir.

$$v_1 = \frac{1}{0,89 \cdot K_t} \quad (4.1)$$

$$K_t = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_{nom}} \quad (4.2)$$

Yapılan çalışmalar sonucunda T kaynaklı bağlantılarda gerilme yığılmalarının kaynak dikişinin kök ve uçlarında olduğu görülmüştür. Kaynak dikişinin yatay parçadaki ucunda oluşan gerilmelerin, dik parçadaki ucu ve kökünde oluşan gerilmelerin çok daha büyük olmasından dolayı mukavemet hesabı açısından önemsiz olduğu görülmüştür. Başka bir deyişle kaynak bağlantısı dikmedeki uç ve kök açısından emniyetli ise yataydaki uçta çatlak başlaması beklenmemektedir. Bundan dolayı dinamik yük katsayılarının hesabında dikey uç ve kökteki gerilmeler dikkate alınmıştır. Kaynak bağlantısının dikiş şekline ve kuvvet yönüne göre duyarlı bölgeleri Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Yapılan deneyler ve çözümler sonucunda elde edilen dinamik yük katsayılarının dikiş geometrisine göre kıyaslanması Çizelge 4.7'de verilmiştir. Uç gerilmeleri incelendiğinde elde edilen sonlu elemanlar çözümü analitik çözümlere yakındır. Kaynak köküne bakıldığında büyük oranda çentik etkisi olduğu görülmektedir. Burada verilen K_t değerleri SEM değerlerinin analitik çözüme oranlanması sonucunda kök gerilmesi için elde edilmiştir. Çizelge incelendiğinde içbükey kaynak dikişi uç gerilmeleri açısından güvenle olarak görülmektedir. Bu dikiş şekli için beklenen çatlak başlangıç bölgesi kaynak köküdür. Kaynak kökünde oluşan gerilme yığılması diğer kaynak dikişi türlerine göre çok daha yüksektir.

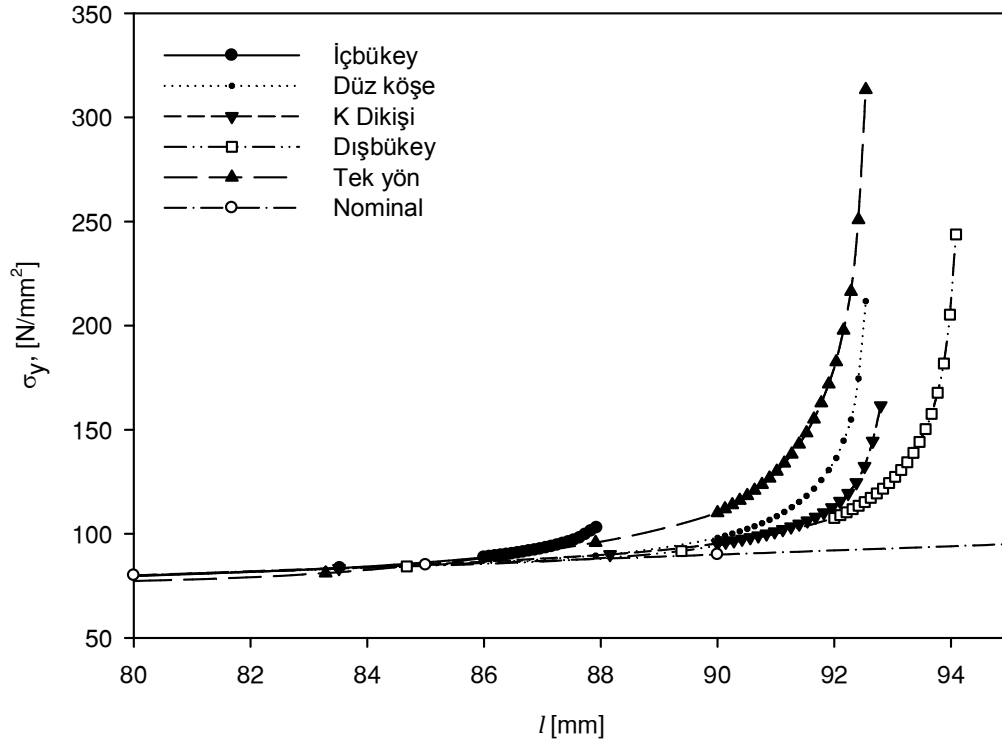
Kaynak bağlantılarının hasarlarının ITAB dolayında başladığı düşünüldüğünde bu bölgeye kadar olan gerilme dağılımı Şekil 4.40'da verilmiştir. Eşit kuvvet etkisinde

Çizelge 4.6. Kaynaklı bağlantılarda hasara duyarlı bölgeler

Dikiş Şekli	Kuvvet Yönü	Maksimum gerilme	Çatlak İlerleme
Dışbükey	Çift taraflı	Üst uç	Ana metal
Düz köşe	Çift taraflı	Üst uç	Ana metal
İçbükey	Çift taraflı	Kök	Kaynak Dikişi
Tek Yön	Kök Çekmede	Kök	Kaynak Dikişi
Tek Yön	Kök Basmada	Üst uç	Ana metal
K Dikişi	Çift taraflı	Üst uç	Ana metal

Çizelge 4.7. Dikiş şekline göre kök gerilmelerinin karşılaştırılması

Dikiş Şekli	Kök gerilmesi [N/mm ²]		Alt uç gerilmesi [N/mm ²]		K_t
	Ortalama	SEM	Ortalama	SEM	
Dışbükey	36,7	256	57,2	60,7	6,98
Düz köşe	24,5	202	42,1	53,3	8,24
İçbükey	10,4	177	22,8	22,5	17,0



Şekil 4.40. Kuvvet noktasından ITAB'a kadar eğilme gerilmesi ($F = 1000 N$)

($F = 1000 N$, $t = 20 mm$) kuvvet noktasından 85 mm uzaklığa kadar ($l = 85 mm$) doğal olarak eşit eğilme gerilmesi oluşmaktadır. Kaynak dikişinin geometrisine göre oluşan gerilme yığılmaları ITAB yakınlarında artmaya başlamaktadır. Gerilme yığılmaları ortalama gerilme çizgisinden sapmaya göre belirlenmiştir.

Bağlantının genelinde oluşan maksimum gerilme dikkate alınarak yapılan değerlendirmeler sonucunda elde edilen dinamik yük katsayıları Çizelge 4.8'de görülmektedir. Çizelgede de görüldüğü gibi dinamik yük katsayıları literatürde verilen değerlere göre daha düşüktür.

Çizelge 4.8. Dinamik yük katsayılarının karşılaştırılması

Dikiş Şekli	Kuvvet Yönü	σ_{maks} , [N/mm^2]	σ_{nom} , [N/mm^2]	K_t	v_1
Dışbükey	Çift taraflı	397	95	4,18	0,27
Düz köşe	Çift taraflı	309	93	3,32	0,34
İçbükey	Çift taraflı	177	88	2,01	0,56
Tek Yön	Kök Çekmede	3361	816	4,12	0,27
Tek Yön	Kök Basmada	350	93	3,76	0,30
K Dikişi	Çift taraflı	186	93	2,00	0,56

Kaynaklı bağlantılar için elde edilen dinamik yük katsayıları (v_1) sürekli mukavemet değerleri (σ_k) kaynak boğaz kalınlığı dikkate alındığında Çizelge 4.9 ve ana metal kalınlığı dikkate alındığında Çizelge 4.10'daki gibi olmaktadır.

Yapılan deneylerde 10^3 tekrardan fazla dayanan numuneler için Denklem (2.20) yardımıyla $k = 3$ için sürekli mukavemet değerleri hesaplanmış ve Çizelge 4.11'de sunulmuştur. Deney numunelerinde kaynak kalınlığının parça kalınlığına oranı (a/t) dikkate alındığında Çizelge 4.9'da verilen sürekli mukavemet değerleri ile deneyler sonucunda elde edilen sürekli mukavemet değerlerinin uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Ancak a/t oranı arttıkça kaynak dikisinde hasar meydana gelme olasılığı düştüğü için ana metalde oluşan çentik gerilmeleri hasarın nedeni olacak ve Çizelge 4.10'da verilen dinamik yük katsayıları geçerli olacaktır. Parça kalınlığı sabit tutulup kaynak kalınlığı artırıldığında elde edilen sonuçlarda ($a = 5 \text{ mm}$; $t = 20 \text{ mm}$ ve $a = 8 \text{ mm}$; $t = 20 \text{ mm}$) dinamik yük katsayısı $v_1 = 0,34$ değerinden $v_1 = 0,42$ değerine yükselmektedir (Çizelge 4.10).

Ana metal için verilen dinamik yük katsayılarından yola çıkılarak elde edilen dinamik yük katsayıları ve çentik gerilmesi yaklaşımı için önerilen 225 N/mm^2 çentik gerilmesi değeri dikkate alınarak elde edilen sürekli mukavemet değerleri başucu

Çizelge 4.9. Kaynak boğazı dikkate alınarak yapıldığında elde edilen değerler

Dikiş şekli	$\sigma_{maks}, [N/mm^2]$	$\sigma_{nom}, [N/mm^2]$	K_t	v_1	$\sigma_k, [N/mm^2]$
Dışbükey	397	63,2	6,28	0,18	40,2
Düz köşe	309	63,2	4,89	0,23	51,7
İçbükey	177	63,2	2,80	0,40	90,3
Tek yön	350	63,2	5,54	0,20	45,7
K Dikişi	186	100	1,86	0,60	136

Çizelge 4.10. Ana metal kalınlığı alınarak yapıldığında elde edilen değerler

Dikiş şekli	$\sigma_{maks}, [N/mm^2]$	$\sigma_{nom}, [N/mm^2]$	K_t	v_1	$\sigma_k, [N/mm^2]$
Dışbükey	397	95	4,18	0,27	60,5
Düz köşe ($a = 5 \text{ mm}$)	309	93	3,32	0,34	76,1
Düz köşe ($a = 8 \text{ mm}$)	239	90	2,65	0,42	94,5
İçbükey	177	88	2,01	0,56	126
Tek yön	350	93	4,12	0,27	61,4
K Dikişi	186	100	1,86	0,60	136

Çizelge 4.11. Deneyler sonucunda elde edilen sürekli mukavemet değerleri

Dikiş şekli	Kuvvet [N]	Tekrar sayısı	Gerilme [N/mm^2]	σ_k , [N/mm^2]
Dışbükey	3100	1172	333	27,8
Dışbükey	2860	3969	307	38,6
Dışbükey	2410	7490	259	41,0
Düz köşe	2700	2553	471	51,3
Düz köşe	2600	3237	454	53,4
Tek yön	2400	1747	419	39,1
Tek yön	2400	1453	419	36,8

kitaplarında sunulan değerlerden daha küçüktür. Bu değerlerin karşılaştırılması Çizelge 4.12’de verilmiştir. Çizelgede Niemann için verilen değerler Çizelge 2.1’de sunulan değerlerden yola çıkarak S235 malzeme için yarım değişken zorlama durumu hesaplanmıştır. IIW için verilen değerler ise Çizelge 2.1’deki şekillere karşılık gelen yorulma sınıfı tanımlarından elde edilmiştir. Her iki kaynak arasında alın kaynağı yapılmış bağlantılar için bir farklılık söz konusudur.

Bu çalışma kapsamında önerilen değerler IIW tarafından sunulan el kitaplarına daha uygundur. Bu durum tüm kaynak kalınlıkları için sabit bir katsayının kullanışsız olduğu sonucuna işaret etmektedir. Bundan dolayı kaynak bağlantılarında yorulma hesapları yapılırken, kaynak kalınlığının parça kalınlığına oranının (a/t) dikkate alınması daha uygun olacaktır.

Çizelge 4.12. Sürekli mukavemet değerlerinin karşılaştırılması, [N/mm^2]

Dikiş Şekli	Gerilme cinsi	Niemann (1981)	IIW (Hobbacher 2016)	Bu çalışma
Alın V Dikişi	Çekme	170	71	-
Alın İşlenmiş	Çekme	313	112	-
Dışbükey	Eğilme	235		60,5
Düz köşe	Eğilme	238	90	76,1
İçbükey	Eğilme	296		126
Tek Yön	Eğilme	37,4		61,4
K Dikişi	Eğilme	272	100	67,2

5. SONUÇ

Bu tez kapsamında kaynaklı bağlantılarda dikiş şekillerinin yorulma mukavemetine olan etkisinin incelenmesi için deneysel ve sayısal çalışma yapılmıştır. Deneysel çalışmalar doğrusal dinamik yük uygulaması için tasarlanan deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde farklı dikiş şekilleri için robot mekanizmaları ile imal edilmiş T şeklindeki kaynaklı bağlantılar kullanılmıştır. Farklı kuvvetler için deneyler tekrar edilerek hasar şekilleri incelenmiştir. Deney numunelerinden alınan gerinim ölçümleri sonlu elemanlar çözümleri ile kıyaslanmıştır. Sonlu elemanlar çözümleri ile sonuçlar genişletilerek T kaynak bağlantılarının dinamik yüklerle karşı olan dayanımlarının hesaplanmasında kullanılmak üzere dinamik yük katsayıları sunulmuştur.

Yorulma testlerinin uygulanması için doğrusal dinamik uygulayan bir yorulmaz deney düzeneği tasarlanarak imal edilmiştir. Yorulma deneyleri, kısa mesafede yüksek yüklere sebep olan aynı zamanda farklı yükleme koşullarını içeren bir süreci içermektedir. Bu deney düzeneğinde bir elektromekanik silindirden faydalanılmıştır. Elektromekanik silindirlerin ömürleri, tıpkı rulmanlarda olduğu gibi, yükleme durumundan ve yük taşıma mesafesinden etkilenmektedir. Ömürleri km olarak değerlendirilen bu makinelerin, uzun süreler kullanılabilmesi için yükleme çizgelerine uygun kullanılması gerekmektedir. Düşük çevrimli yorulmada uygulanan kuvvet yüksek ancak çevrim sayısı düşük iken yüksek çevrimli yorulmada bunun tam tersidir. Bundan dolayı elektromekanik silindir aşınmasını azaltmak için deney düzeneğinde bir kaldırıcı kullanılmıştır. Bu basit çözümde yol uzatılarak kuvvetten kazanç sağlanmıştır. Böylece hem elektromekanik silindirin kuvvet ömür çizgesine uygun olarak kullanılmış olup hem de aynı bilyeler üzerinde çalışması sonucunda, bilyelerde meydana gelebilecek aşınma problemlerinin önüne geçilmiştir. Deney düzeneğinde bir kullanıcı ekranı bulunmaktadır. Bu ekran yardımı ile kuvvet ve kuvvetin uygulama hızı değiştirilebilmektedir. Deney sonunda yük tekrar sayısı ekran üzerinden okunmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan elektromekanik silindirin kurs limitinden dolayı numunelerde kopma olmamıştır. Daha uzun bir silindir ile kopma gerçekleşene kadar deney devam ettirilebilir.

Deney numuneleri üzerinden gerinim ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümlerden parçanın yüzeyinde oluşan eğilme gerilmesi hesaplanmıştır. Kaynak dikişinden uzak bölgede alınan ölçümlerin sonuçları ile sonlu elemanlar yönteminden elde edilen sonuçların uyum içerisinde olduğu, yine sonlu elemanlar çözümleri ile analitik çözümler arasındaki bağıl farkın %1'den daha düşük olduğu görülmüştür. Ancak kaynak ucundan alınan gerinim ölçümlerinde bölgesel olarak kalıcı şekil değişimi gözlemlendiği için bu ölçümler sonlu elemanlar çözümleri ile karşılaştırılamamıştır. Kaynak ucunun esnek şekil değişimi sınırları içerisinde kalması halinde sonlu elemanlar çözümlerinin kullanılabilir olduğu kanaatine varılmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda T kaynaklı bağlantılarda gerilme yığılmalarının kaynak dikişinin kök ve uçlarında olduğu görülmüştür. Kaynak dikişinin yatay parçadaki ucunda oluşan gerilmelerin, dik parçadaki ucu ve kökünde oluşan gerilmelerin çok daha büyük olmasından dolayı mukavemet hesabı açısından önemsiz olduğu görülmüştür. Başka bir deyişle kaynak bağlantısı dikmedeki uç ve kök açısından emniyetli ise yataydaki uçta çatlak başlaması beklenmemektedir. Bundan dolayı dinamik yük katsayılarının hesabında dikey uç ve kökteki gerilmeler dikkate alınmıştır.

Kaynak dikiş şekilleri incelendiğinde beklenildiği gibi dışbükey kaynak dikişleri düz köşe kaynak dikişinden, düz köşe kaynak dikişi de, iç bükey kaynak dikişinden daha yüksek çentik katsayısına sahiptir. Ancak sonlu elemanlar çözümleri hatasız kaynak geometrisi için elde edilmiştir. İçbükey kaynak dikişleri geometrik olarak kaynak uçlarında çentik etkisini en az oluşturan dikiş şekline sahip olmalarına rağmen imalatında seçilen kaynak parametrelerinden dolayı ideal geometrisini elde edilemediğinde beklenen dayanımı verememektedir. Aynı zamanda kaynak yüzeyinin geometrisi imalattan kaynaklanan hataları fazlaca içermektedir. Bu etkiler kaynak kalitesi katsayısı ile dikkate alınmalıdır.

Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantıları bilindiği gibi en çok duyarlı nokta sayısı içeren T-bağlantı şeklindedir. Bu kaynak bağlantılarında çentikle kaynak ucundan veya kaynak kökünden başlayabilmektedir. Kaynak kökünden başlayan çatlaklar kaynak dikişi içinden hareket etmektedir ve kırılmaya götüren mesafe kaynak boğaz kalınlığıdır. Kaynak ucundan başlayan çatlaklar ana metalden ilerlemekte ve kırılmaya götüren mesafe kaynak kök çatlağına göre daha uzundur. Bundan dolayı kaynak kökünden başlayan çatlakların daha tehlikeli olduğu söylenebilir.

Tek taraflı düz köşe kaynak dikişi ile çift taraflı düz köşe kaynak dikişi aynı kaynak kalınlığı için benzer gerilme dağılımına sahiptir. Tek taraflı kaynak dikişinin kökü çekmeye maruz kalmadığı sürece yarım değişken zorlama durumunda tercih edilebilir. Tek taraflı kaynak dikişi için $v_1 = 0,27$ iken çift taraflı olması durumunda $v_1 = 0,34$ değerine ulaşmaktadır.

Literatürde verilen dinamik yük katsayılarının yapılan deneysel ve sayısal çalışma sonucunda elde edilen verilerden yüksek olduğu görülmüştür. Kaynaklı bağlantıların dinamik davranışları hakkındaki yetersiz bilgi ve kaynak işleminin günümüz teknolojisine göre daha çok hata içerdiği göz önüne alındığında, daha kalın kaynak dikişleri tercih edildiği görülmektedir. Robot mekanizmaları ile yapılan gaz altı kaynağının kalitesi dikkate alındığında daha ince kaynak dikişleri yapılması mümkündür. Ancak bu çalışmada görüldüğü üzere literatürde verilen sabit katsayılar özellikle ince kaynak dikişlerinin yorulma dayanımlarını tanımlamada yetersiz kalmaktadır. İki farklı kaynak kalınlığı için çift taraflı düz köşe kaynaklı bağlantılarında $a = 5 \text{ mm}$ için dinamik yük katsayısı $v_1 = 0,34$ olurken, $a = 8 \text{ mm}$ için $v_1 = 0,42$ olduğu görülmüştür. Buradan yola çıkarak sabit bir dinamik yük katsayısı yerine kaynak kalınlığının parça kalınlığına oranını dikkate alan (a/t) katsayıların kullanılmasının uygun olduğu düşünülmektedir. Bu katsayılar çentik gerilmesi yaklaşımından yola çıkarak hesaplanmıştır.

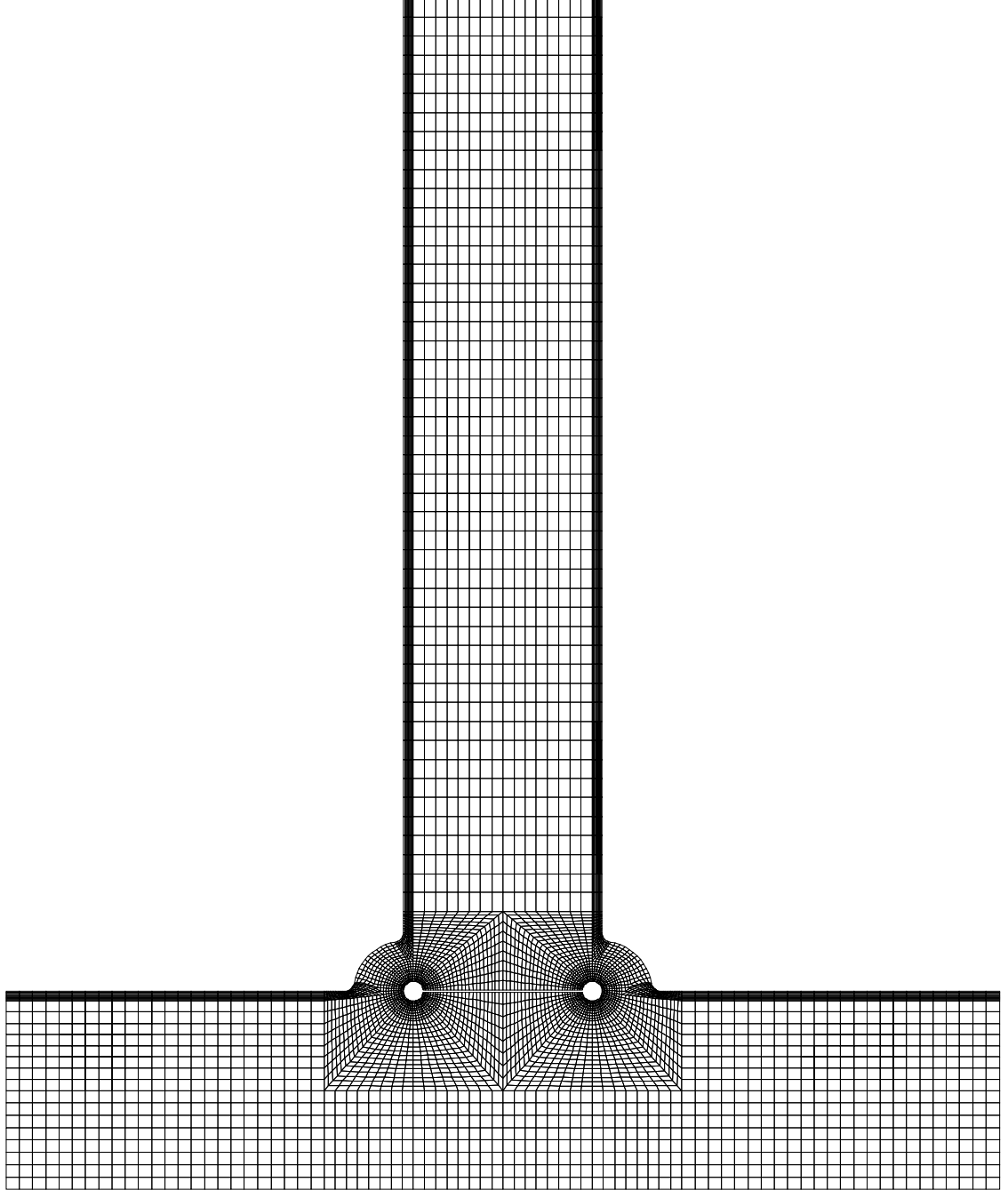
Bu çalışmada incelenen T – kaynak şekilleri farklı kaynak kalınlıkları ve farklı gerilme türleri için tekrarlanabilir. Benzer şekilde deney düzeneğinde gerekli değişiklikler yapılarak alın kaynağı yapılmış numuneler farklı gerilme türleri için incelenerek dinamik yük katsayıları elde edilebilir. Sonlu elemanlar çözümlerinden faydalanarak sonuçlar genişletilebilir.

6. KAYNAKLAR

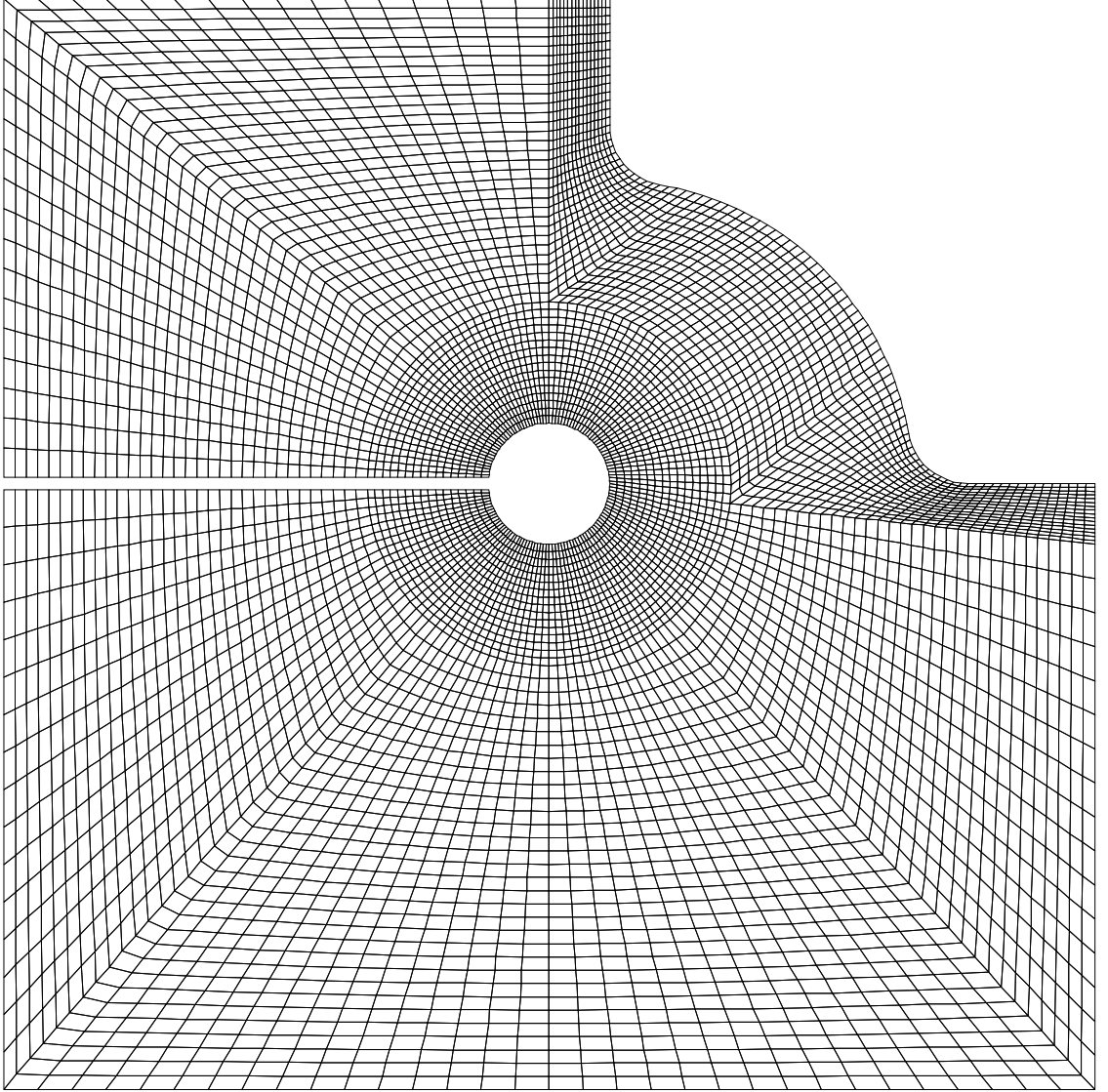
- Babu, S.S. 2004. The mechanism of acicular ferrite in weld deposits. *Current Opinion in Solid State and Materials Science*, 8(3–4), 267–278.
- Baumgartner, J. 2017. Review and considerations on the fatigue assessment of welded joints using reference radii. *International Journal of Fatigue*, 101, 459–468.
- Berto, F. and Fergani, O. 2017. A review of the notch rounding approach under in plane mixed mode loading. *International Journal of Fatigue*, 101, 127–136.
- Brennan, F.P., Peleties, P. and Hellier, A.K. 2000. Predicting weld toe stress concentration factors for T and skewed T-joint plate connections. *International Journal of Fatigue*, 22(7), 573–584.
- Campbell, F.C. 2008. Elements of Metallurgy and Engineering Alloys. ASM International, Ohio, 656 p.
- Carpinteri, A., Ronchei, C., Scorza, D. and Vantadori, S. 2015. Fracture mechanics based approach to fatigue analysis of welded joints. *Engineering Failure Analysis*, 49, 67–78.
- ÇSGB. 2013. Sağlık Kuralları Bakımından Günde Azami Yedi Buçuk Saat Veya Daha Az Çalışması Gereken İşler Hakkında Yönetmelik. Resmi Gazete Sayı: 28709 (16.07.2013)
- Decker, K. 1992. Machinenelemente. Carl Hanser Verlag, Münschen Wien, 631 p.
- DIN 18800. 1981. Steel structures, dimensioning and design (German). Beuth Verlag, Berlin.
- Dowling, N.E. 2012. Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue. Pearson, New Jersey, 960 p.
- Eurocode 3. 1984. Common uniform rules for steel structures. Köln.
- Fricke, W. 2012. IIW Recommendations for the Fatigue Assessment of Welded Structures by Notch Stress Analysis. In: Fricke, W. (Ed.), Woodhead Publishing, Cambridge, pp. 1-45.
- Gurney, T. 2006. Cumulative Damage of Welded Joints. CRC Press, Cambridge, 442 p.
- Haagensen, P.J. and Maddox, S.J. 2013. IIW Recommendations on Methods for Improving the Fatigue Strength of Welded Joints. Woodhead Publishing, Cambridge, 42 p.
- Haibach, E. 1967. Assessment of the reliability of components subjected to cyclic loading. *Lufi Raumfiechn*, 13(8), 188–193.
- Henshell, R.D. and Shaw, K.G. 1975. Crack tip finite elements are unnecessary. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 9(3), 495–507.
- Hobbacher, A. 1996. Fatigue Design of Welded Joints and Components. Woodhead Publishing, Cambridge, 127 p.
- Hobbacher, A. 2016. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. Springer, Switzerland, 143 p.

- Hobbacher, A.F. 2009. The new IIW recommendations for fatigue assessment of welded joints and components - A comprehensive code recently updated. *International Journal of Fatigue*, 31(1), 50–58.
- IIW-Doc-693-81. 1982. Design recommendations for cyclic loaded welded steel structures. Weld World.
- John, K.H. and Tiegelkamp, M. 2010. IEC 61131-3: Programming Industrial Automation Systems: Concepts and Programming Languages, Requirements for Programming Systems, Decision-Making Aids. Springer Science & Business Media, Heidelberg, 390 p.
- Lazzarin, P., Lassen, T. and Livieri, P. 2003. A notch stress intensity approach applied to fatigue life predictions of welded joints with different local toe geometry. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26(1), 49–58.
- Lazzarin, P. and Livieri, P. 2001. Notch stress intensity factors and fatigue strength of aluminium and steel welded joints. *International Journal of Fatigue*, 23(3), 225–232.
- Madenci, E. and Guven, I. 2015. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. Springer, New York, 657 p.
- Manson, S.S. 1962. Discussion: Experimental support for generalized equation predicting low cycle fatigue. *Journal of Basic Engineering*, 84(4), 537–541.
- Mattos, R.J. and Lawrence, F.V. 1975. Estimation of the Fatigue Crack Initiation Life in Welds Using Low Cycle Fatigue Concepts. Fracture Control Program Report, No.19, Illinois, USA.
- Miner, M.A. 1945. Cumulative Damage in Fatigue. *Journal of Applied Mechanics*, 12(3), A159–A164.
- Niemann, G. 1981. Maschinenlemente Band I, Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Springer, Berlin, 398 p.
- Niemi, E., Fricke, W. and Maddox, S.J. 2006. Fatigue Analysis of Welded Components - Designer's Guide to the Structural Hot-Spot Stress Approach. Woodhead Publishing, Cambridge, 76 p.
- Poutiainen, I. and Marquis, G. 2006. A fatigue assessment method based on weld stress. *International Journal of Fatigue*, 28(9), 1037–1046.
- Radaj, D. 1990. Design and Analysis of Fatigue Resistant Welded Structures. Woodhead Publishing, Cambridge, 391 p.
- Radaj, D., Sonsino, C.M. and Fricke, W. 2006. Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches. Woodhead Publishing, Cambridge, 639 p.
- Radaj, D., Sonsino, C.M. and Fricke, W. 2009. Recent developments in local concepts of fatigue assessment of welded joints. *International Journal of Fatigue*, 31(1), 2–11.
- Shigley, J.E. 2011. Shigley's Mechanical Engineering Design. McGraw-Hill Education, Tata, 1059 p.
- Singh, R. 2012. Weld Defects and Inspection. Applied Welding Engineering. In: Singh,

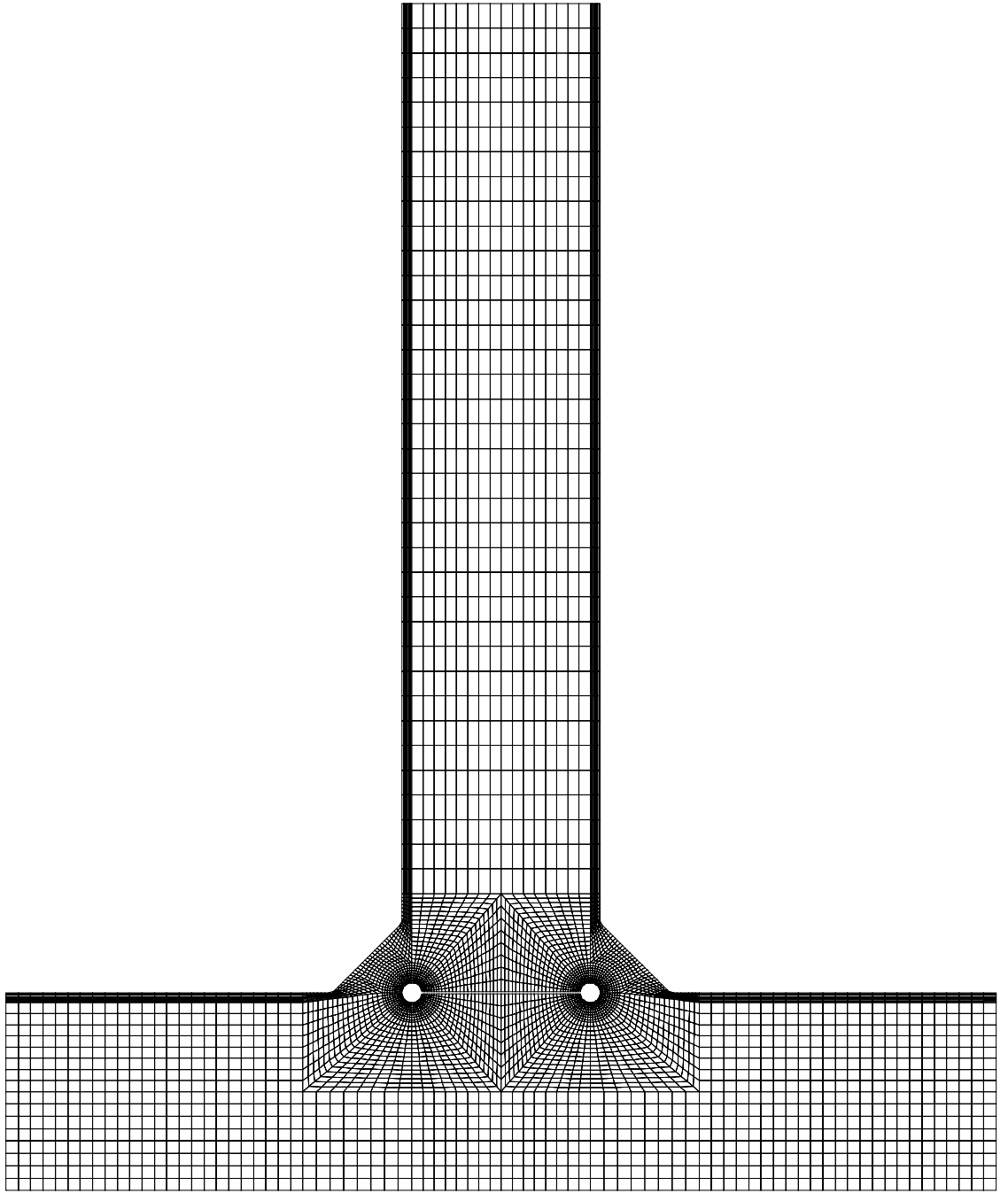
- R. (Ed.), Elsevier, Oxford, pp. 229–243.
- Smith, R.A. and Miller, K.J. 1978. Prediction of fatigue regimes in notched components. *International Journal of Mechanical Sciences*, 20(4), 201–206.
- Sonsino, C.M. 2009. A consideration of allowable equivalent stresses for fatigue design of welded joints according to the notch stress concept with the reference radii $r_{ref} = 1.00$ and 0.05 mm. *Welding in the World*, 53(3–4), R64–R75.
- Sonsino, C.M. and Maddox, S.J. 2001. Multiaxial fatigue of welded structures – problems and present solution. M. de Freitas (Ed.), Proceedings of the Sixth International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture. Lisboa, pp. 3–15.
- Steinhilper, W. and Röper, R. 1986. Maschinen- und Konstruktions- elemente, Band II. Springer-Verlag, Berlin, 607 p.
- Tavernelli, J.F. and Coffin, L.F. 1962. Experimental support for generalized equation predicting low cycle fatigue. *Journal of Basic Engineering*, 84(4), 533–537.
- Taylor, D., Barrett, N. and Lucano, G. 2002. Some new methods for predicting fatigue in welded joints. *International Journal of Fatigue*, 24(5), 509–518.
- Wöhler, A. 1871. Tests to determine the forces acting on railway carriage axles and the capacity of resistance of the axles. *Engineering*, 11(199), 1858–1870.
- Zhang, G., Eibl, M. and Singh, S. 2002. Methods of predicting the fatigue lives of laser-beam welded lap welds subjected to shear stresses. *Welding and cutting*, (2), 96–103.
- Zhang, G. and Richter, B. 2000. A new approach to the numerical fatigue-life prediction of spot-welded structures. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 23(6), 499–508.

7. EKLER**EK-1: Sonlu Elemanlar Modelleri**

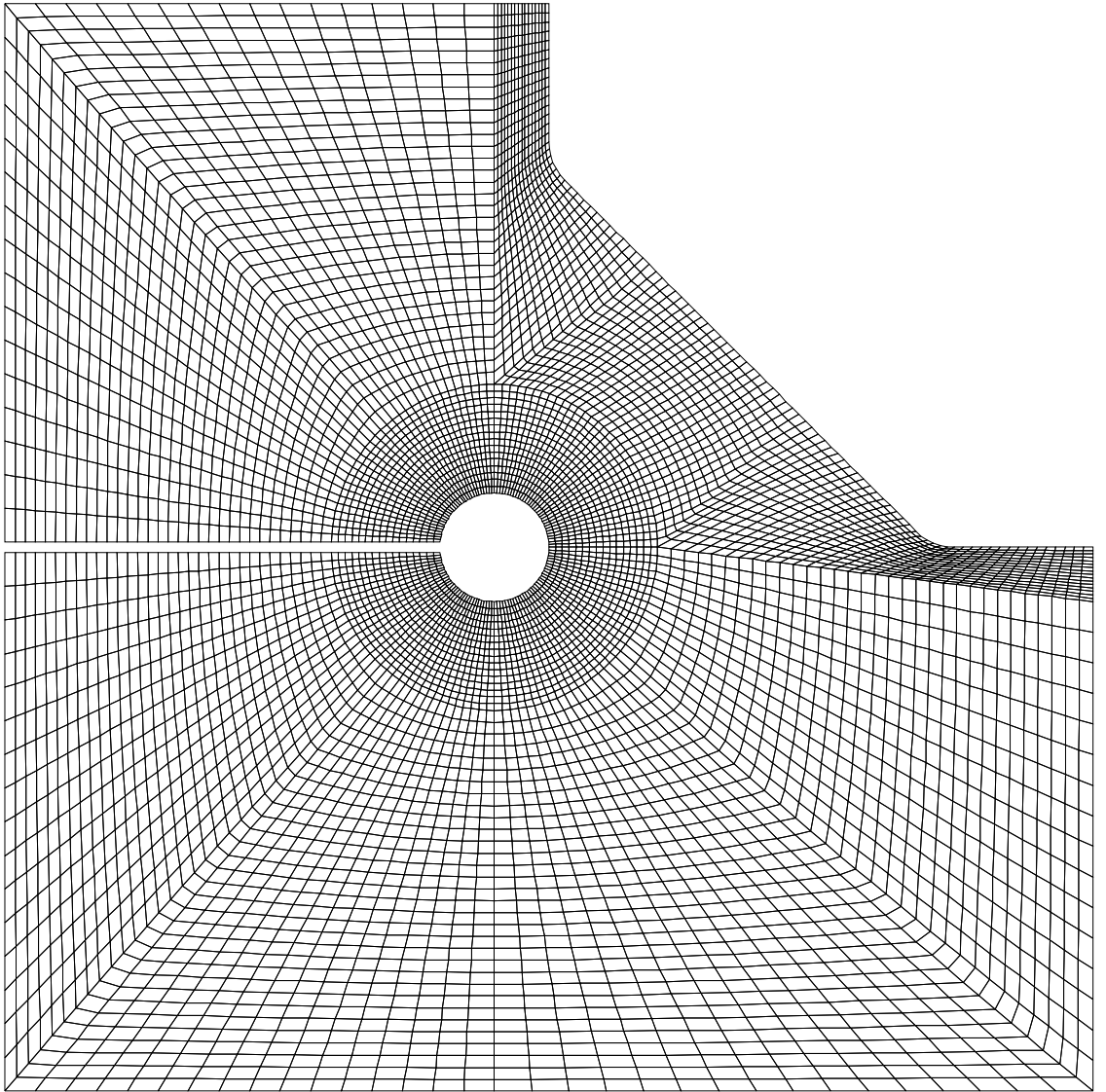
Şekil 7.1. Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli



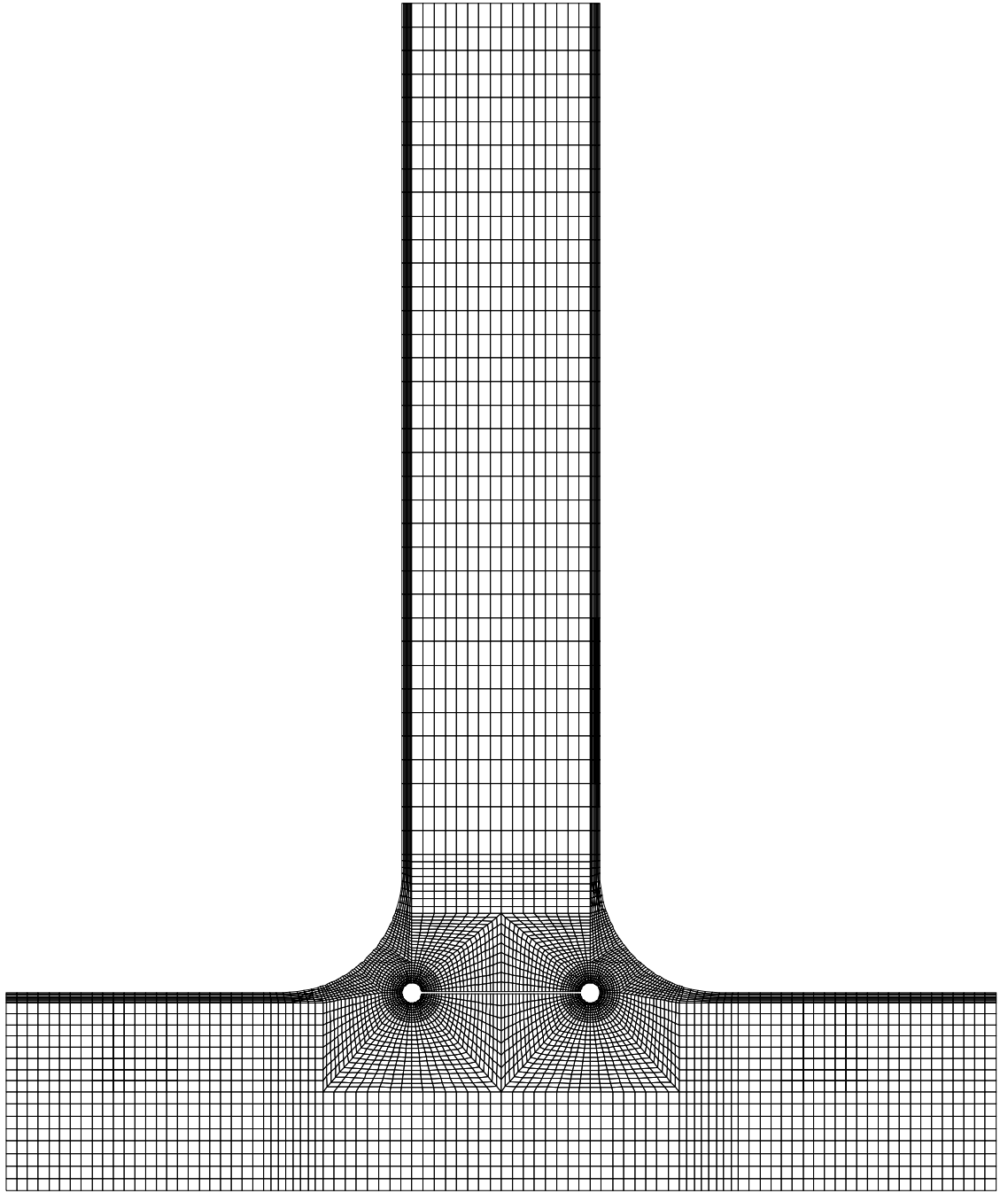
Şekil 7.2. Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli



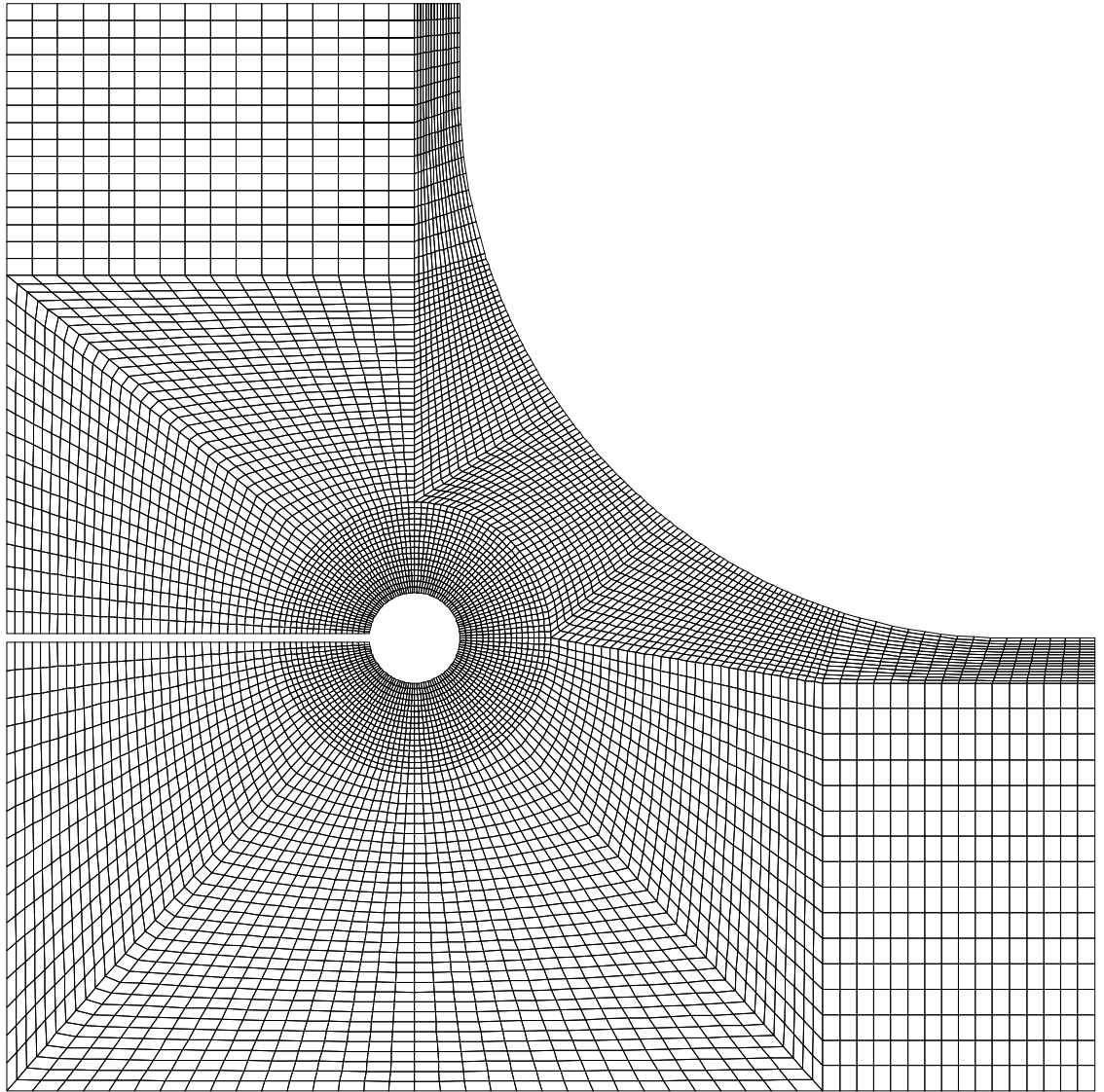
Şekil 7.3. Çift taraflı düz köşe kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli



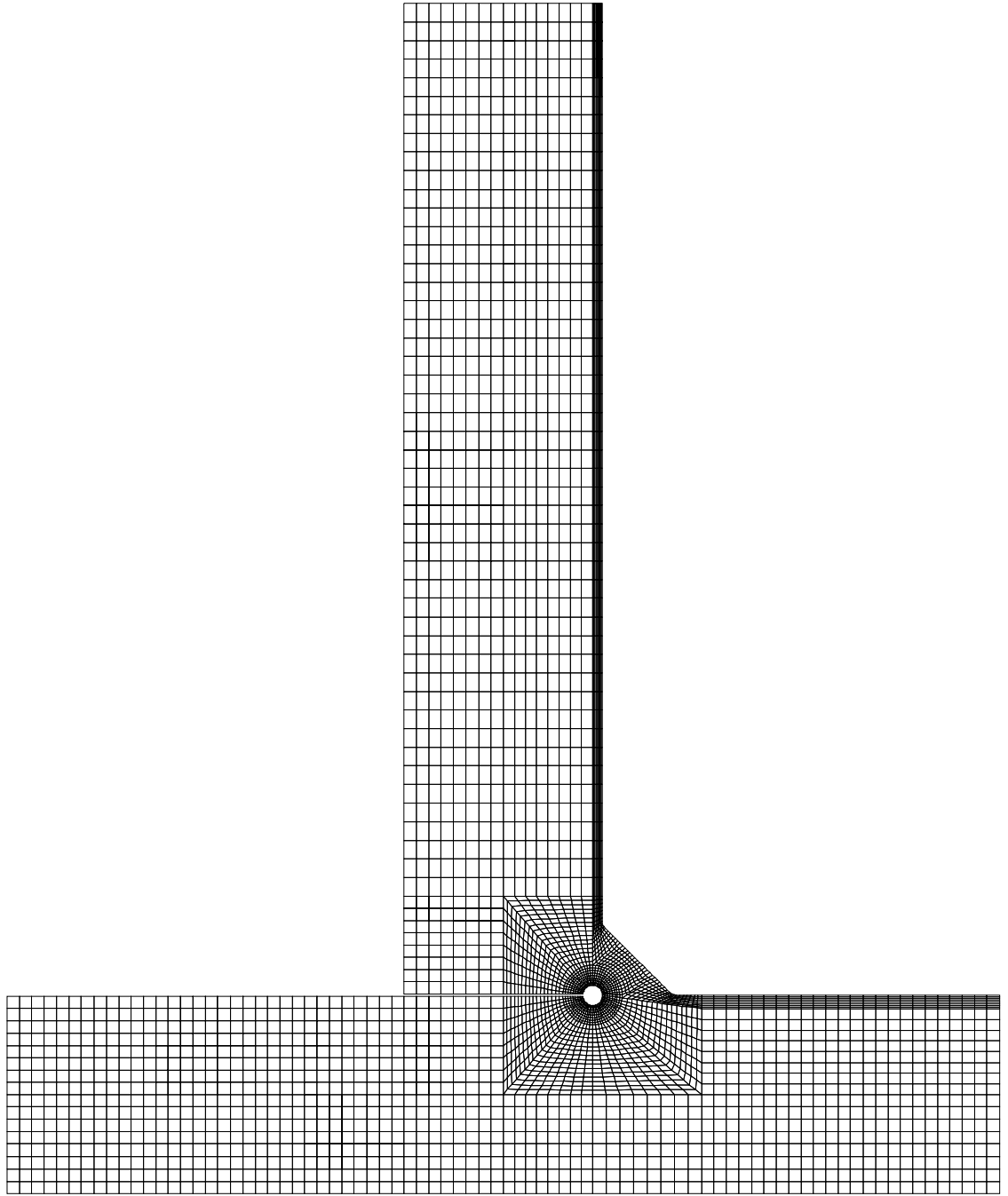
Şekil 7.4. Çift taraflı düz köşe kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli



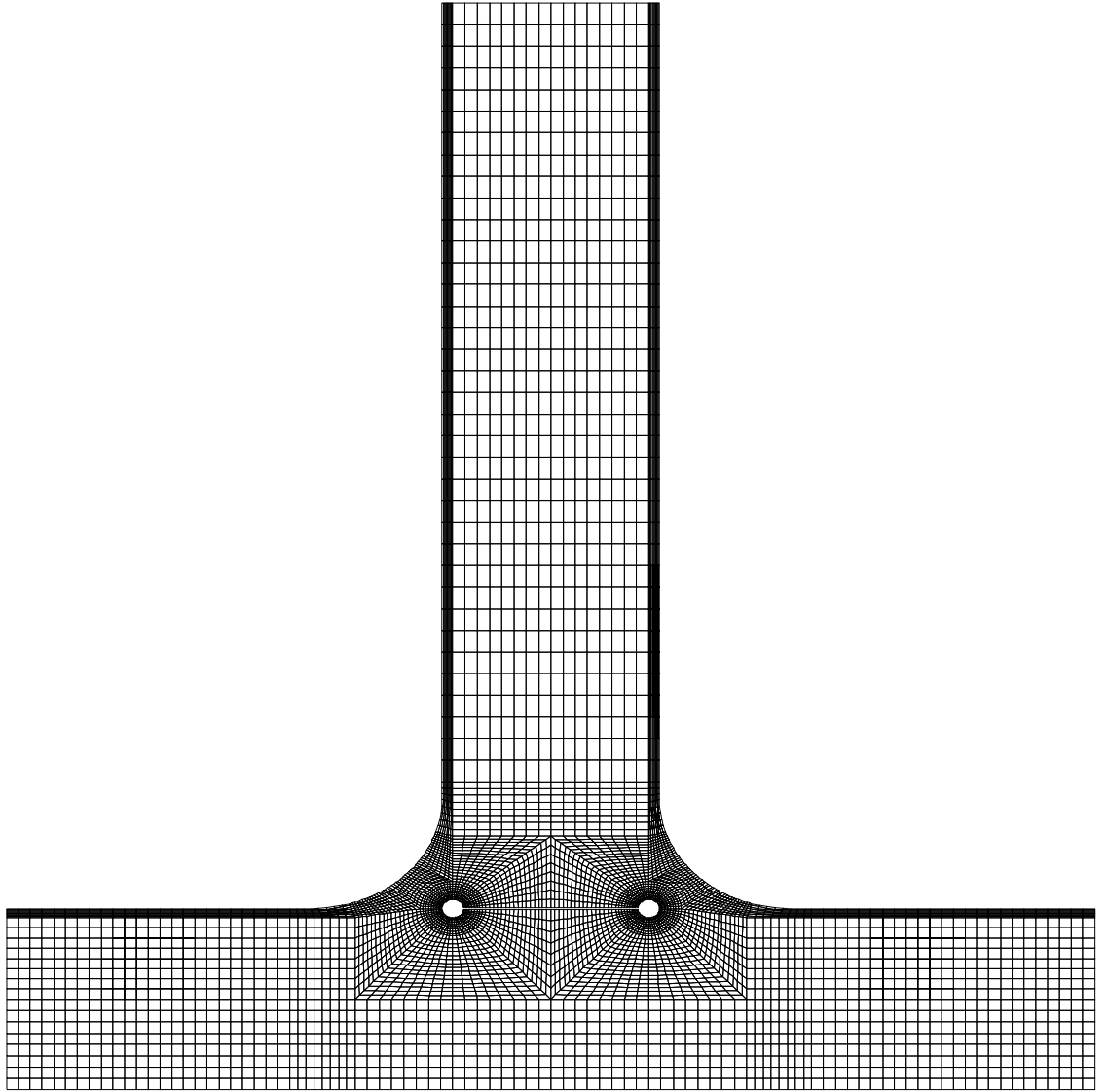
Şekil 7.5. Çift taraflı içbükey kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli



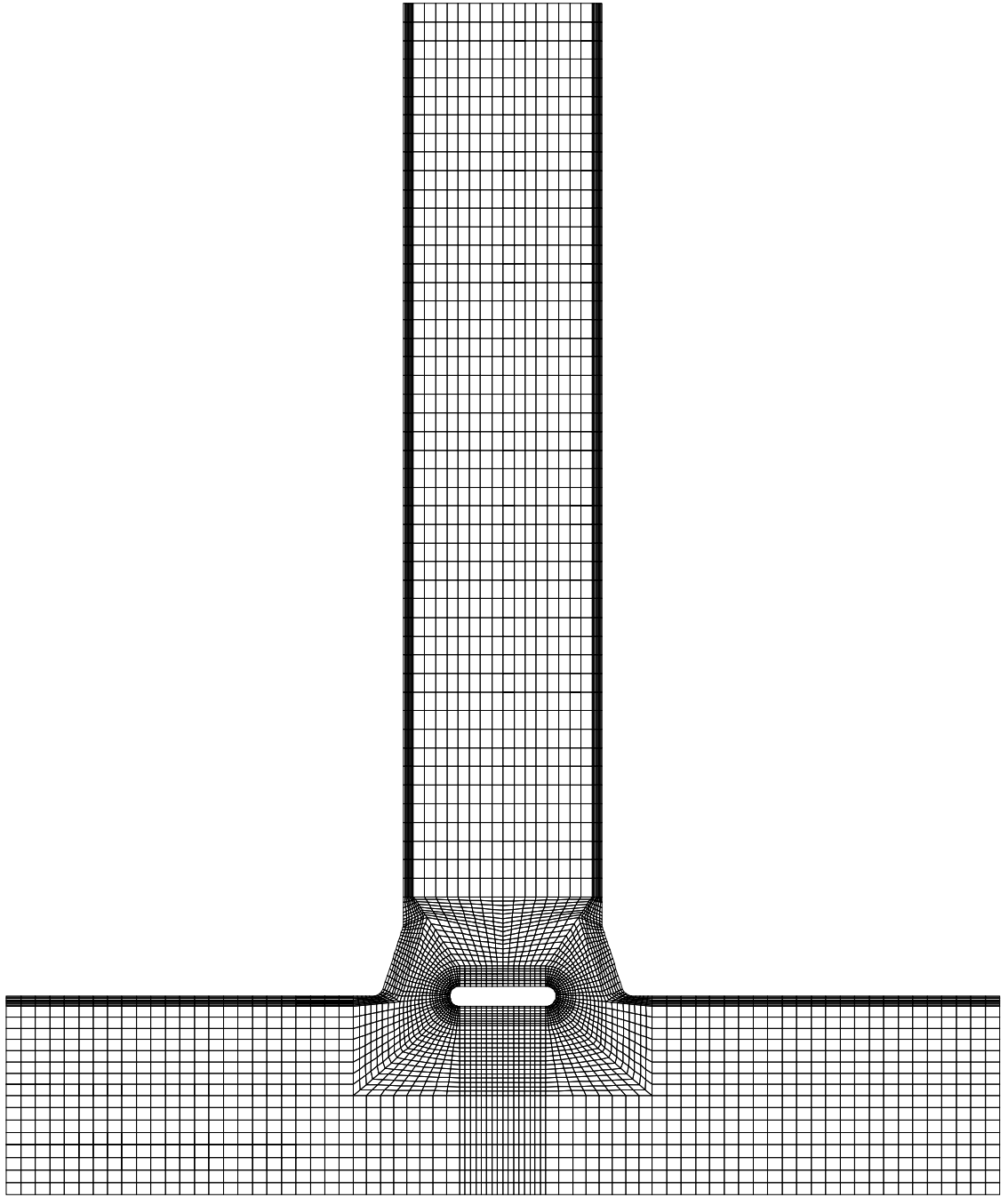
Şekil 7.6. Çift taraflı içbükey kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli



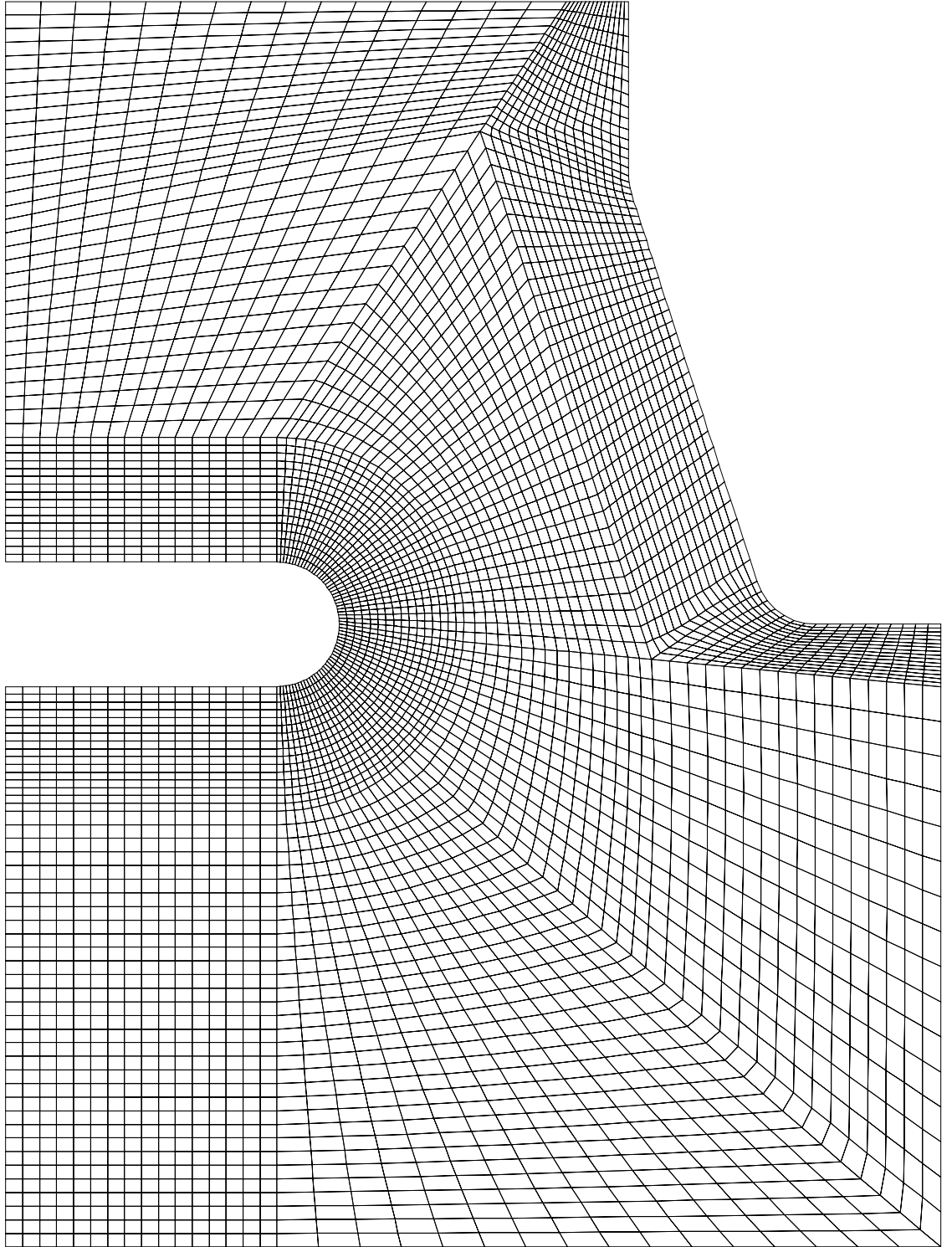
Şekil 7.7. Tek taraflı düz köşe kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli



Şekil 7.8. Tek taraflı düz köşe kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli



Şekil 7.9. Çift taraflı K-dikişli kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli



Şekil 7.10. Çift taraflı K–dikişli kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli

ÖZGEÇMİŞ

1. **Adı Soyadı** : Fatih GÜVEN
2. **Doğum Tarihi** : 21.04.1986
3. **Unvanı** : Araştırma Görevlisi
4. **Öğrenim Durumu**



Derece	Alan	Üniversite	Yıl
Lisans	Makine Mühendisliği	Akdeniz Üniversitesi	2008
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Akdeniz Üniversitesi	2012
Doktora	Makine Mühendisliği	Akdeniz Üniversitesi	2018

5. Akademik Unvanlar

Unvan	Birim	Üniversite	Yıl
Arş. Gör.	Fen Bilimleri Enstitüsü	Akdeniz Üniversitesi	2009-2014
Arş. Gör.	Makine Mühendisliği	Akdeniz Üniversitesi	2014-

6. Yönetilen Yüksek Lisans ve Doktora Tezleri

6.1. Yüksek Lisans Tezleri

6.2. Doktora Tezleri

7. Yayınlar

7.1. Uluslararası hakemli dergilerde yayınlanan makaleler

- Güven, F. and Demirkale, B. 2018. Determination of global research activities in mechanical engineering via bibliometric analysis. *Archive of Mechanical Engineering* 65(1), 171-188

7.2. Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler

- Güven, F ve Rende, H. 2017. Influence of contact pressure on surface roughness losses in shrink fitted joints. 8th International Advanced Technologies Symposium, Elazığ, Turkey, pp. 3217-3221
- Rende, H., Güven, F. ve Meşhur, B. 2017. Influence of surface roughness on preload of bolted connections. 8th International Advanced Technologies Symposium, Elazığ, Turkey, pp. 3222-3225

7.3. Yazılan uluslararası kitaplar veya kitaplarda bölümler

7.4. Ulusal hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

- Demirkale, B. ve Güven, F. 2017. Kinetik enerji geri kazanım sistemlerinin elektrikli araçlarda kullanımının incelenmesi. *Sakarya University Journal of Science* 21 (6), 1550-1557
- Güven, F. ve Rende, H. 2017. Elektrikli araçların tasarımında malzeme seçiminin önemi. *Mühendis ve Makina* 58 (689), 81-95
- Rende, H ve Güven, F. 2015. Sıkı geçme bağlantılarında malzemeye bağlı yüzey pürüzlülüğü kayıp katsayısının belirlenmesi. *Mühendis ve Makina* 56 (665), 46-52
- Güven, F. 2011. Kalıplarda uygulanabilecek bakımlar ve bakım yönetimi. *Mühendis ve Makina* 52 (623), 60-63

7.5. Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler

- Rende H., Güven F., 2011. Sıkı geçme bağlantılarında yüzey pürüzlülüğü kaybı, VI. Makina Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi, KONYA, TÜRKİYE, 22-23 Ekim 2011, no. E/2011/563, ss.359-366

7.6. Diğer yayımlar

8. Projeler

- "T-Kaynak Bağlantılarının Yorulma Dayanımlarının Deneysel Olarak İncelenmesi", BAP Araştırma Projesi, FBA-2017-1940, Araştırmacı, Devam Ediyor

9. İdari Görevler

10. Bilimsel Kuruluşlara Üyelikler

- TMMOB Makine Mühendisleri Odası

11. Ödüller

- Bölüm Birinciliği, Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Haziran 2008
- Yüksek Onur Öğrencisi, Akdeniz Üniversitesi, Haziran 2008
- TÜBİTAK-BİDEB 2211-Yurt İçi Doktora Bursu

12. Son iki yılda verdiğiniz lisans ve lisansüstü düzeydeki dersler için aşağıdaki tabloyu doldurunuz.