

**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 güvenli 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 çalışmalarımda 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 Mekanizması .....                                                 | 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 mekanizması 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 Düzenliği .....                                                     | 28  |
| 3.1.1. Kuvvet ölçüm yöntemi .....                                              | 32  |
| 3.1.2. Deney düzeniğinin 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 değerlere 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           |
| $\varepsilon$    | : Gerinim                       |
| $\varepsilon'_y$ | : Yorulma süneklik katsayısı    |
| $\rho^*$         | : İçyapı destek uzunluğu        |
| $\sigma$         | : Gerilme                       |
| $\sigma_0$       | : Ortalama gerilme              |
| $\sigma_a$       | : Gerilme alt sınırı            |
| $\sigma_{Ak}$    | : Akma Dayanımı                 |
| $\sigma_d$       | : Doğrusal olmayan gerilme      |
| $\sigma_D$       | : Sürekli mukavemet değeri      |
| $\sigma_e$       | : Eğilme gerilmesi              |
| $\sigma_g$       | : Gerilme genliği               |
| $\sigma_k$       | : Çentik kökünde oluşan gerilme |
| $\sigma_K$       | : Kopma dayanımı                |
| $\sigma_n$       | : Normal gerilme,               |
| $\sigma_u$       | : Gerilme üst sınırı            |
| $\sigma'_y$      | : 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 yüklemelerde 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 ( $\theta$ ) 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 |

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

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

|                                                                                                                                      |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Şekil 4.34.</b> Çift taraflı içbükey kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler..... | 60 |
| <b>Şekil 4.35.</b> Çift taraflı içbükey kaynak dikişinde gerilme dağılımı.....                                                       | 60 |
| <b>Şekil 4.36.</b> K – kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler.....                  | 61 |
| <b>Şekil 4.37.</b> K – kaynak dikişinde gerilme dağılımı .....                                                                       | 62 |
| <b>Şekil 4.38.</b> Deney sonuçlarının karşılaştırmalı gösterimi .....                                                                | 63 |
| <b>Şekil 4.39.</b> Deney numunelerinin hasar şekilleri.....                                                                          | 65 |
| <b>Şekil 4.40.</b> Kuvvet noktasından ITAB’a kadar eğilme gerilmesi ( $F = 1000\text{ N}$ ) .....                                    | 69 |
| <b>Şekil 7.1.</b> Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli .....                                            | 77 |
| <b>Şekil 7.2.</b> Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli .....                   | 78 |
| <b>Şekil 7.3.</b> Çift taraflı düz köşe kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli.....                                             | 79 |
| <b>Şekil 7.4.</b> Çift taraflı düz köşe kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli .....                   | 80 |
| <b>Şekil 7.5.</b> Çift taraflı içbükey kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli .....                                             | 81 |
| <b>Şekil 7.6.</b> Çift taraflı içbükey kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli .....                    | 82 |
| <b>Şekil 7.7.</b> Tek taraflı düz köşe kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli.....                                              | 83 |
| <b>Şekil 7.8.</b> Tek taraflı düz köşe kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli .....                    | 84 |
| <b>Şekil 7.9.</b> Çift taraflı K–dikişli kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli .....                                           | 85 |
| <b>Şekil 7.10.</b> 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 yapılabilir. Yorulma test düzeneğinde kullanılan elektromekanik silindir ile denetim sisteminin programlaması 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.

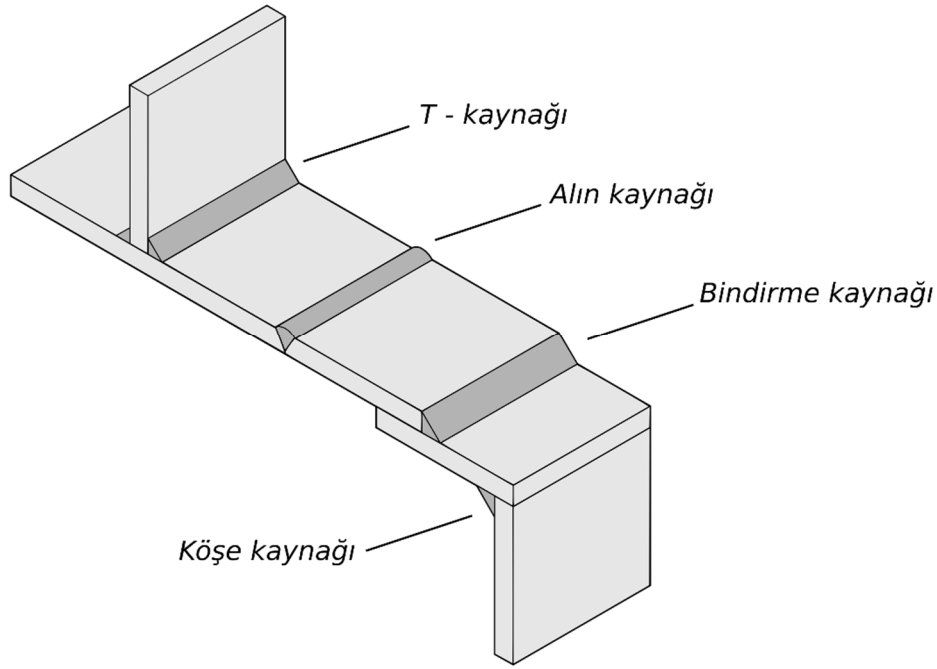
Ek metal kullanılan kaynaklı birleştirme yöntemlerinde ek metalin eritilmesi işlemi elektrik arkı ya da alev yardımıyla gerçekleşmektedir. Ek metalin eritilmesi sırasında malzeme yüksek sıcaklıklara ulaştığı için kimyasal tepkimelere açık hale gelmektedir. Bundan dolayı çoğu kez kaynaklı birleştirme 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.

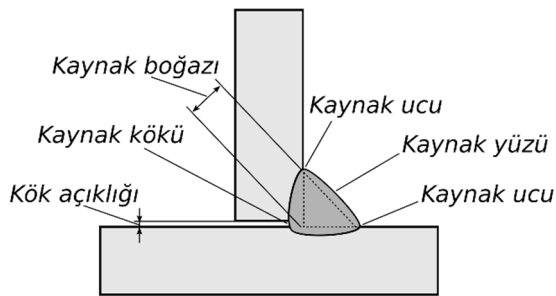
Kaynak bağlantıları ile ilgili çalışmalar çok geniş bir alanı kapsamaktadır. Kaynaklı bağlantıların mukavemetinin belirlenmesi, kaynak dikişinin imalatından kaynaklanan kusurların azaltılması için kalite artırmaya yönelik çalışmalar, yeni kaynak yöntemlerinin geliştirilmesi, farklı malzemeden imal edilmiş 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

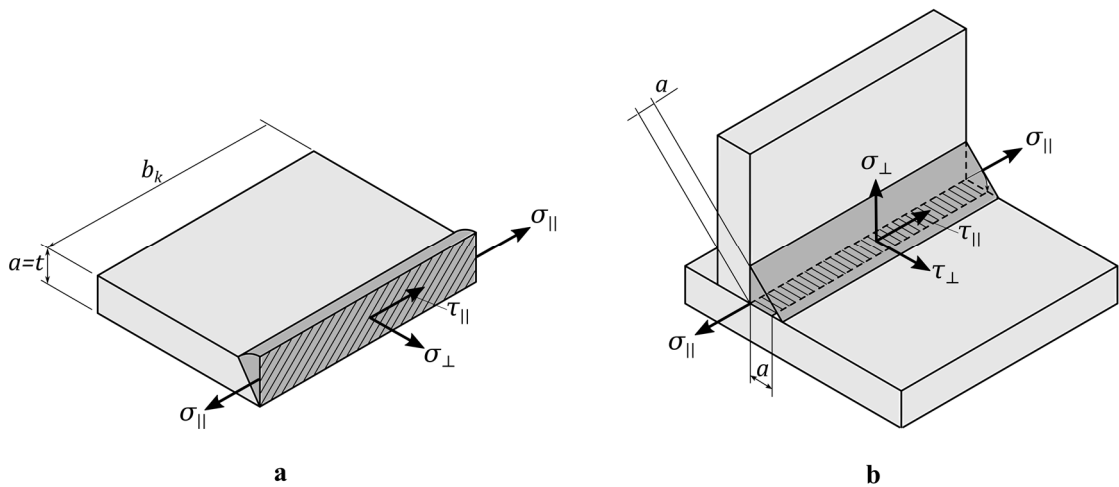
Kaynak dikişinin ana metal ile birleştiği yerler süreksizlik arz ettiğinden dolayı çentik etkisi görülen bölgelerdir. Kaynak bağlantısında birleştirilen parçaların arasında bulunan boşluk kök açıklığı, bu noktada kaynak ek metal ile ana metalin birleştiği yer kaynak kökü, kaynak dikişinin görünen tarafı 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 ( $\sigma_{\perp}$ ), boyuna normal gerilme ( $\sigma_{\parallel}$ ), enine kayma gerilmesi ( $\tau_{\perp}$ ), boyuna kayma gerilmesi ( $\tau_{\parallel}$ ) olarak isimlendirilmektedir.

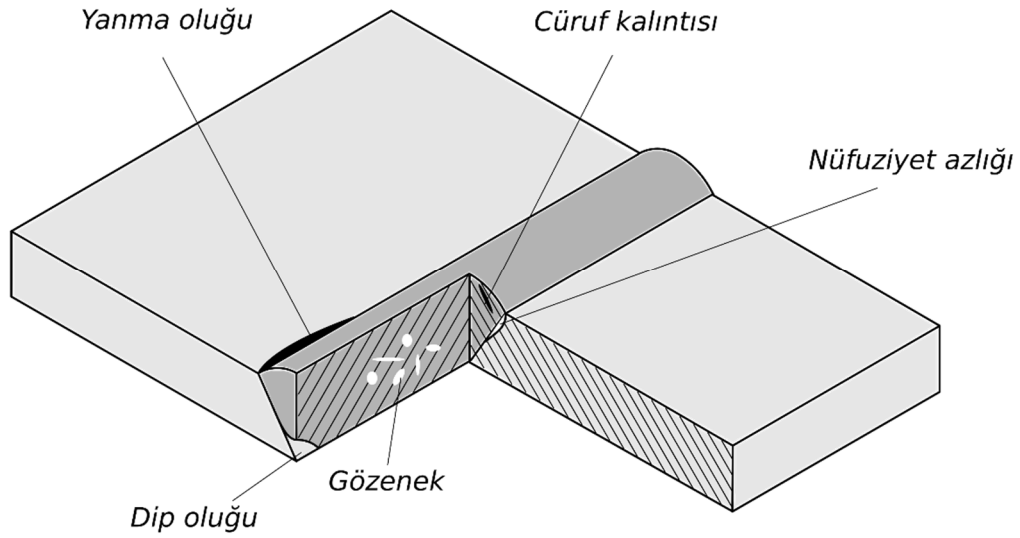
### 2.1.1. Kaynak düzensizlikleri

Kaynak bağlantılarında tasarımdan, imalatından ya da malzemeden kaynaklan hatalar oluşabilmektedir. Kaliteli bir kaynakta 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



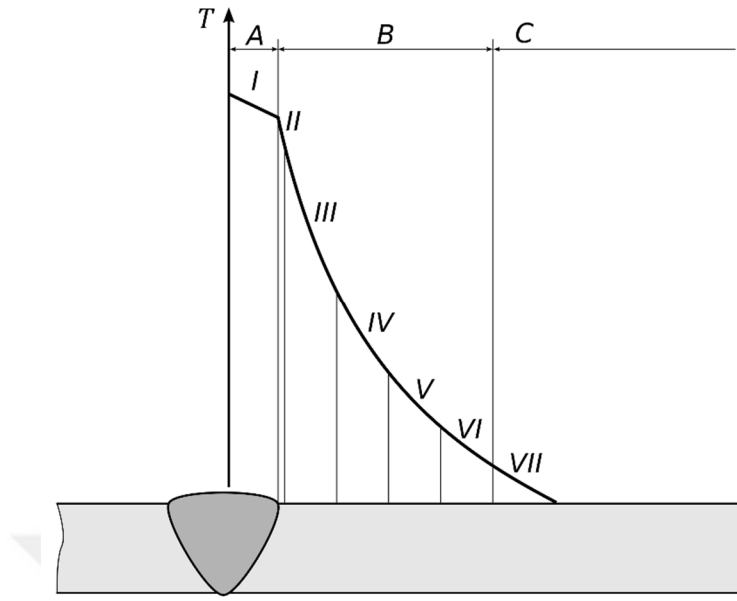
**Şekil 2.6.** Kaynaklı bağlantılarda imalat hataları

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.

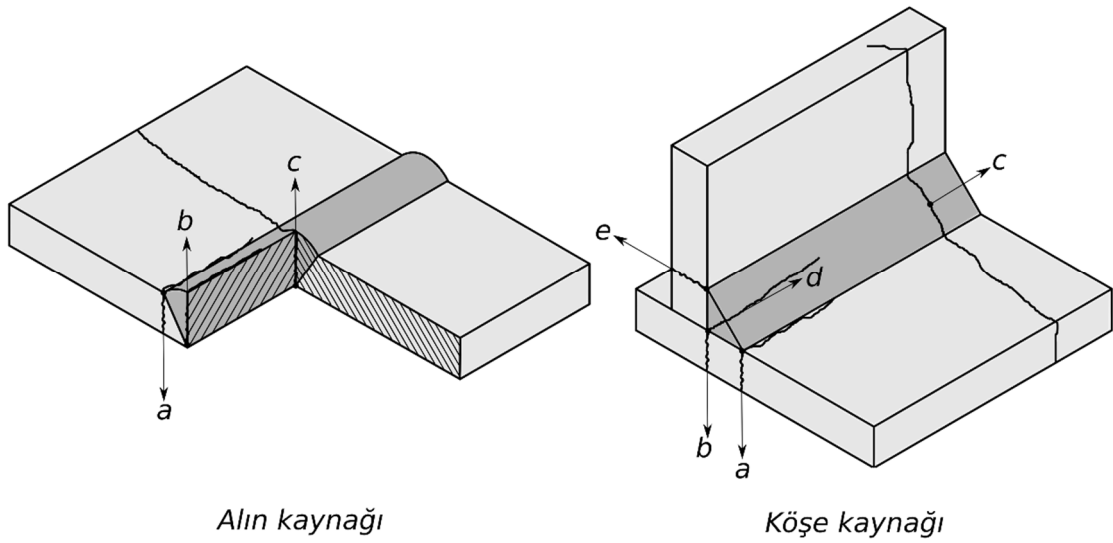
Kaynak bağlantısında yukarıda bahsedilen düzensizlikler, çatlak oluşumu açısından hassas bölgelerdir. Şekil 2.8’de alın ve köşe kaynağı ile oluşturulmuş kaynak bağlantılarında hasara neden olan çatlak başlama ve ilerleme yönleri görülmektedir. Şekilde a ve e, kaynak ucu; b ve d, kaynak kökü; c, kaynak 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 ( $\sigma_v$ ), kaynak için müsaade edilen gerilme ( $\sigma_{k,mus}$ ) değerinden daha küçük olmalıdır. Denklem (2.1)'de verilen malzeme mukavemet değerleri ( $\sigma_D$ ), kaynağın konstrüksiyonuna bağlı katsayı ( $\nu_1$ ) ve kaynak kalitesi için kullanılan katsayı ( $\nu_2$ ) kullanılarak hesaplanmaktadır. Kaynağın konstrüksiyonuna bağlı katsayı ( $\nu_1$ ) 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.

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

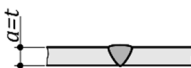
Kaynak bağlantısının mukavemet hesaplarında kullanılan katsayıların istatistiksel yöntemlerle belirlendiği ve hassas olmadığı (Radaj 1990), yorulma dayanımını belirleyen gerilmelerin çatlak ve çentiklerin etrafındaki gerilmeler olduğu anlaşılmıştır (Haibach 1967). Ancak kaliteli bir kaynakta kaynak bağlantısı 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).

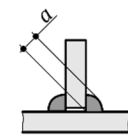
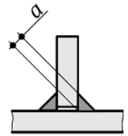
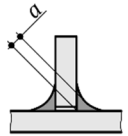
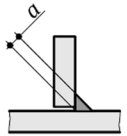
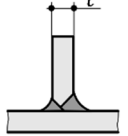
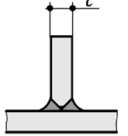
Geleneksel tehlikeli bölge yaklaşımı ise uygulama kolaylığı açısından tercih edilmektedir. Bu yaklaşımda ortalama gerilmeler dikkate alınmakta ancak birleştirilen parçanın kalınlıkları ihmal edilmektedir (Niemi vd. 2006).

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.

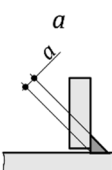
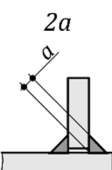
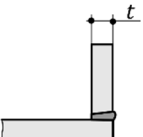
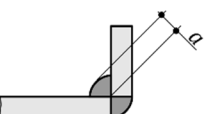
**Çizelge 2.1.** Dinamik yüklemeler için şekil katsayısı,  $v_1$

| Alın dikişi | V-Dikişi                                                                            | V-Dikişi<br>Kökü kaynak<br>Edilmiş                                                  | V-Dikişi<br>işlenmiş                                                                 | 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<br>bükey<br>dikişi                                                         | Çift düz<br>köşe dikişi                                                             | Çift iç<br>bükey<br>dikişi                                                          | Düz köşe<br>dikişi                                                                   | HU-Dikişi<br>Kök kaynak<br>edilmiş                                                    | Çift<br>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 tekraralama 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 eklemlili (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 işlerinde çalışanın personelin sağlığı üzerinde olumsuz etkiler oluşturabilmektedir. Bundan dolayı kaynak çalışanı 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 özişler 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 çatlakın 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  $\sigma_a$  ve gerilmenin üst sınırı  $\sigma_u$  olmak üzere ortalama gerilme ( $\sigma_0$ ) Denklem (2.3) ve gerilme genliği ( $\sigma_g$ ) ise Denklem (2.4) ile hesaplanır.

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

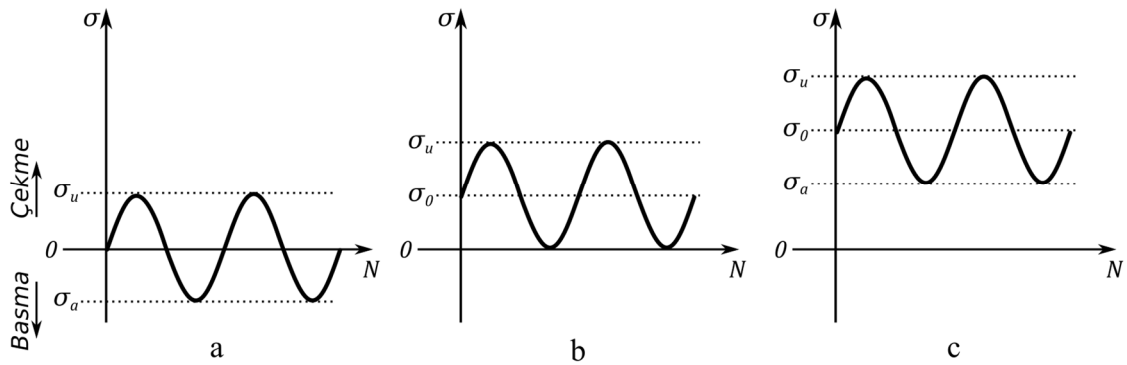
$$\sigma_g = \frac{\sigma_u - \sigma_a}{2} \quad (2.4)$$

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 ( $\sigma$ ) 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  $\sigma_u$  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 ( $\sigma_u$ ) 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).

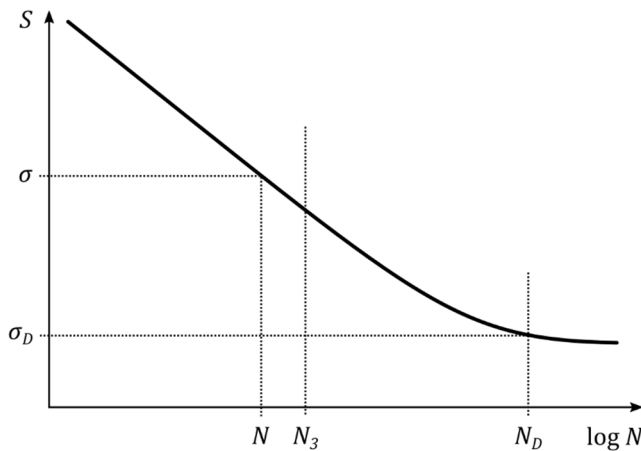
### 2.3.1. Yorulma mukavemeti

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 ( $\sigma$ ) 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 ( $\sigma_D$ ) malzemenin sürekli mukavemet değeridir. Makine parçasının sürekli mukavemet değerinin altında bir gerilme ile



Şekil 2.10. Wöhler sürekli mukavemet çizgesi

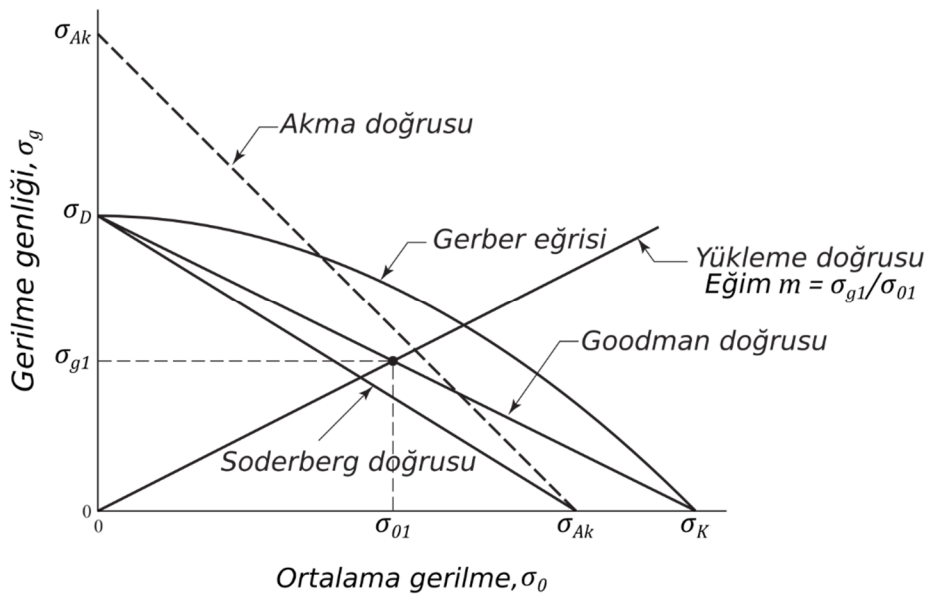
zorlanması durumunda yorulma hasarı açısından emniyette kabul edilir. Makine parçası sürekli mukavemet değerinin üzerinde ve akma sınırının altında bir gerilme ile zorlandığı durumunda ise zaman mukavemeti söz konusudur. Şekil 2.10'da verilen çizgede belirli bir genliğe sahip testlerden elde edilen  $S - N$  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 ( $\sigma_K$ ) ve Soderberg akma dayanımı ( $\sigma_{Ak}$ ) değerlerini dikkate alarak tasarımlarda kullanılırlar (Campbell 2008). Bu bağıntılara ilişkin genel ifade Denklem (2.7)'de verilmiştir.

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

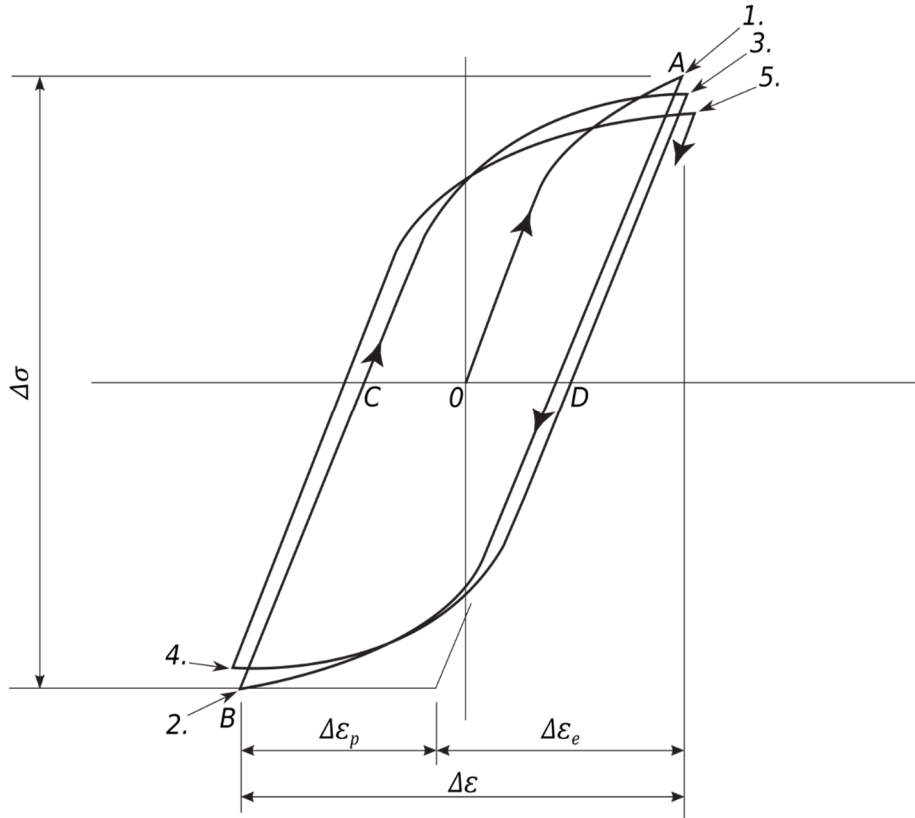
Yukarıdaki eşitlik Goodman için  $n = 1$  ve  $\sigma = \sigma_K$ , Gerber için  $n = 2$  ve  $\sigma = \sigma_K$  ve Soderberg için  $n = 1$  ve  $\sigma = \sigma_{Ak}$  değerlerini alır. Şekil 2.11'de bu bağıntıların çizgesi görülmektedir.

### Gerinim ömrü yöntemi

Gerinim ömrü yöntemi, uygulamada yorulma ömrü hesaplamalarında kullanılmamasına karşın kırılma mekanizmasının 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 ( $\sigma$ ) ve



Şekil 2.11. Yorulma bağıntıları



**Şekil 2.12.** Değişken yüklemde gerilme-gerinim döngüsü

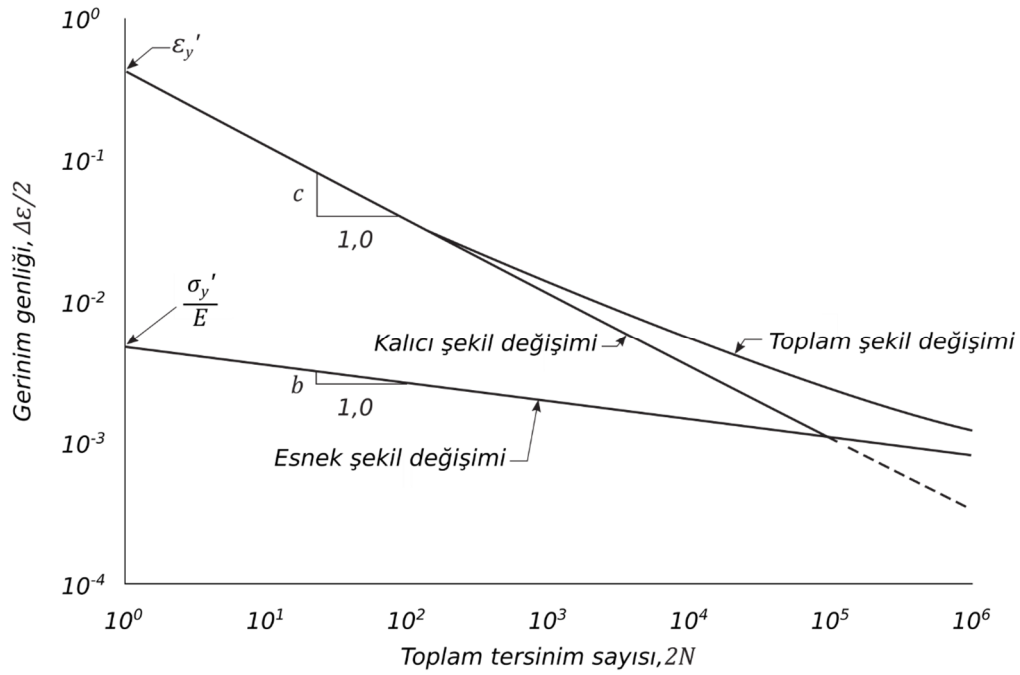
gerinim ( $\epsilon$ ) döngüsü görülmektedir. Bu döngü tekrar sayısı arttıkça kararlı hale geldiği için yüksek çevrimli yorulmada esneklik değişimi etkisini kaybetmektedir. Ancak döngüsel fark düşük çevrimli yorulmada etkili olmaktadır. Metaller genel olarak  $\sigma_K/\sigma_{Ak} \geq 1,4$  olması durumunda 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  $\epsilon'_y$  yorulma süneklik katsayısı olup birinci tersinim noktasında gerçek şekil değişimini ifade etmektedir. Yorulma dayanım katsayısı ( $\sigma'_y$ ) 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

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

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

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

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

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

Ancak gerinim ömrü yönteminin uygulanabilmesi için parçada süreksizlik gösteren bölgelerdeki gerinimin bilinmesi gerekmektedir. Gerilme yoğunluğu katsayısı gibi bir katsayının gerinim 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 ( $\sigma_k$ ) ve parçada oluşması beklenen normal gerilme ( $\sigma_n$ ) 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.

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

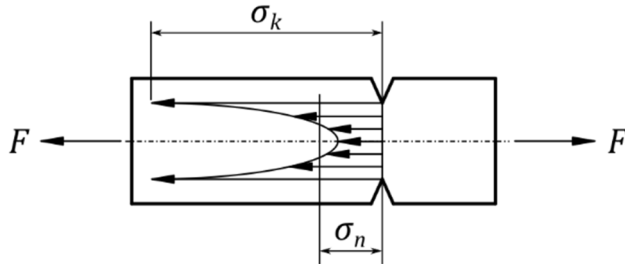
Burada  $K_t$ , gerilme yoğunluğu katsayısı olarak tanımlanmıştır. Çentik hassasiyeti ( $q$ ) malzeme ve çentik kök yarıçapına bağlı olarak 0 ile 1 arasında bir değer alır. Yüksek dayanımlı çeliklerin düşük dayanımlı çeliklere göre çentik açısından daha hassas olduğu bilinmektedir.

#### 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 çatlağa 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

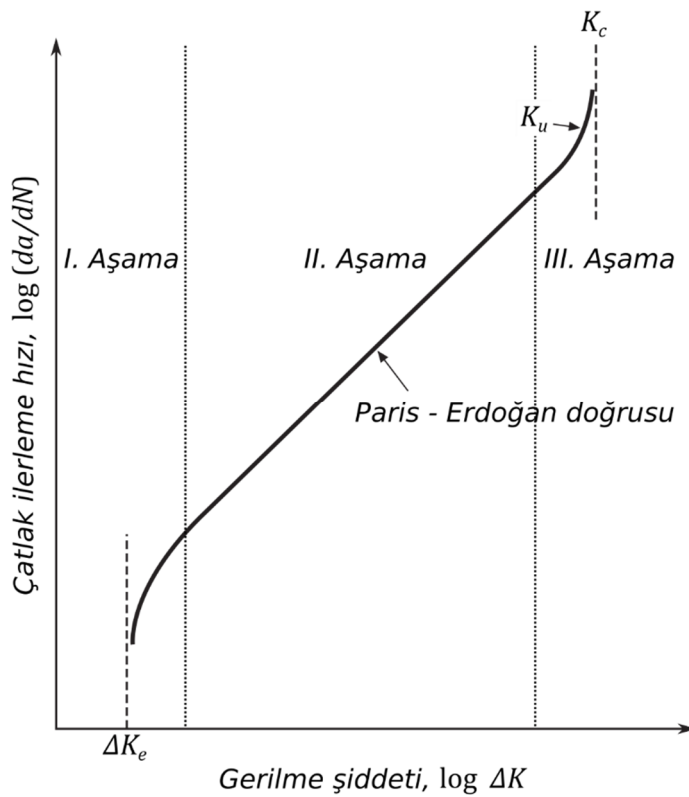
ve kırılma şiddeti katsayısı yaklaşımı kullanılarak incelenmektedir. Kırılma mekaniği yaklaşımında çatlak başlangıç boyu ( $a_0$ ), zaman içerisinde büyüyerek sınır çatlak boyu ( $a_c$ ) değerine ulaşır. Çatlak boyunun çevrim sayısı boyunca değişimi bir eğri ile gösterildiğinde, eğrinin eğimi çatlak 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 ( $\Delta K_e$ ) için çatlak büyüme hızı sıfıra yakınsamaktadır. Bu değerın altında çatlak büyümesi söz konusu değildir. II. Aşamada çatlak büyüme hızı düzgün bir şekilde artmaktadır. Buradaki doğru Denklem (2.14)'te verilen Paris – Erdoğın eşitliğı 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 ( $\Delta K$ ) 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 çatlakla olmasa da 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 çözümlemelerde kullanılabilecek malzeme katsayılarının deneysel yöntemlerle bulunması gerekmektedir.

Sonlu elemanlar yönteminin, kaynaklı bağlantıların yorulma çözümlemelerinde 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 çatlağın 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 kullanması önerilmiştir (Henshell ve Shaw 1975).

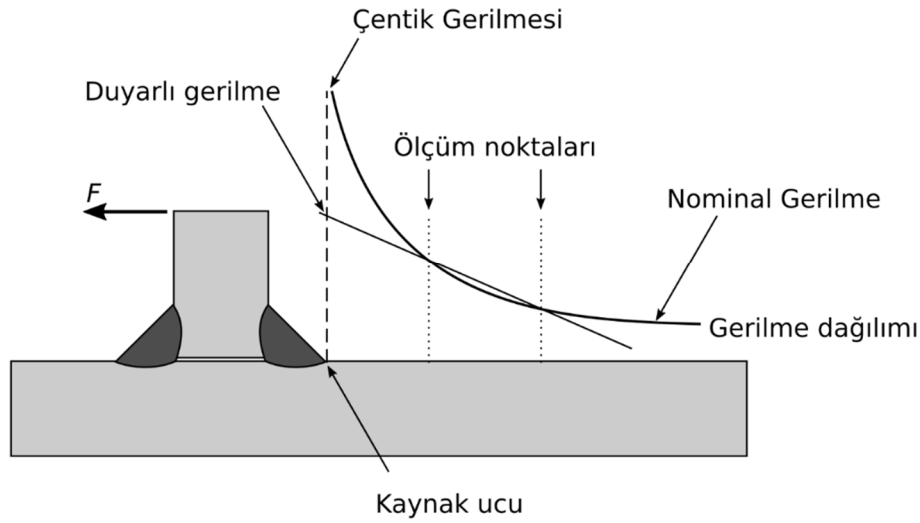
## 2.6. Kaynaklı Bağlantıların Yorulma Tahminlerinde Kullanılan Yaklaşımlar

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 çatlağın 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 açısal 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 ( $\sigma_n$ ) ve eğilme gerilmesi ( $\sigma_e$ ) 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 oluşturmamasından dolayı sunulmuş yaklaşımlardan birisidir. Hesaplamaların bu çentik etkisi dikkate alınarak yapılması durumunda farazi bir çentik yarıçapından yola çıkılarak yapılması önerilmiştir (Hobbacher 1996, 2016).

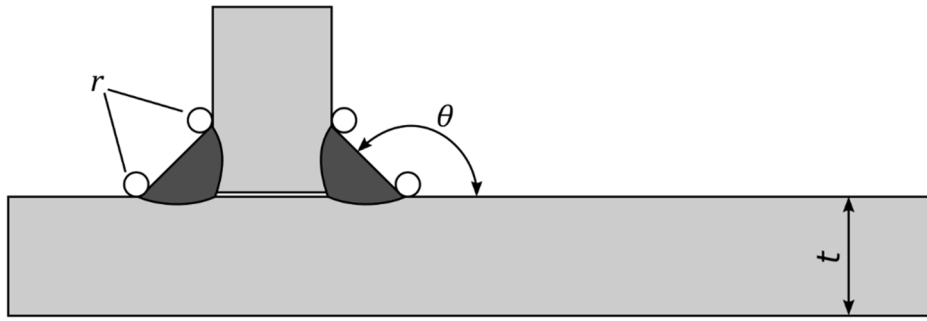
Etkin çentik gerilmesi yaklaşımının temelleri Mattos ve Lawrence (1975) tarafından sunulan çalışmaya dayanmakla birlikte Radaj tarafından Neuber'in içyapı destek teorisine yapılan ilave ile bugünkü halini almıştır. Denklem (2.19)'da  $r_g$  gerçek çentik uç yarıçapı,  $s$  birleşik etki çarpanı ve  $\rho^*$  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 sifıra çok yakın bir değer olacaktır. Gerçek yarıçapın sifıra yakınsaması durumunda çelikler için ( $s = 2,5$  ve  $\rho^* = 0,4$ ) farazi çentik yarıçapı  $r_f = 1 \text{ mm}$  olacaktır. İçyapı destek uzunluğu ( $\rho^*$ ) 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 ( $\theta$ ) 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 bütünleştiği 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 gerilmeden 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 kullanılabileceği 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 (Radaaj 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 (Radaaj 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 ( $\Delta K$ ) 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 ( $\sigma_n$ ), eğilme gerilmesi ( $\sigma_e$ ) ve doğrusal olmayan gerilme ( $\sigma_d$ )'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
- İçyapı 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  $5 \times 10^6$  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 incelemişlerdir. 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 değişimin dolayı 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.

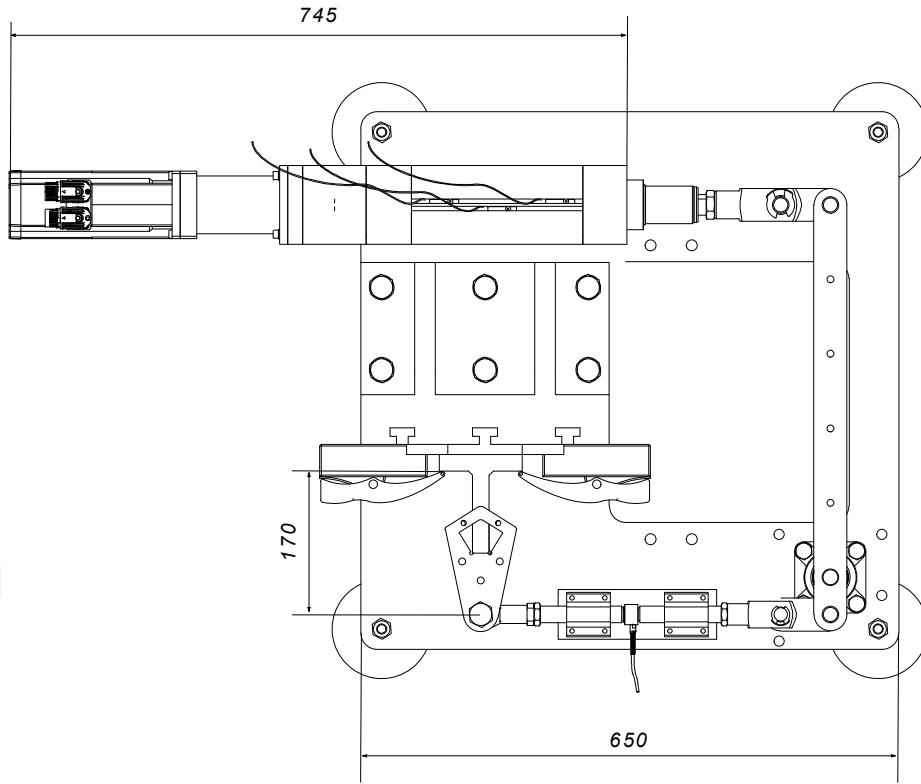
Berto ve Fergani (2017) farazi çentik yarıçapı yaklaşımını kullanan çalışmalar üzerinden, birleşik yüklemeye maruz kalan parçaların yorulma dayanımı incelemiştir. İçyapı, çatlak başlama açısının ve gerçek çatlak yarıçapının farazi çatlak yarıçapını belirlemede etkili olduğu belirtmiştir.

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).







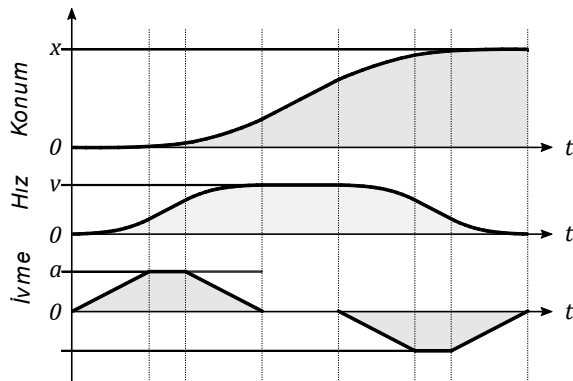
**Şekil 3.2.** Deney düzeneğinin üst görünüşü

#### **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 Tiegkamp 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**

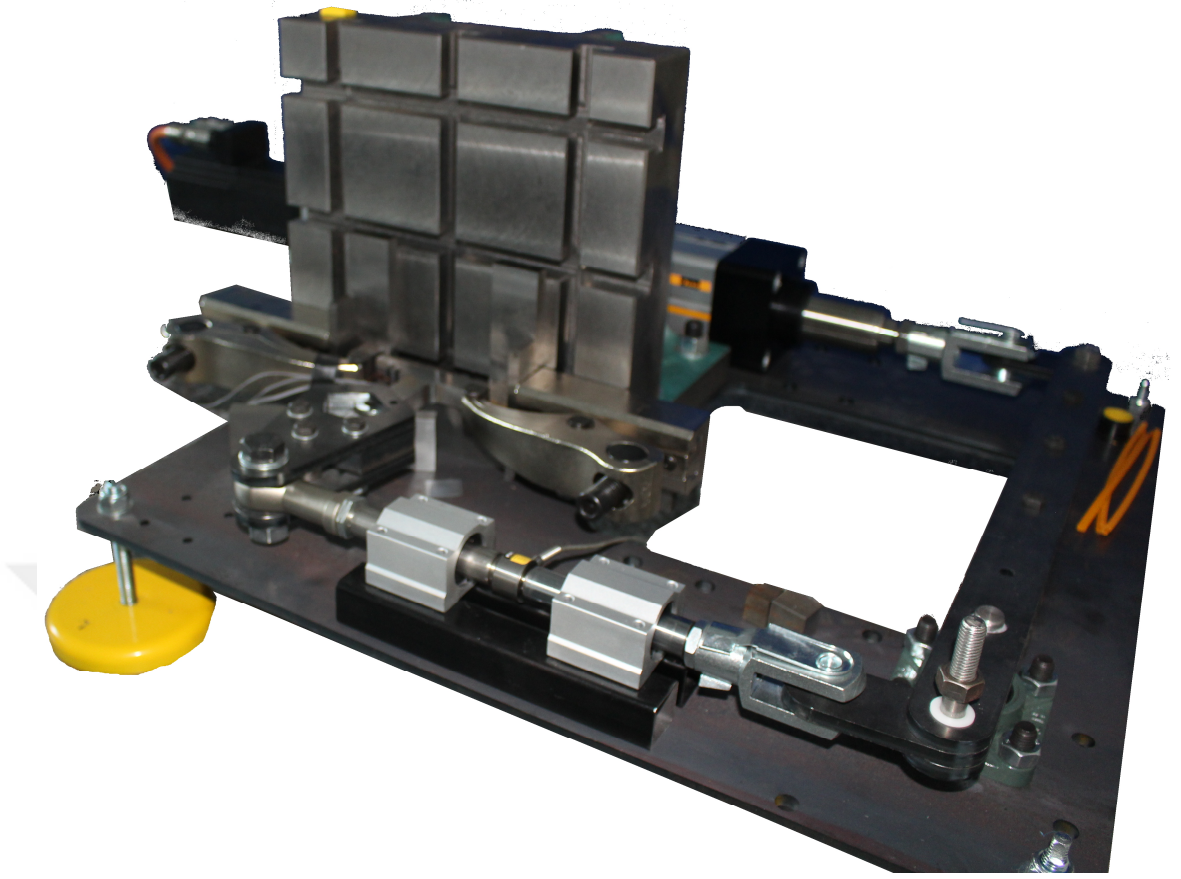
Deney düzeneği Şekil 3.6'da görülmektedir Deney numuneleri kuvvet çenesine ve kızaklı pabuçlar yardımı ile L-gönyeye bağlanmaktadır (Şekil 3.7).



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

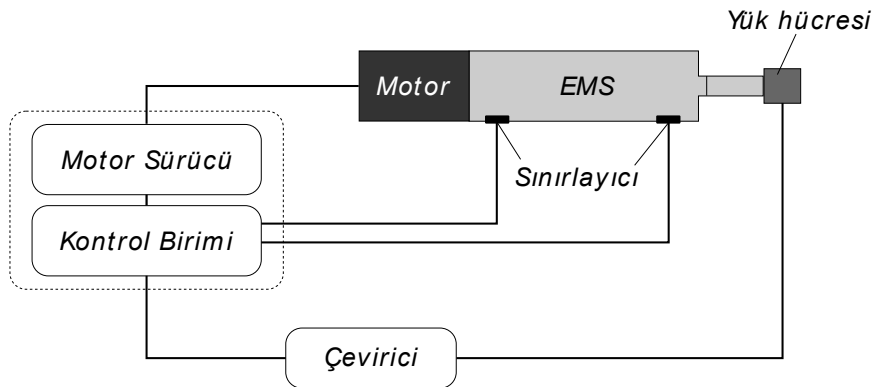
Kuvvet ölçümleri iki doğrusal rulman arasına yataklanmış çekme – basma tipindeki yüksek kesinliğe sahip yük hücresi ile yapılmıştır. Yük hücresinin kesinliği  $\pm 0,5\%$  olup  $13\text{ kN}$  kuvvete kadar ölçüm yapabilmektedir. Yük hücresinden gelen gerilim değerinin  $0 - 10\text{ V}$  aralığında 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  $100\text{ kg}$ ’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

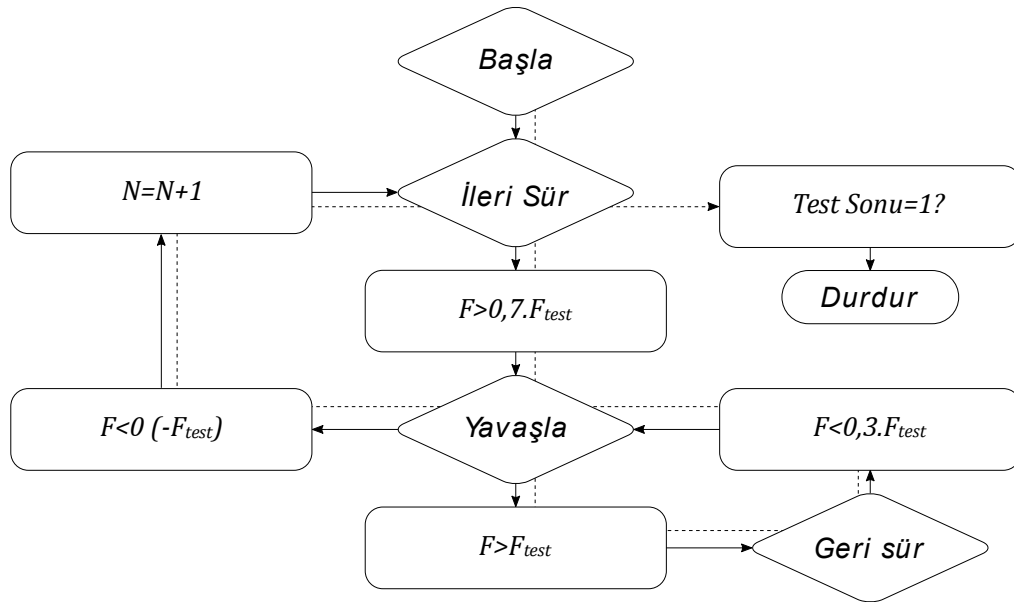


Şekil 3.9. Deney düzeneğinin mantıksal kontrolü

Deney düzeneğinin farklı deney koşullarında kullanımı için dokunmatik kullanıcı ekranı denetim birimine bağlanmıştır. Kullanıcı ekranının arayüzü yorulma deneyleri yapabilmesi 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.

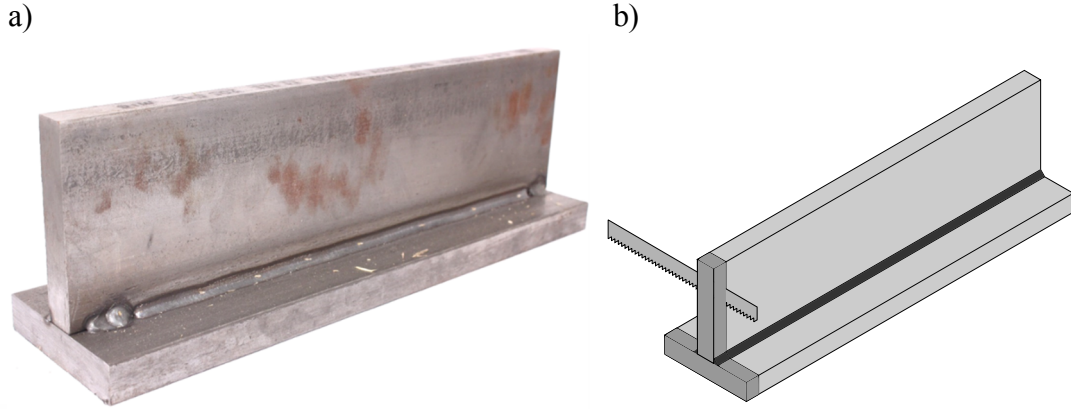
### 3.2. Deney Numunelerinin İmalatı

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 CO<sub>2</sub>) ve HB205 (Ar+CO<sub>2</sub>+O<sub>2</sub>) 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

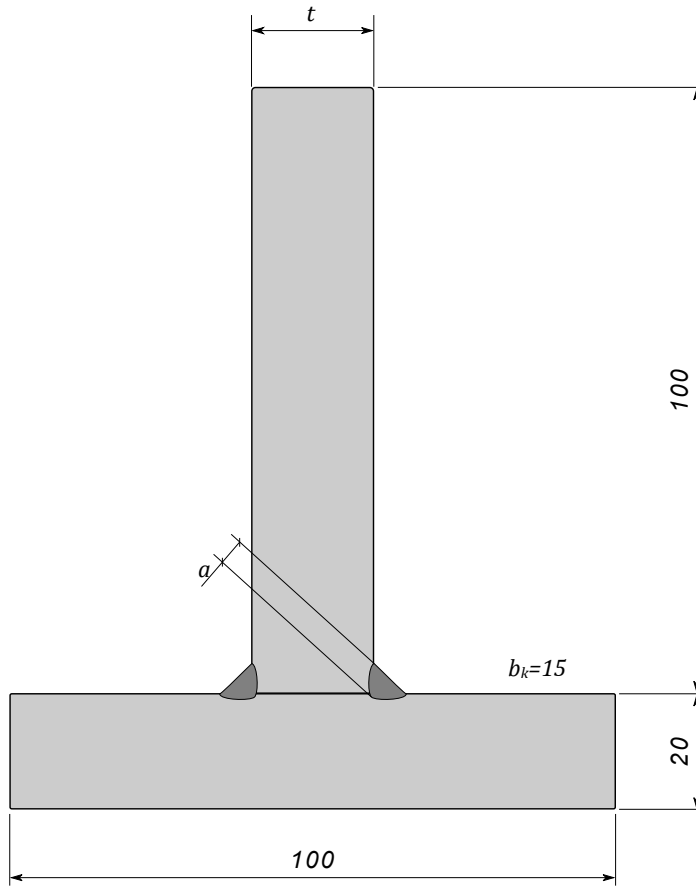


Şekil 3.10. Deney düzeneğinin yordamı

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  $10\text{ mm}$  ve  $20\text{ mm}$  olan numuneler mevcuttur.



**Şekil 3.11.** Robot mekanizması ile üretimi yapılan 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

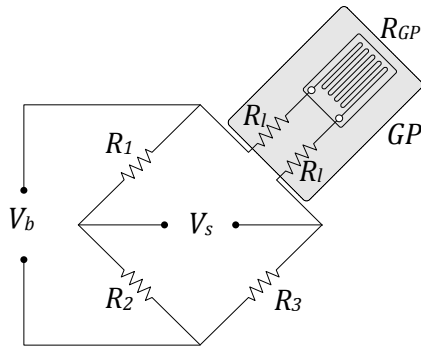
Kaynaklı bağlantılarda çentik etkisi oluşturan noktalardaki gerilmelerin tespit edilebilmesi için sonlu elemanlar yönteminden faydalanılmaktadır. Duyarlı gerilmenin ölçümü için ise gerinim pulları faydalanılmaktadır. Ölçülen gerinim değerlerinden Hooke kanunu yardımıyla gerilme değerleri hesaplanmaktadır.

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 ( $\varepsilon$ ) 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.

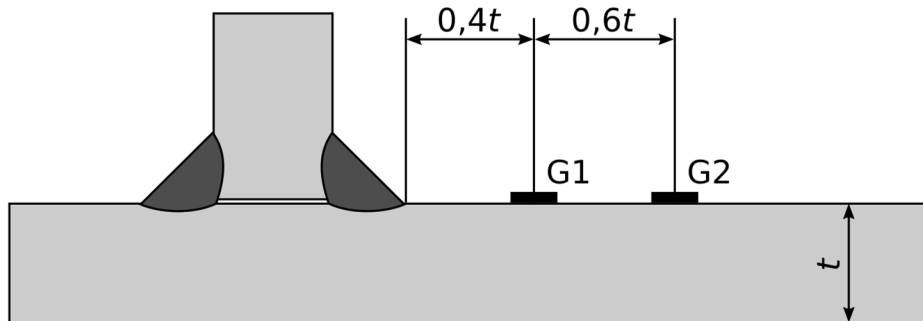
$$\sigma_{dg} = E \cdot \varepsilon_{dg} \quad (3.3)$$

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  $2 \text{ mm}$ 'lik pullar kullanılmıştır. Gerinim pulları kaynak ucundan  $0,4t$  ve  $1,0t$  ( $8 \text{ mm}$  ve  $20 \text{ mm}$ ) 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 $\Omega$       | 0,32 $\Omega/m$ | 890                 |
| FLG-02-11    | 0,2x1,4       | 2,05                   | 120,0 $\Omega$       | 0,32 $\Omega/m$ | 150                 |

#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

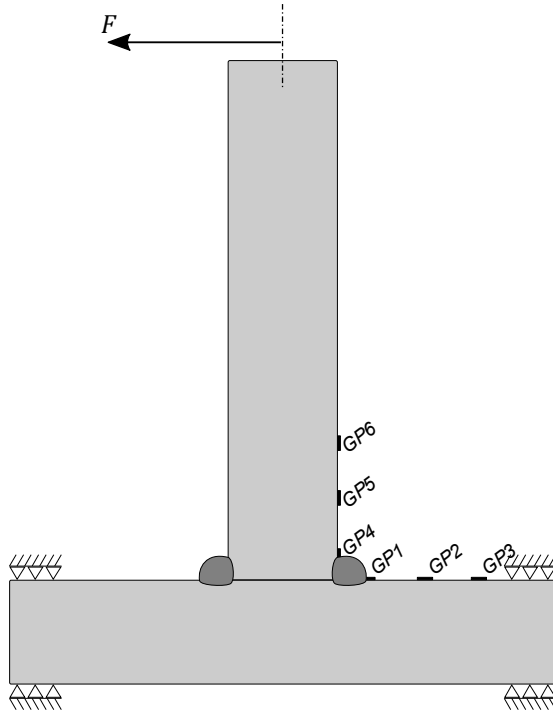
Üretimi yapılan kaynaklı bağlantılardan elde edilen numuneler dinamik testlere tabi tutulmuştur. Bu deney numuneleri bağlantının imalattan kaynaklanan düzensizliklerini ve içyapı değişimlerini içermektedir. Deney numunelerinden gerinim pulları ile ölçümler alınarak oluşan gerilmeler belirlenmiştir.

##### 4.1. Deney Numunelerinde Oluşan Gerilmeler

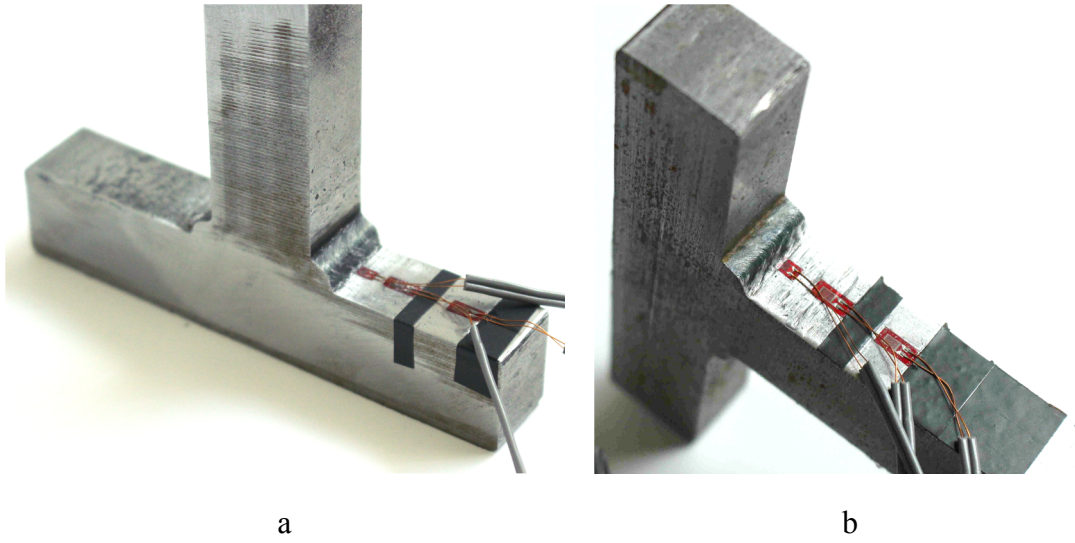
###### 4.1.1. Çift taraflı dışbükey kaynaklı numuneler

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

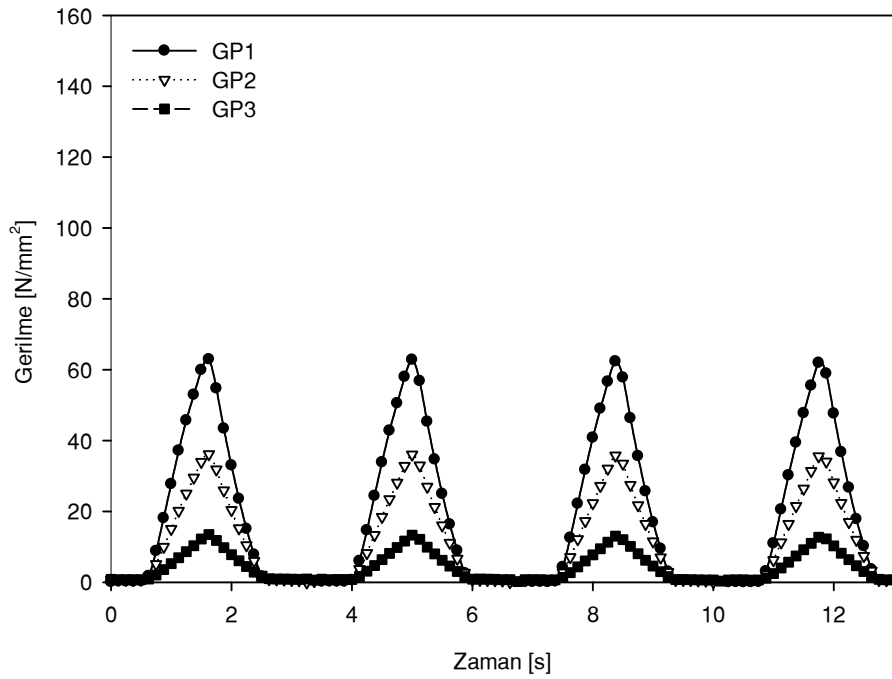


Şekil 4.1. Dışbükey kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu

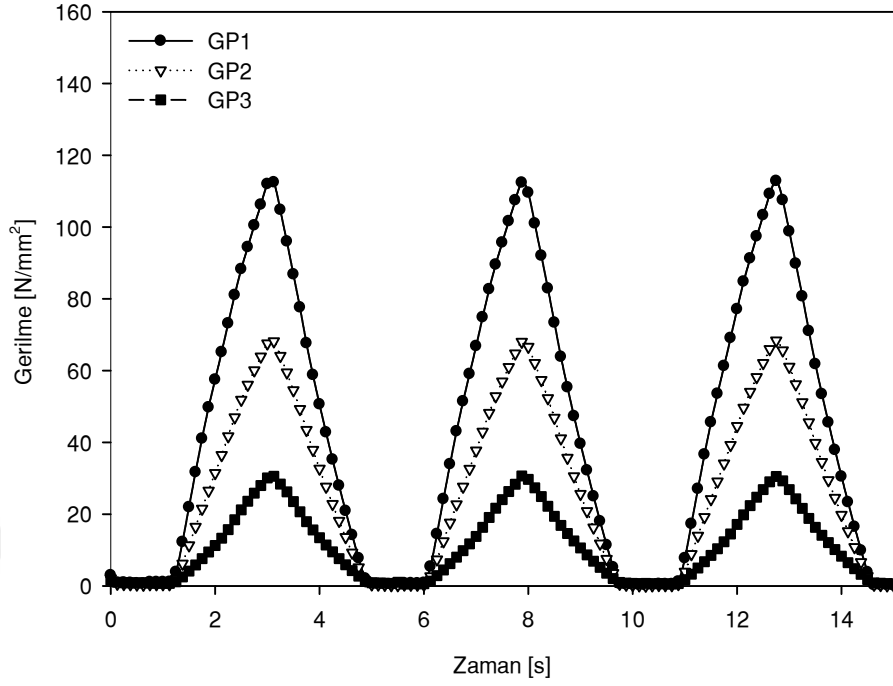


**Şekil 4.2.** Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı dışbükey kaynaklı numune; **a)** taban; **b)** dikme

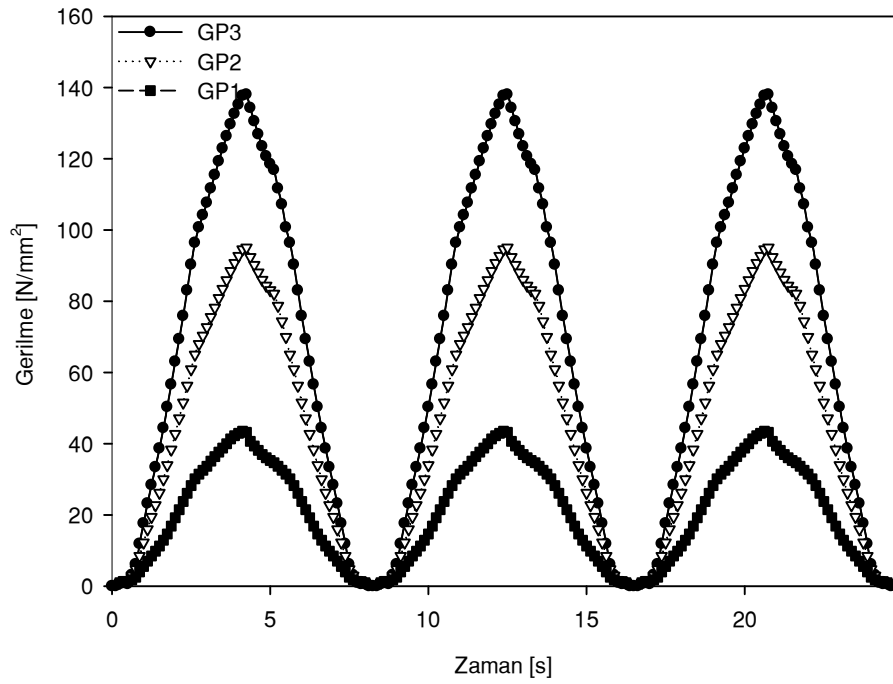
Şekil 4.8’de verilmiştir.  $1870\text{ N}$  ve  $3500\text{ N}$  kuvvet için parçada kalıcı bir şekil değişimi olmazken  $5250\text{ N}$  kuvvet altında T-bağlantının kaynak ucunda kalıcı şekil değişimi gözlenmiştir. Buradaki gerilme  $1384\text{ N/mm}^2$ ’den büyük olup çatlak açılmasına sebep olmaktadır.



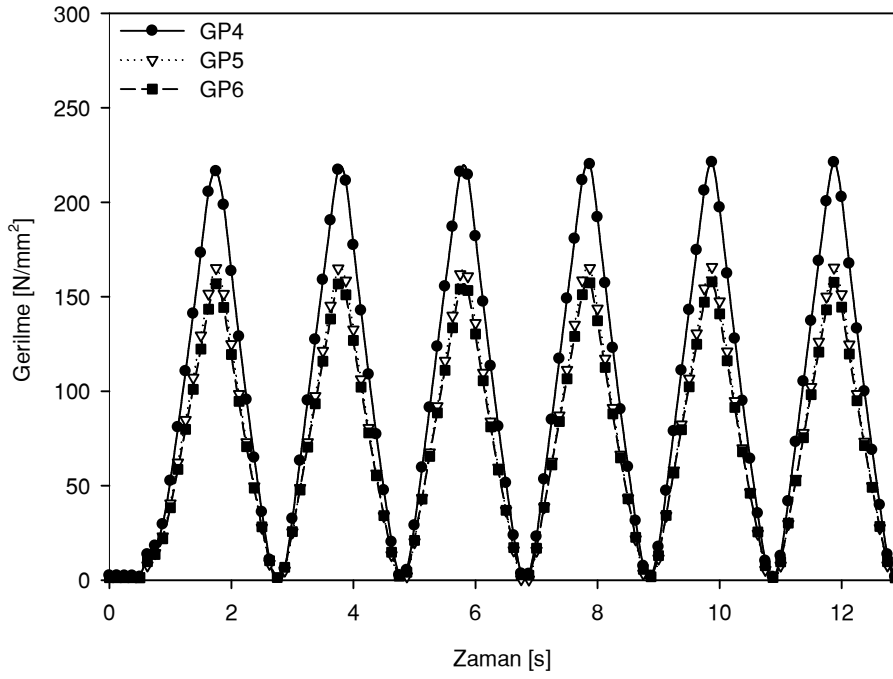
**Şekil 4.3.** Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ( $F = 1870\text{ N}$ )



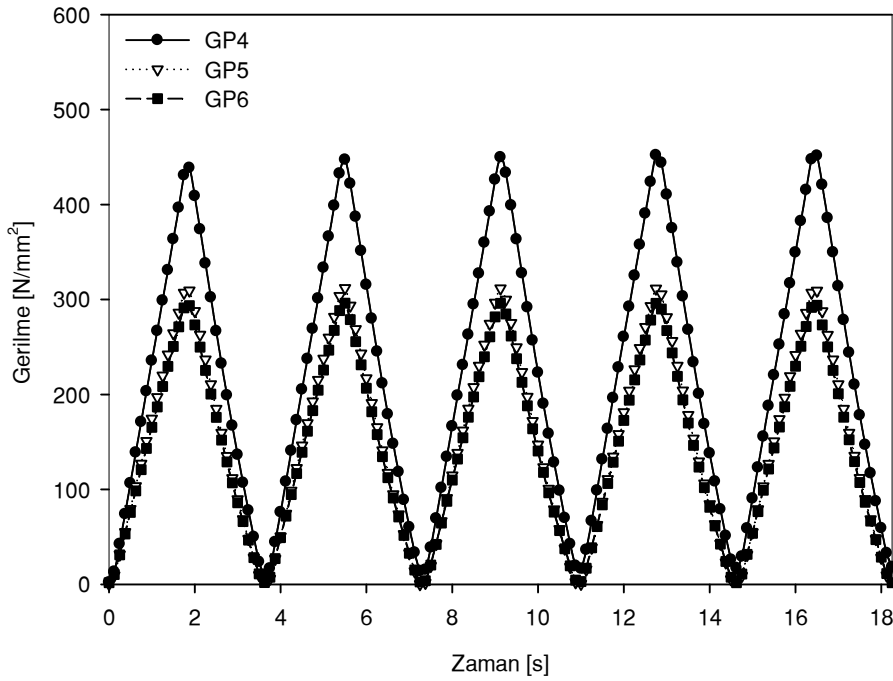
**Şekil 4.4.** Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ( $F = 3500\text{ N}$ )



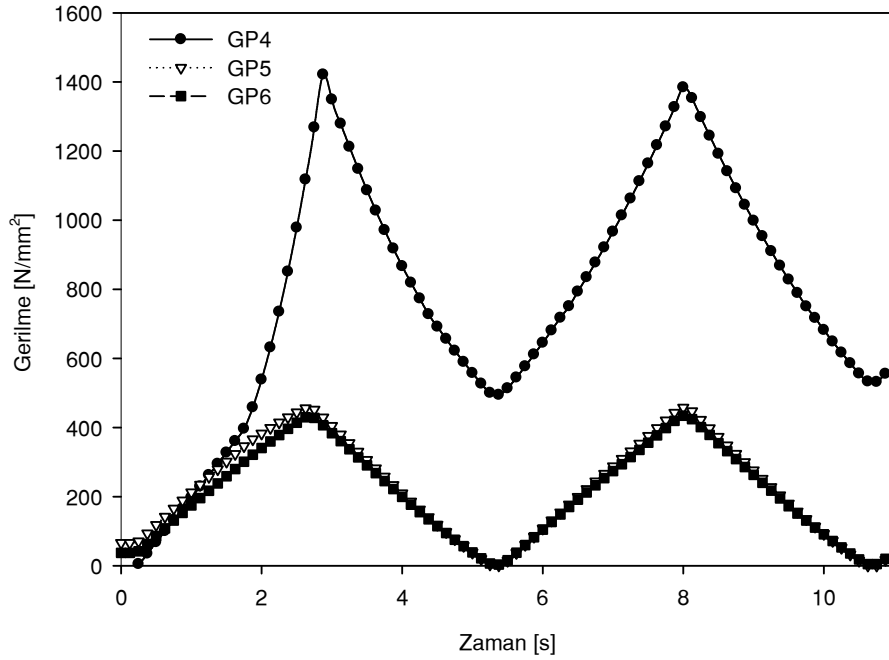
**Şekil 4.5.** Çift yönlü dışbükey kaynak dikişi yapılmış T bağlantının taban parçasında oluşan gerilmeler ( $F = 5250\text{ N}$ )



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



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



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

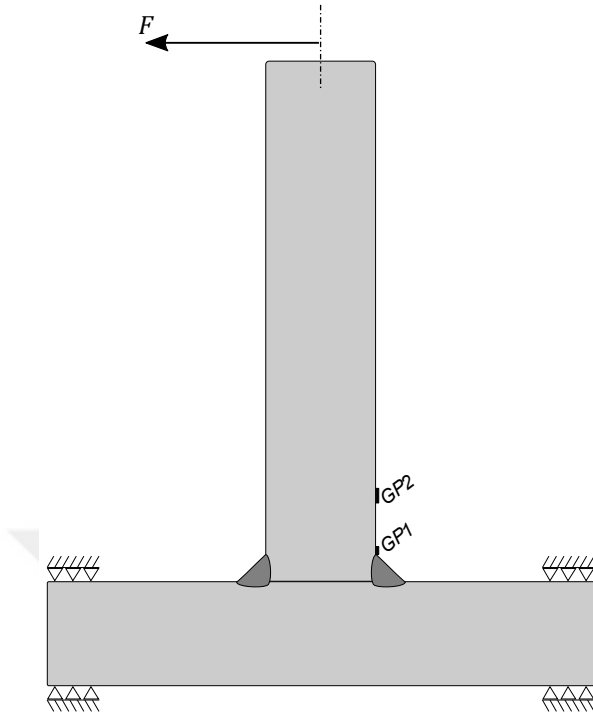
#### 4.1.2. Çift taraflı düz köşe kaynaklı numuneler ( $t = 20 \text{ mm}$ )

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.

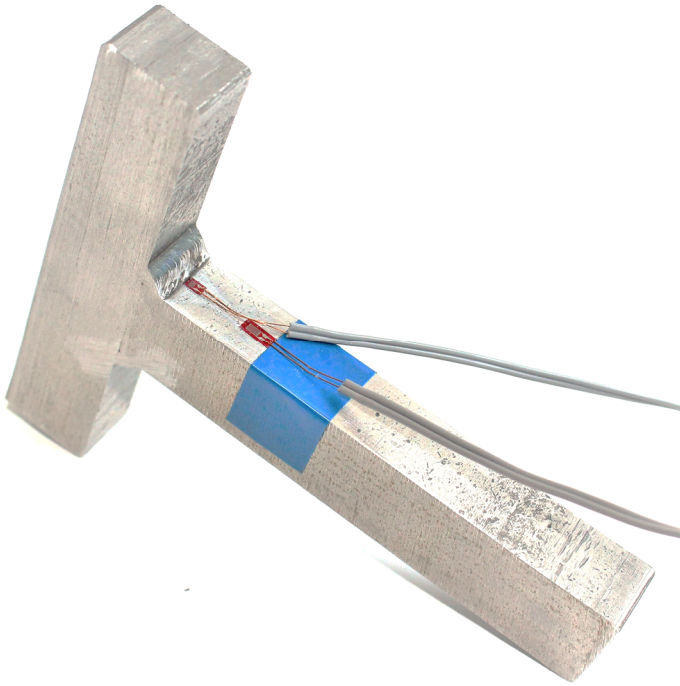
Eğilmeye maruz kalan T kaynak bağlantılarının taban parçalarında oluşan gerilmelerin hasara sebebiyet vermeyecek kadar küçük olmasından dolayı bu ve bundan sonraki deney numunelerinde sadece dikme parçasında gerilmeler ölçülmüştür.

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  $694 \text{ N/mm}^2$ ’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.

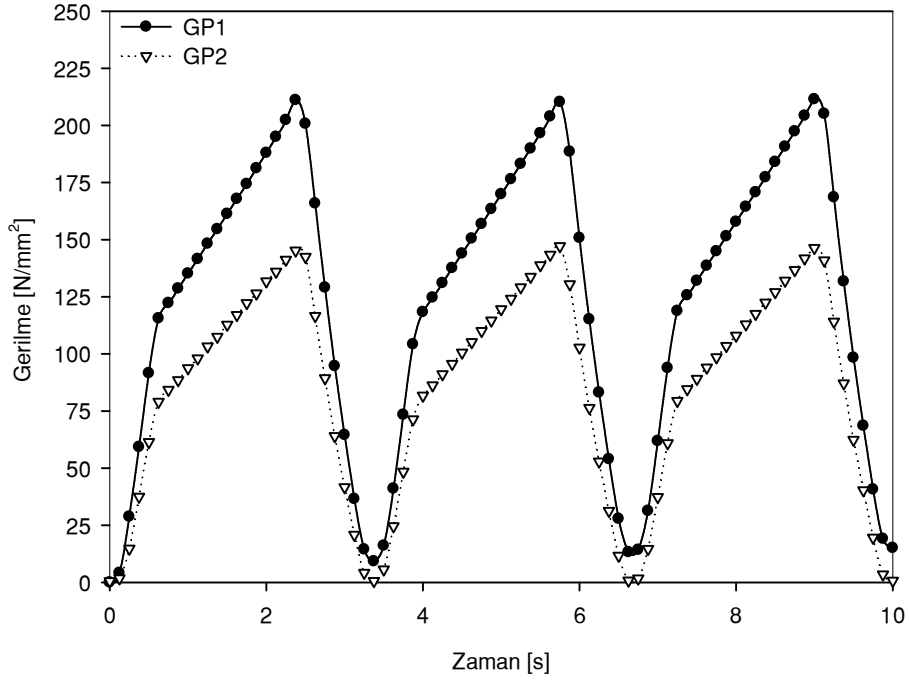




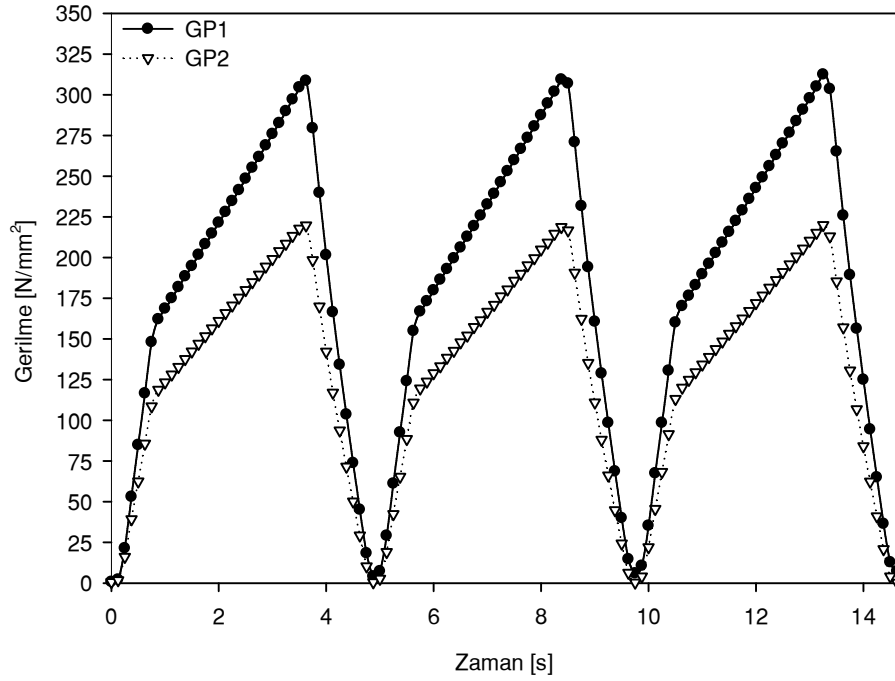
**Şekil 4.9.** Düz köşe kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu



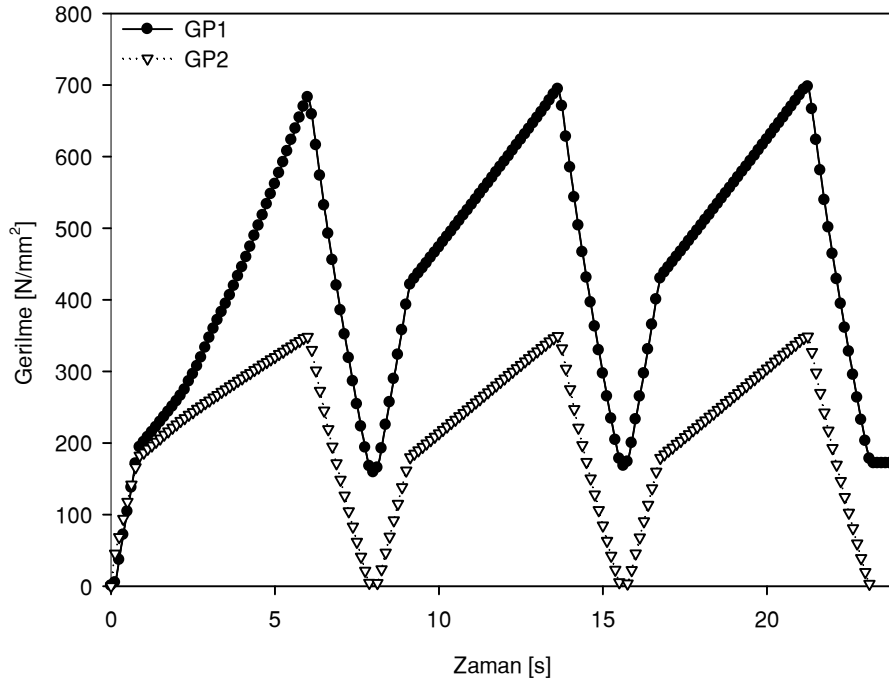
**Şekil 4.10.** Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı düz köşe kaynaklı numune



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



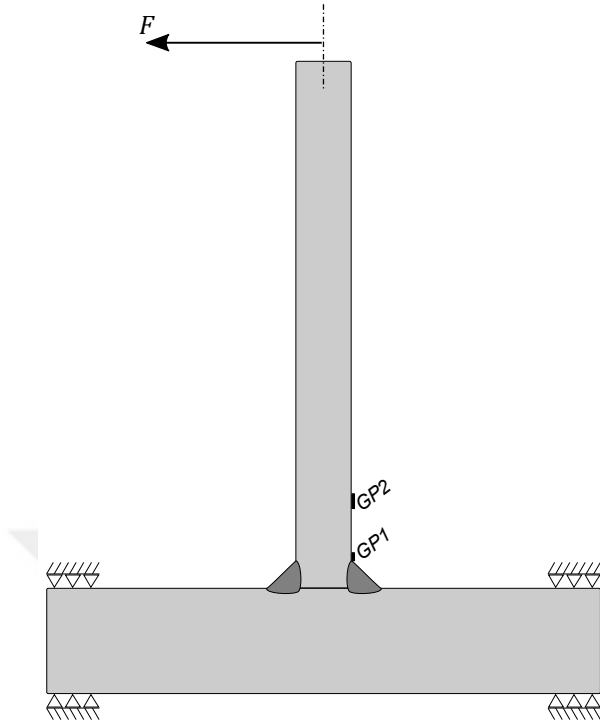
**Şekil 4.12.** Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ( $F = 2550\text{ N}$ )



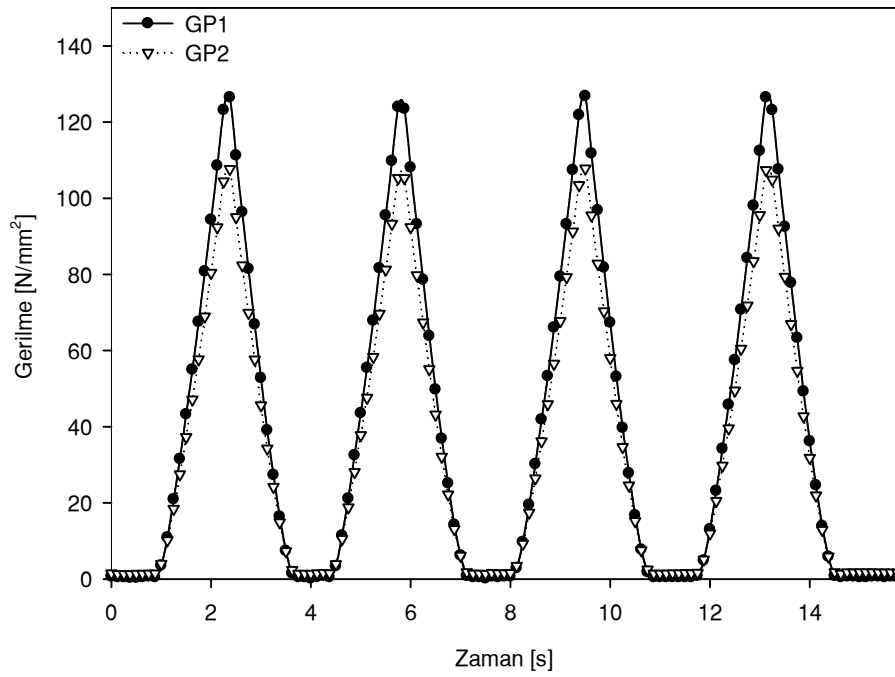
**Şekil 4.13.** Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ( $F = 4080 \text{ N}$ )

#### 4.1.3. Çift taraflı düz köşe kaynaklı numuneler ( $t = 10 \text{ mm}$ )

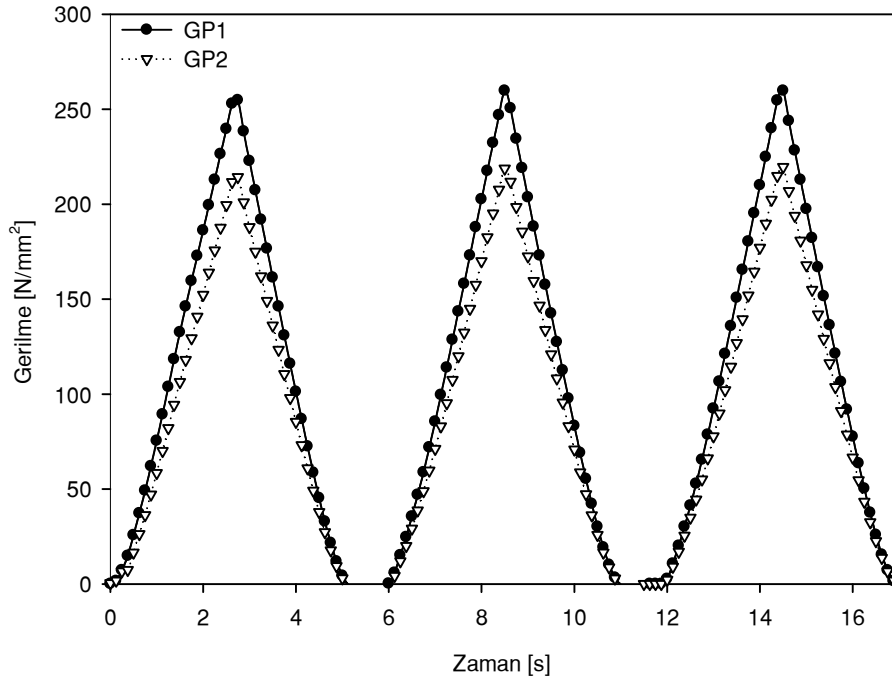
Çift taraflı düz köşe kaynak dikişi yapılmış 10 mm kalınlığındaki T-kaynak bağlantısının dikme parçasında iki adet gerinim pulu ile ölçüm alınmıştır (Şekil 4.14). Gerinim pullarından GP1 kaynak ucundan kuvvet uygulama doğrultusuna doğru olmak üzere 2 mm ve GP2 14 mm konumlarında alınan ölçümleri göstermektedir. 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.



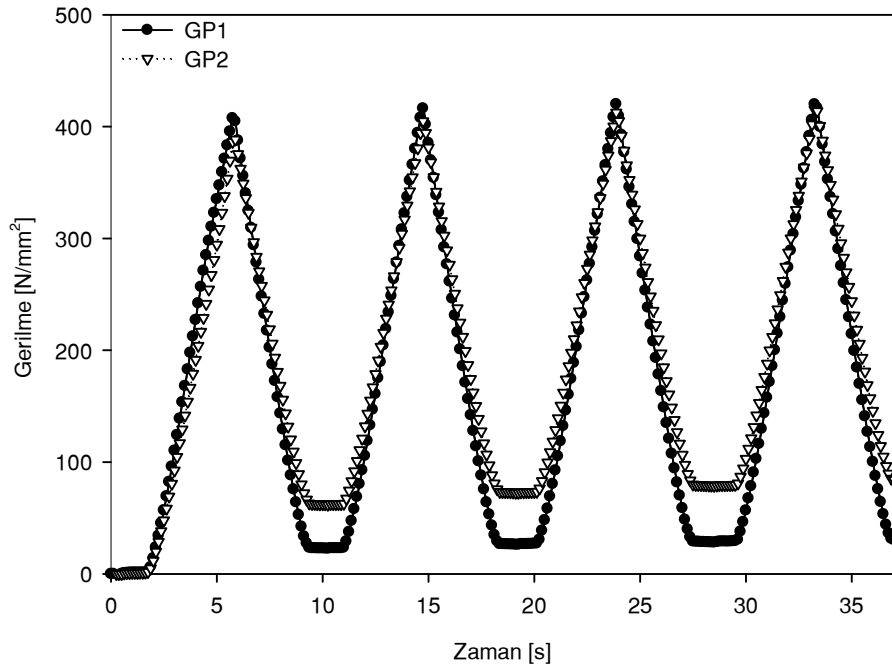
**Şekil 4.14.** Çift taraflı düz köşe kaynaklı numunede gerinim pullarının konumu ( $t = 10 \text{ mm}$ )



**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 ( $t = 10 \text{ mm}$ ,  $F = 680 \text{ N}$ )

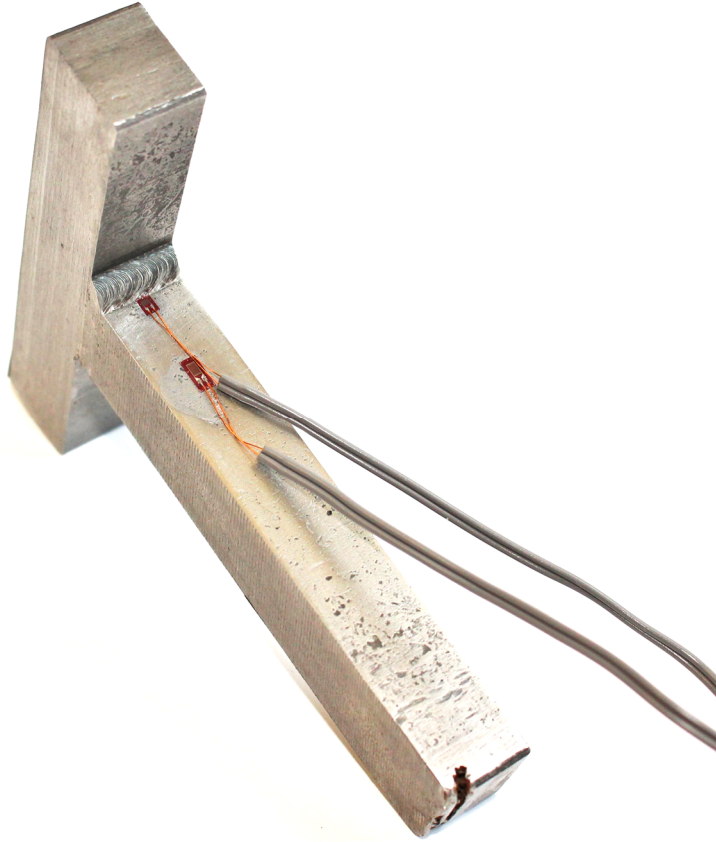


**Şekil 4.17.** Çift yönlü düz köşe kaynak dikişi yapılmış T bağlantının dikmesinde oluşan gerilmeler ( $t = 10 \text{ mm}$ ,  $F = 1020 \text{ N}$ )

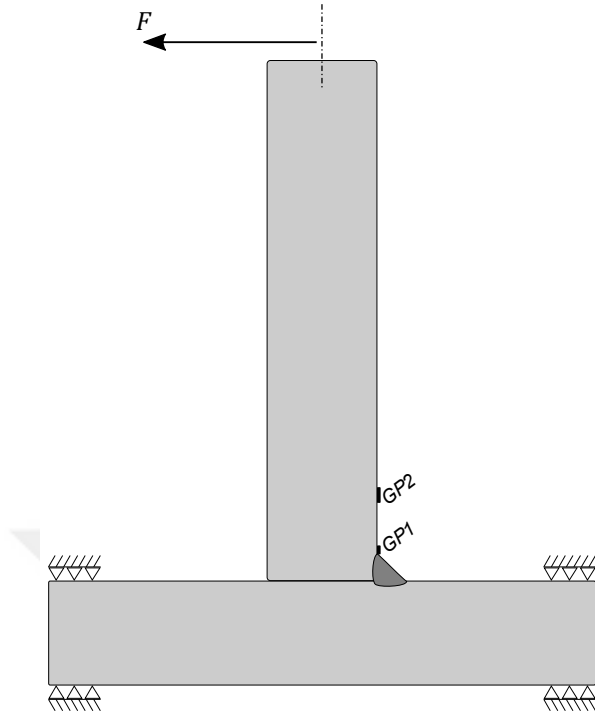
#### 4.1.4. Tek taraflı düz köşe kaynaklı numuneler

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.

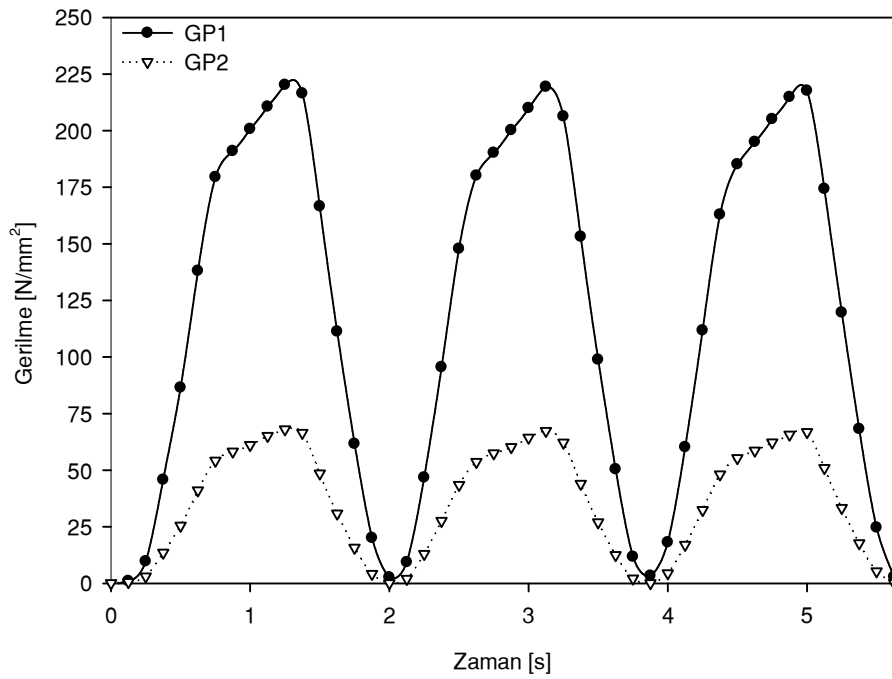
Tek taraflı düz köşe kaynak dikişi yapılmış T-kaynak numunesinde iki adet gerinim pulu ile ölçüm alınmıştır (Şekil 4.19). Gerinim pulları GP1, GP2 sırasıyla kaynak ucundan sabitleme pabucuna doğru olmak üzere 2 mm ve 8 mm konumlarında alınan ölçümleri göstermektedir. Gerinim ölçümleri 580 N, 1700 N ve 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  $595 \text{ N/mm}^2$ ’den olup çatlak açılmasına sebep olmaktadır.



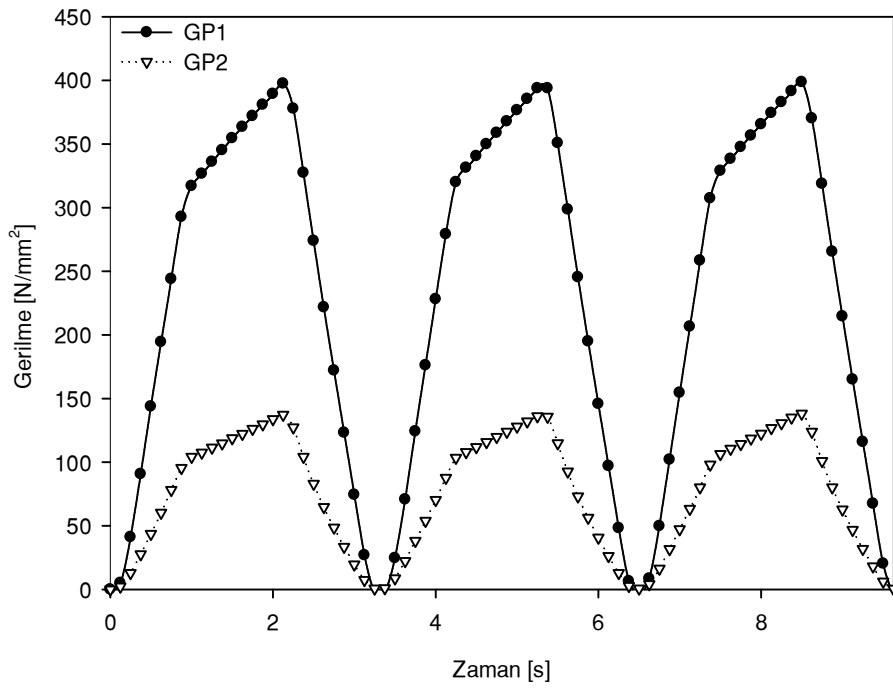
**Şekil 4.18.** Gerinim pulu yapıştırılmış çift taraflı düz köşe kaynaklı numune



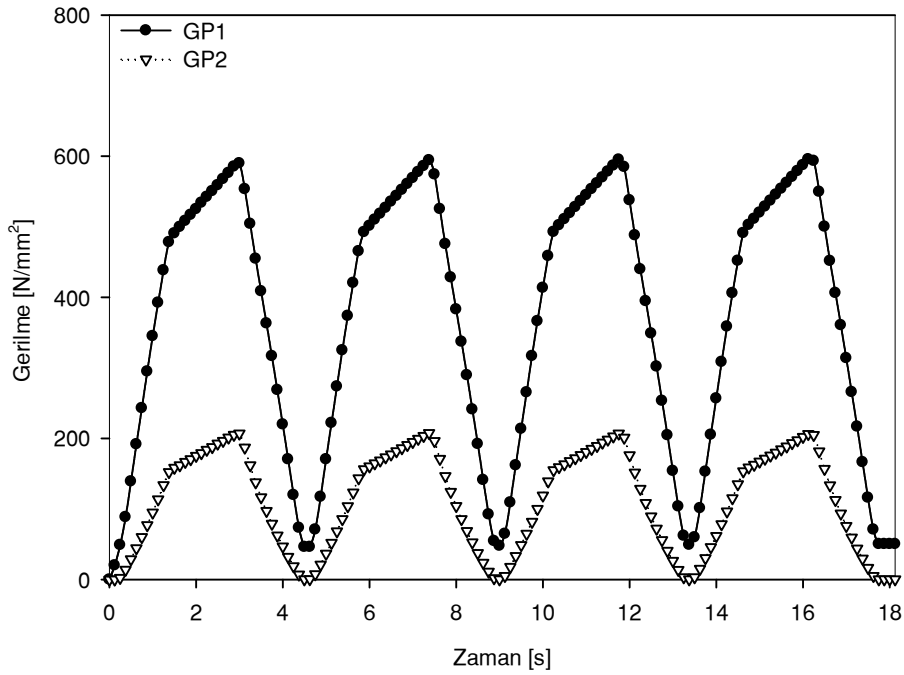
Şekil 4.19. Düz köşe kaynaklı numune gerinim pullarının konumu



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 ( $F = 1700\text{ N}$ )



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

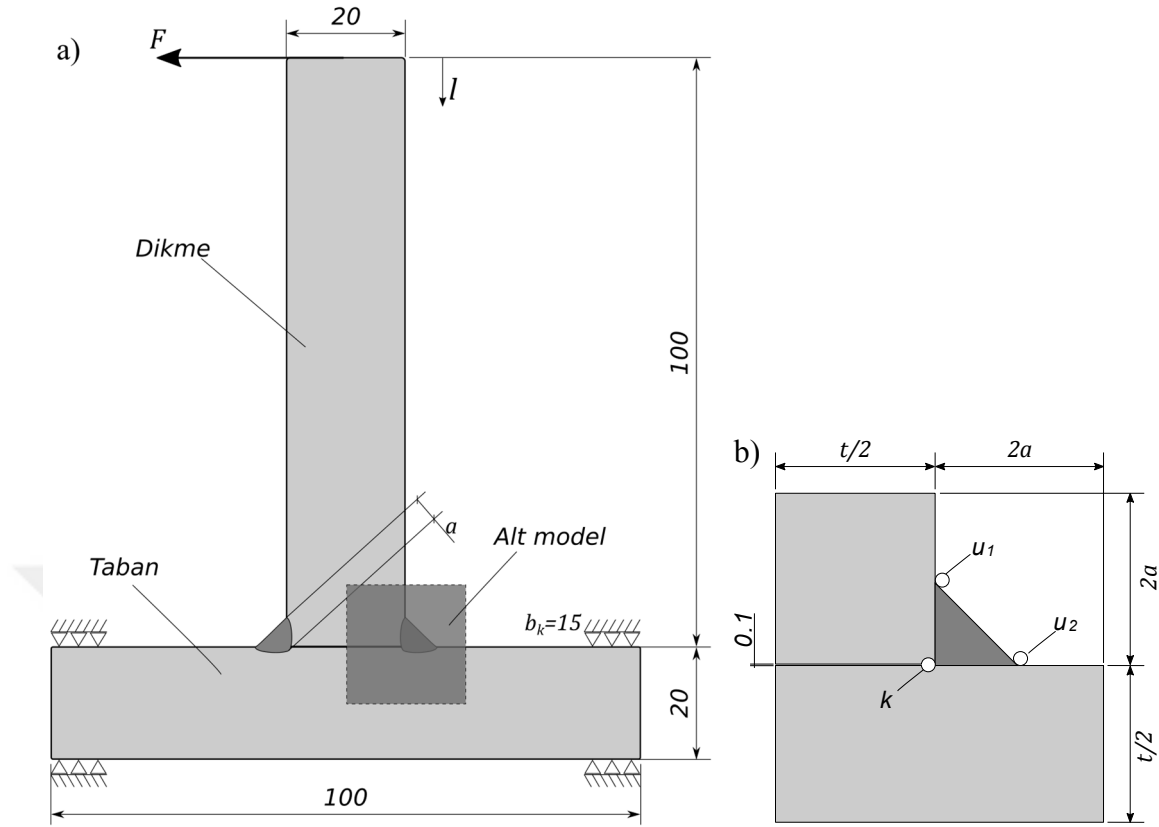


#### 4.2. Sonlu Elemanlar Yönteminden Elde Edilen Veriler

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.

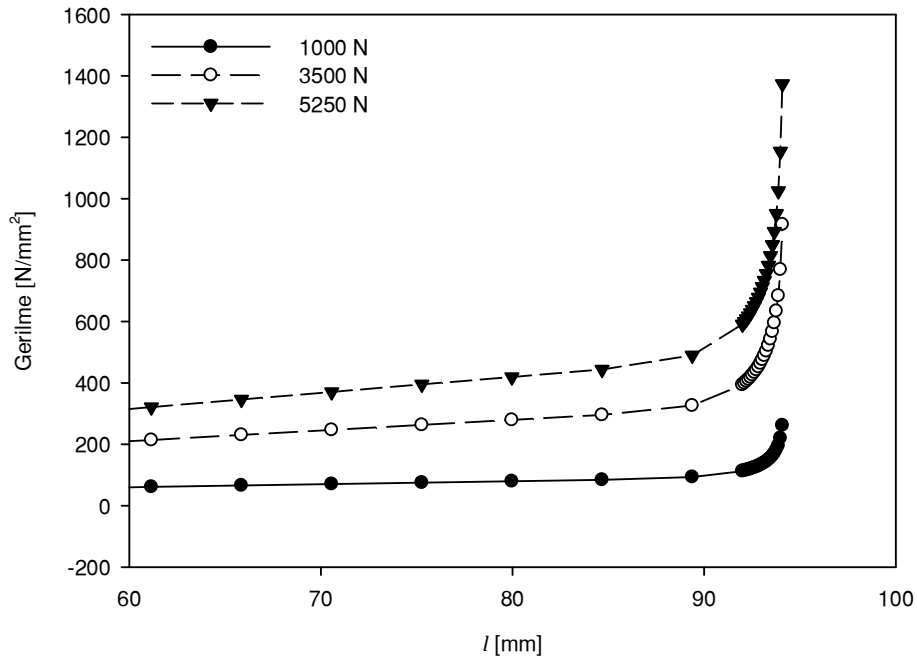


**Şekil 4.23.** Sonlu elemanlar çözümlemesi yapılan modeller; **a)** Genel model; **b)** Alt model,  $k$ : kaynak kökü,  $u_1$ : kaynak üst ucu,  $u_2$ : kaynak alt ucu

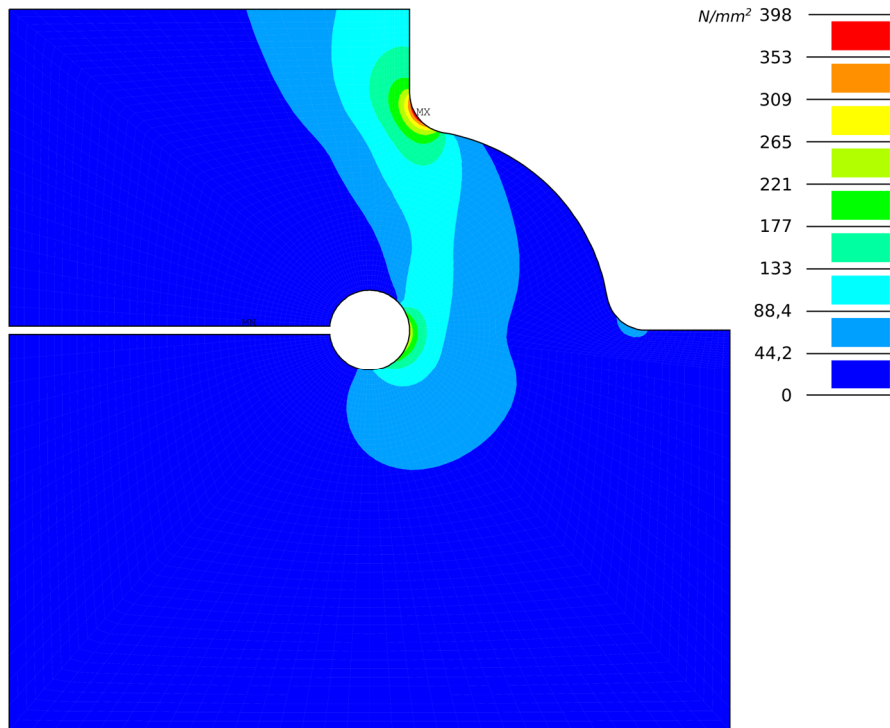
**Çizelge 4.1.** Sonlu elemanlar modelinde kullanılan düğüm ve eleman sayıları

| 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.



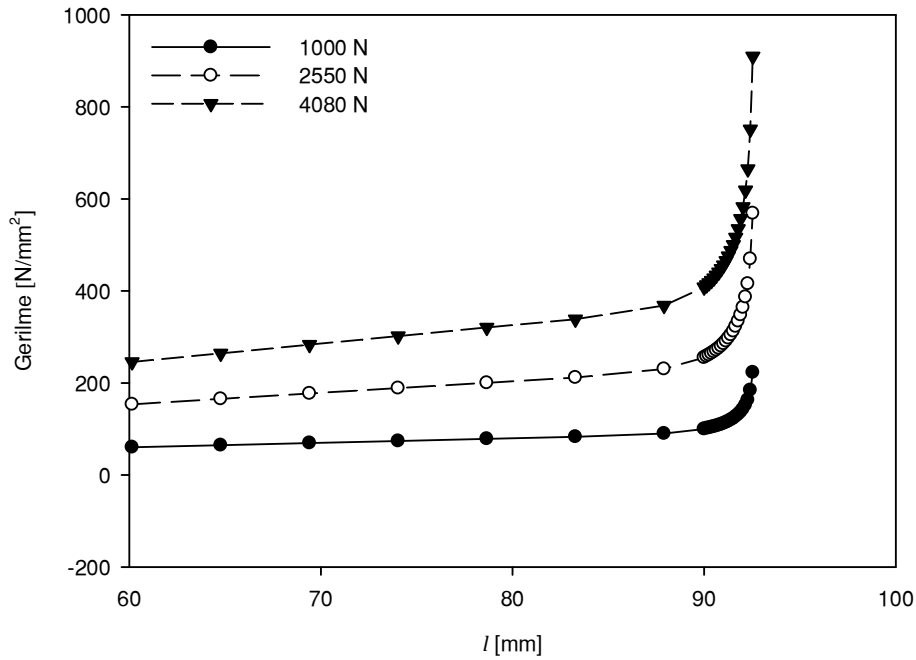
**Şekil 4.24.** Çift taraflı dışbükey kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler



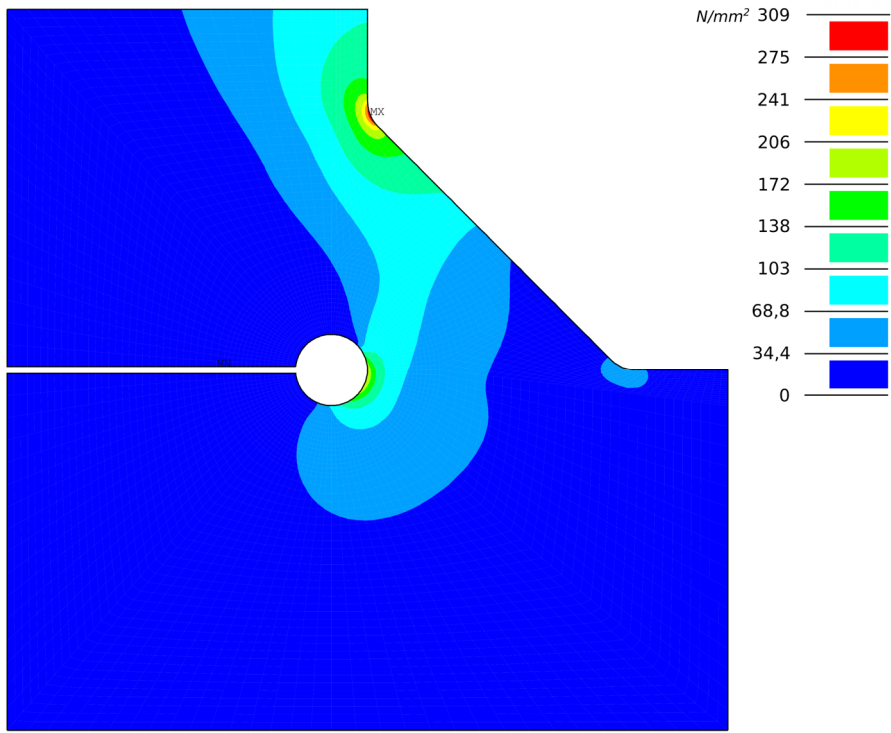
**Şekil 4.25.** Çift taraflı dışbükey kaynak dikişinde gerilme dağılımı

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

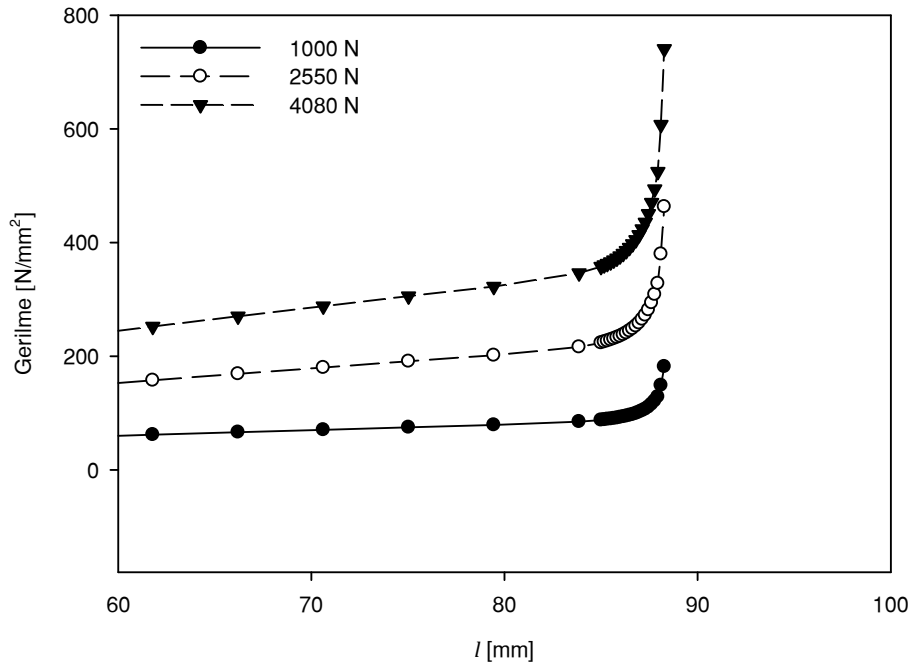
Düz köşe kaynak dikiş yapılmış bağlantılarda gerilme durumunun kaynak kalınlığına göre değişimi farklı iki kaynak kalınlığı değeri için incelenmiştir. Kaynak kalınlığının  $a = 5 \text{ mm}$  (Şekil 4.27) ve  $a = 8 \text{ mm}$  (Şekil 4.29) olduğu durum için elde edilen sonlu elemanlar çözümlerinde 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.



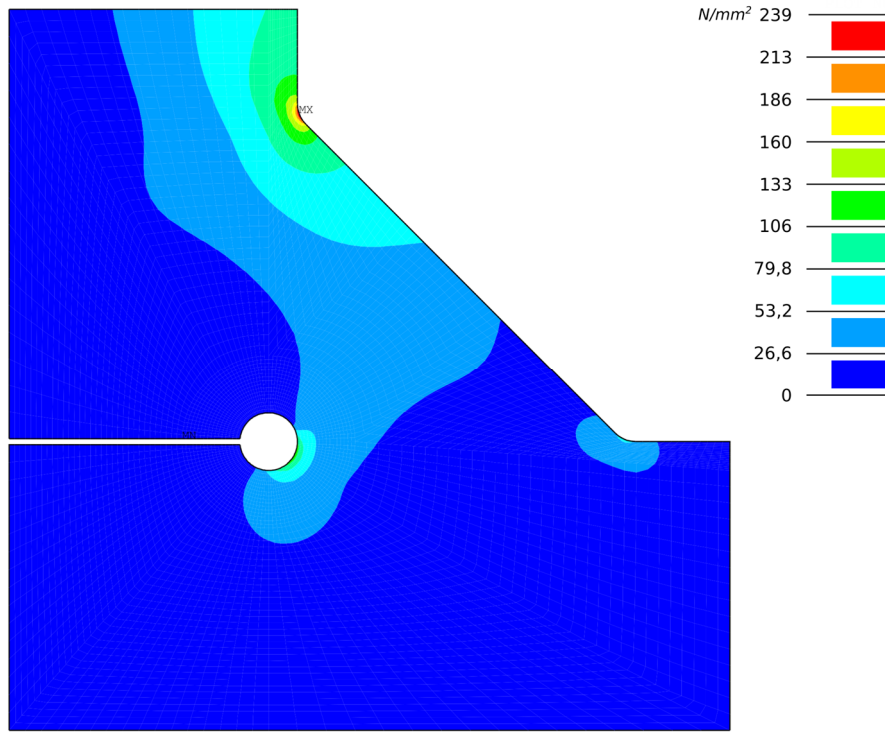
**Şekil 4.26.** Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ( $a = 5 \text{ mm}$ )



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 ( $a = 8 \text{ mm}$ )

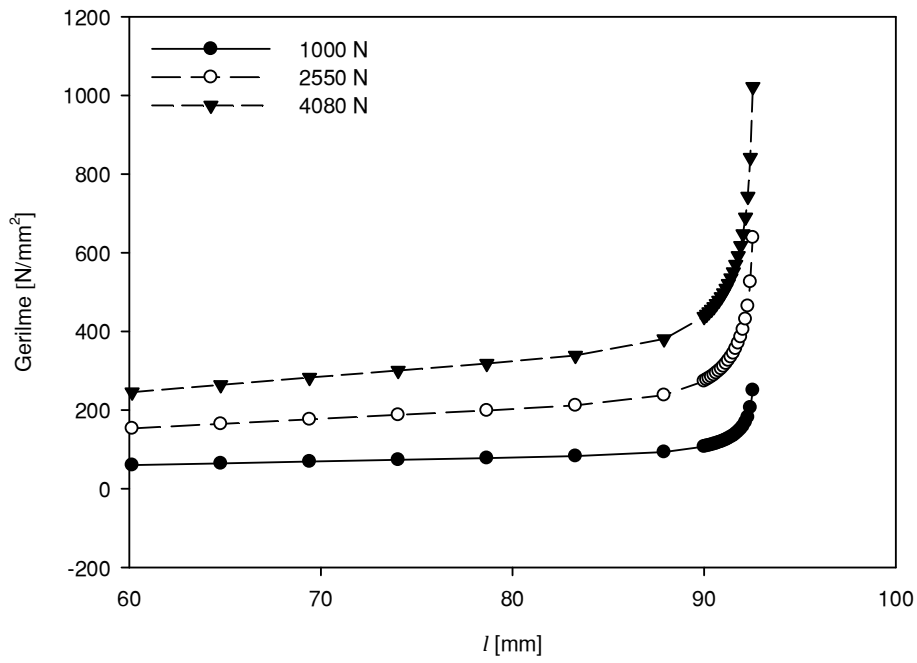


**Şekil 4.29.** Çift taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı ( $a = 8 \text{ mm}$ )

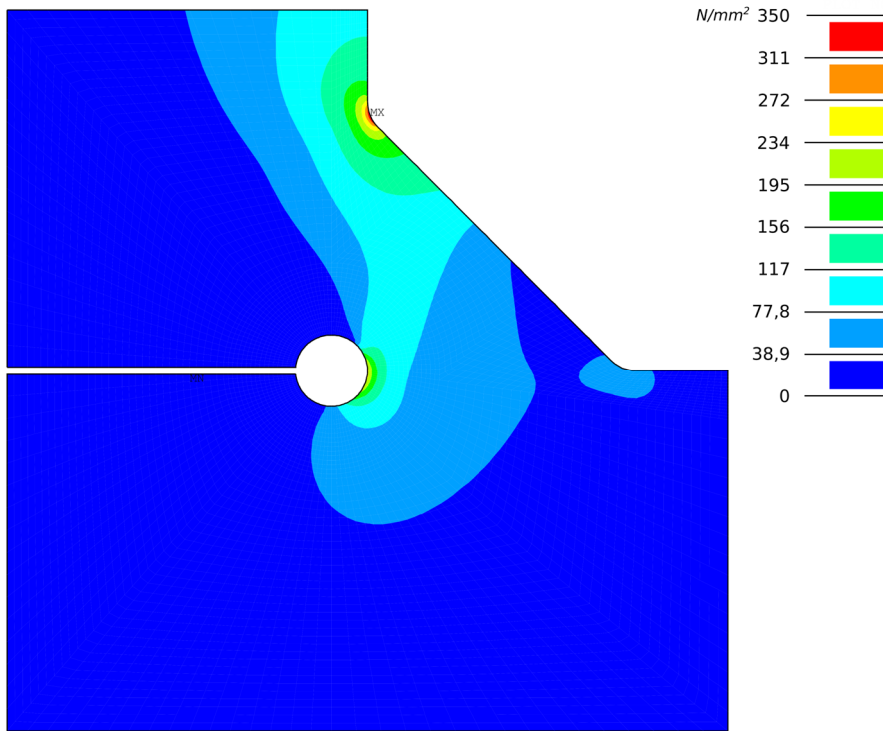
Tek taraflı kaynak dikişinin yöne bağlı olarak taşıyabileceği gerilme değerinin belirlenmesi amacıyla farklı kuvvet yönleri için sonlu elemanlar çözümleri uygulanmıştır. Bu çözümlerde  $+x$  yönünde uygulanması durumunda kaynak ucu çekme tarafında kalmaktadır. Sonlu elemanlar çözümlerinde elde edilen 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.

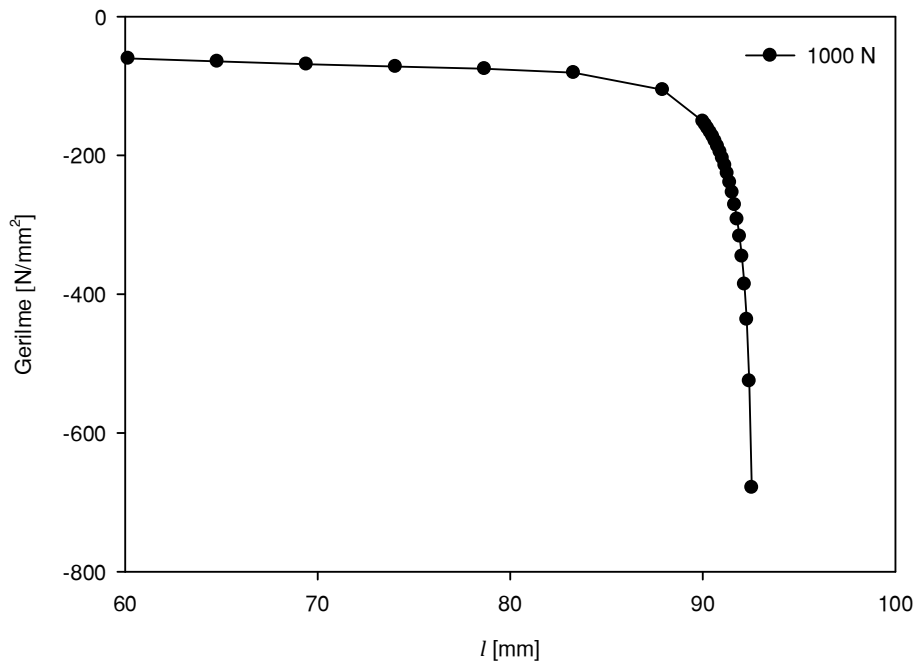
İçbükey kaynaklı bağlantıların sonlu elemanlar çözümlerinde elde edilen gerilme dağılımları dikme parçasında Şekil 4.34 ve kaynak bölgesinde Şekil 4.35'teki gibidir. Bu kaynak dikişinde en yüksek gerilme değeri diğerlerinden farklı olarak kaynak kökünde olmaktadır.



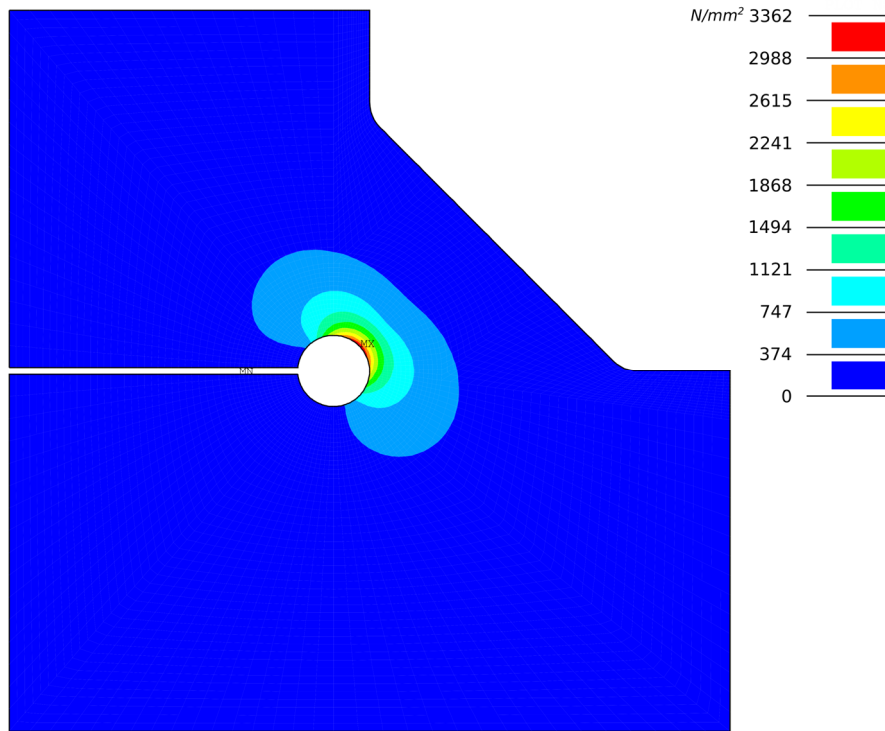
**Şekil 4.30.** Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler ( $-x$  yönünde kuvvet)



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

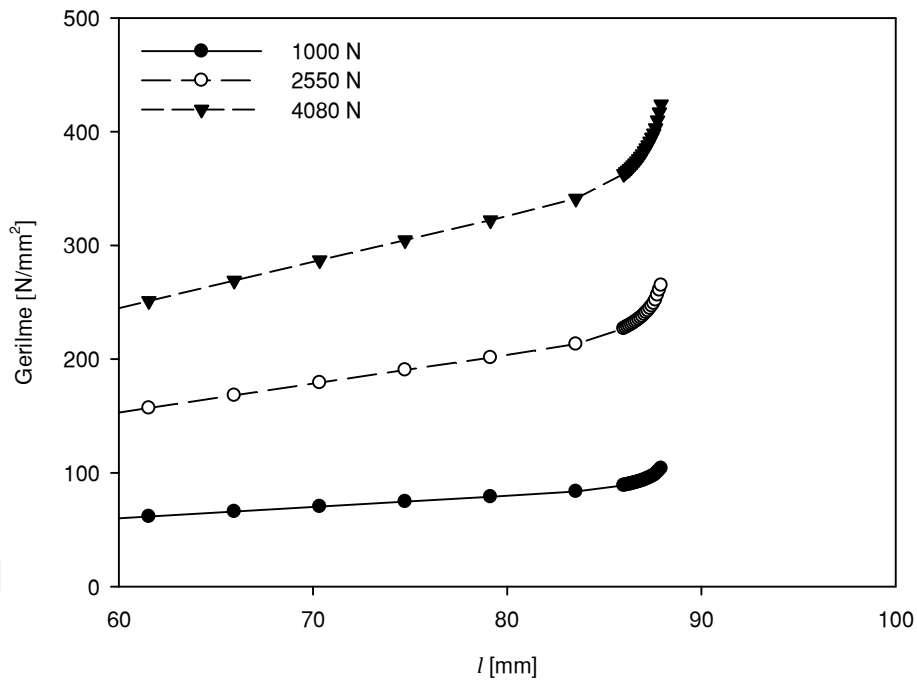


**Şekil 4.32.** Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler (+x yönünde kuvvet)

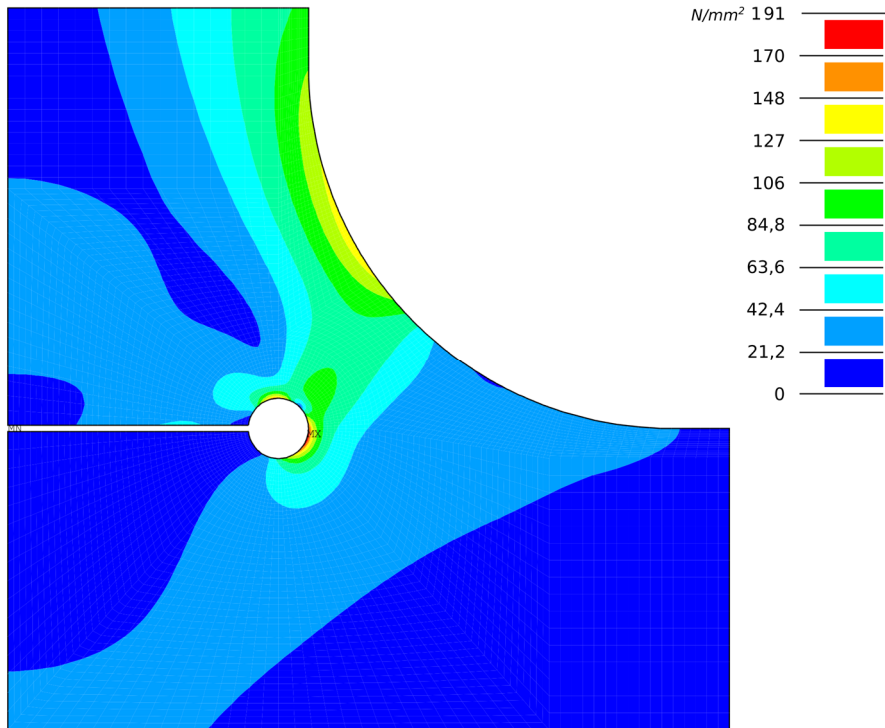


**Şekil 4.33.** Tek taraflı düz köşe kaynak dikişinde gerilme dağılımı (+x yönünde kuvvet)





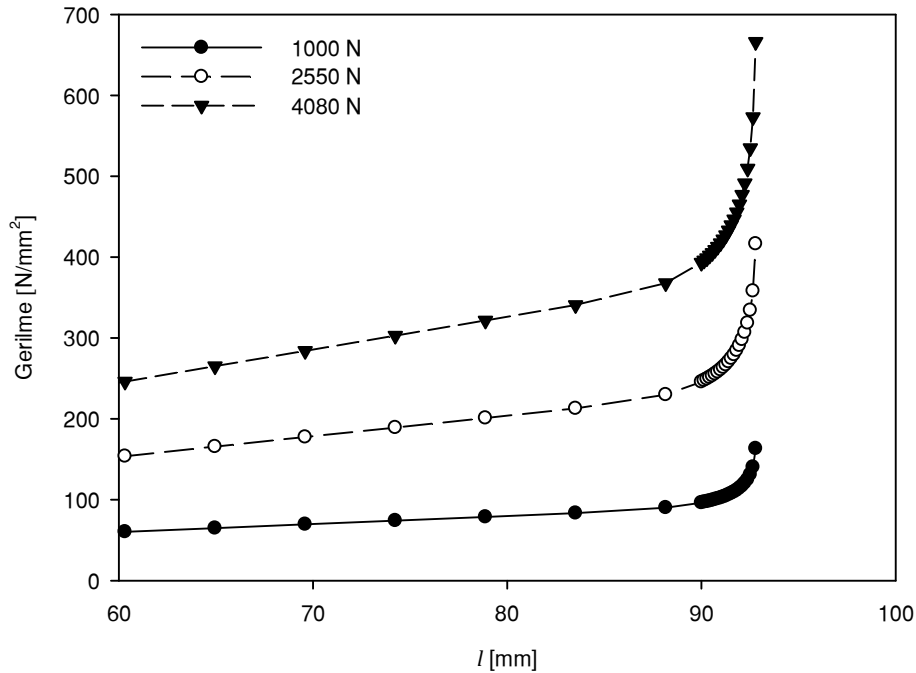
**Şekil 4.34.** Çift taraflı içbükey kaynak dikişinin sonlu elemanlar çözümlerinde dikme parçası için elde edilen gerilmeler



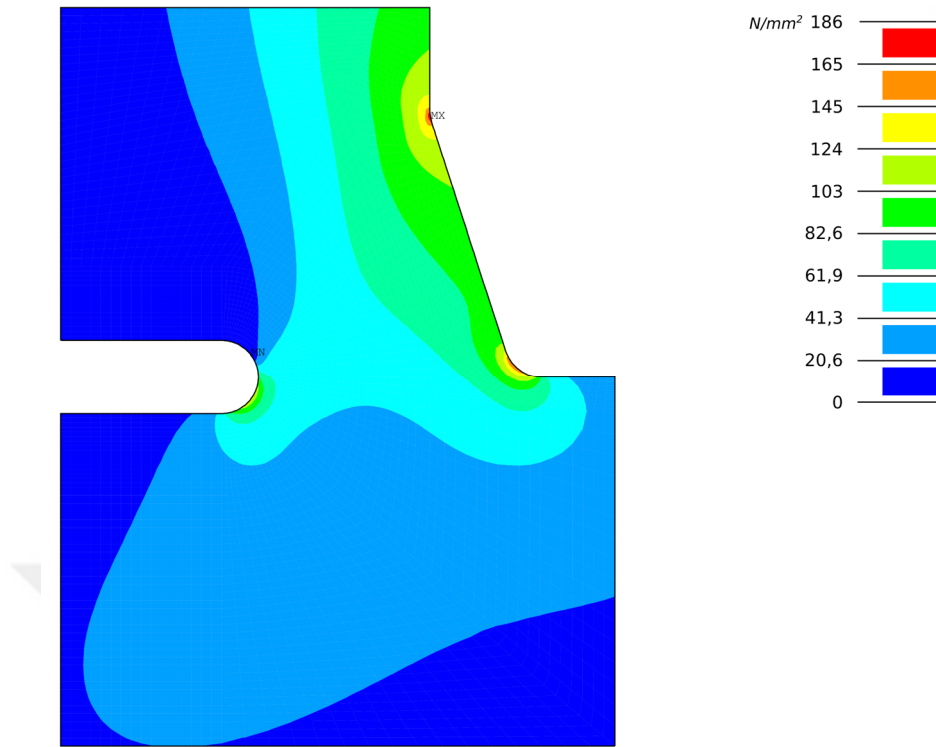
**Şekil 4.35.** Çift taraflı içbükey kaynak dikişinde gerilme dağılımı

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, $\sigma_y$ [ $N/mm^2$ ] |          |     | 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

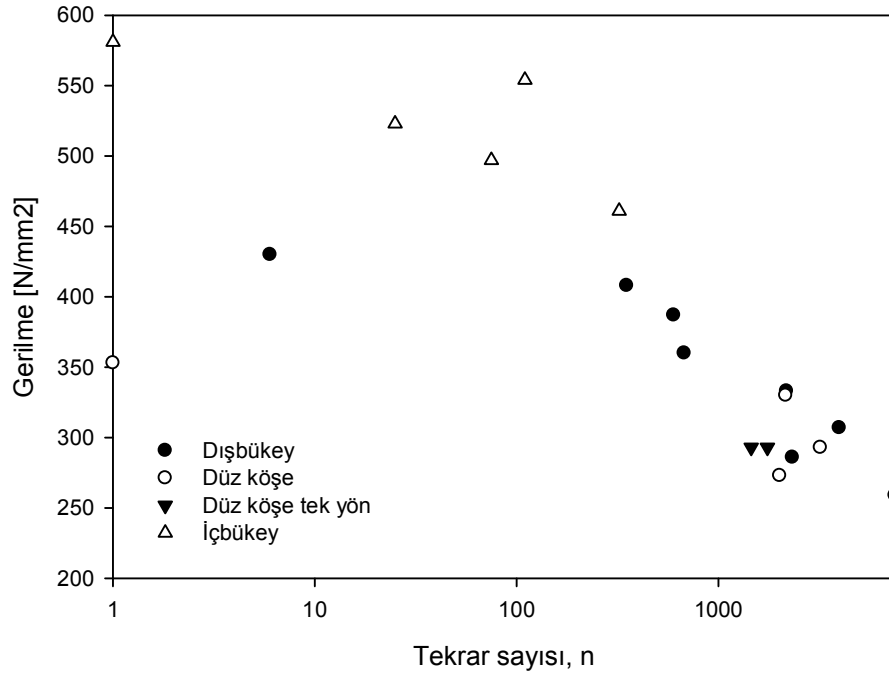
| $l$ [mm] | Kuvvet [N] | Gerilme, $\sigma_y$ [ $N/mm^2$ ] |          |     | Fark, % SEM |
|----------|------------|----------------------------------|----------|-----|-------------|
|          |            | Analitik                         | Deneysel | SEM |             |
| 80       | 4080       | 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, $\sigma_y$ [ $N/mm^2$ ] |          |     | Fark, % SEM |
|----------|------------|----------------------------------|----------|-----|-------------|
|          |            | Analitik                         | 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.

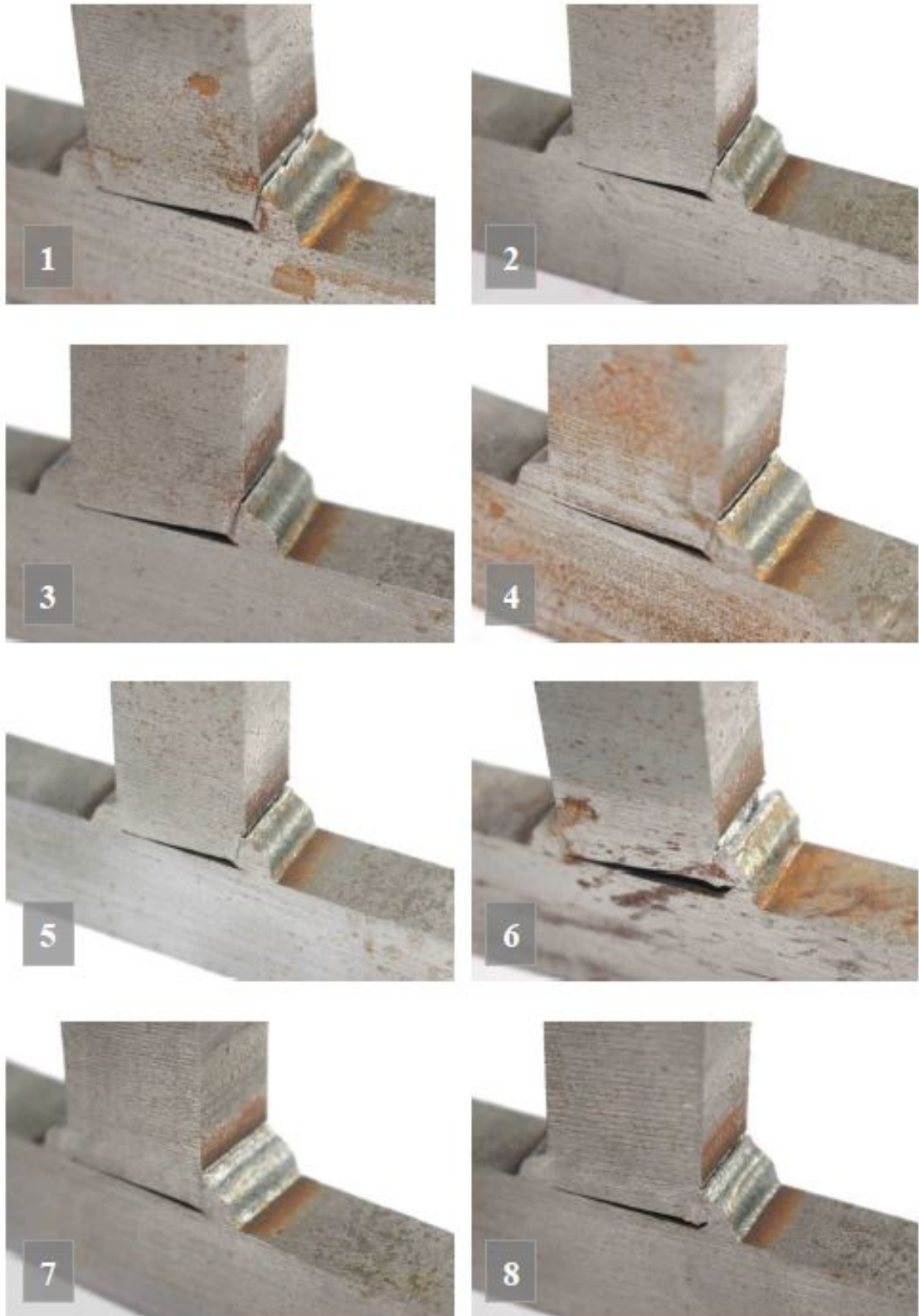


**Şekil 4.38.** Deney sonuçlarının karşılaştırmalı gösterimi

**Çizelge 4.5.** Deney numunelerine uygulanan gerilme ve tekrar sayıları

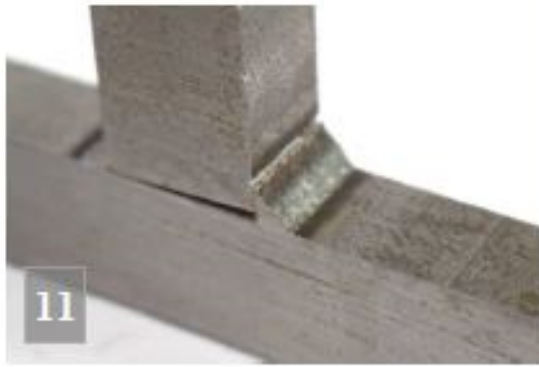
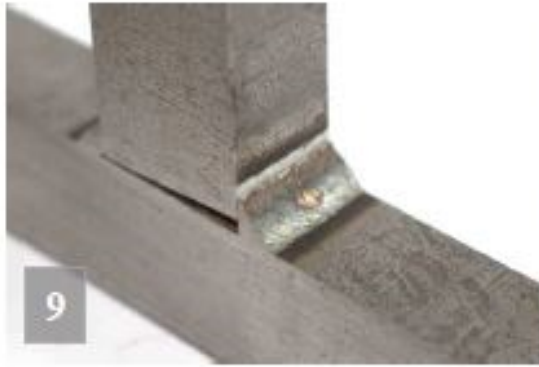
| #  | Dikiş şekli | Kuvvet [N] | Gerilme [N/mm <sup>2</sup> ] | Tekrar sayısı |
|----|-------------|------------|------------------------------|---------------|
| 1  | Dışbükey    | 6800       | 430                          | 6             |
| 2  | Dışbükey    | 6460       | 408                          | 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

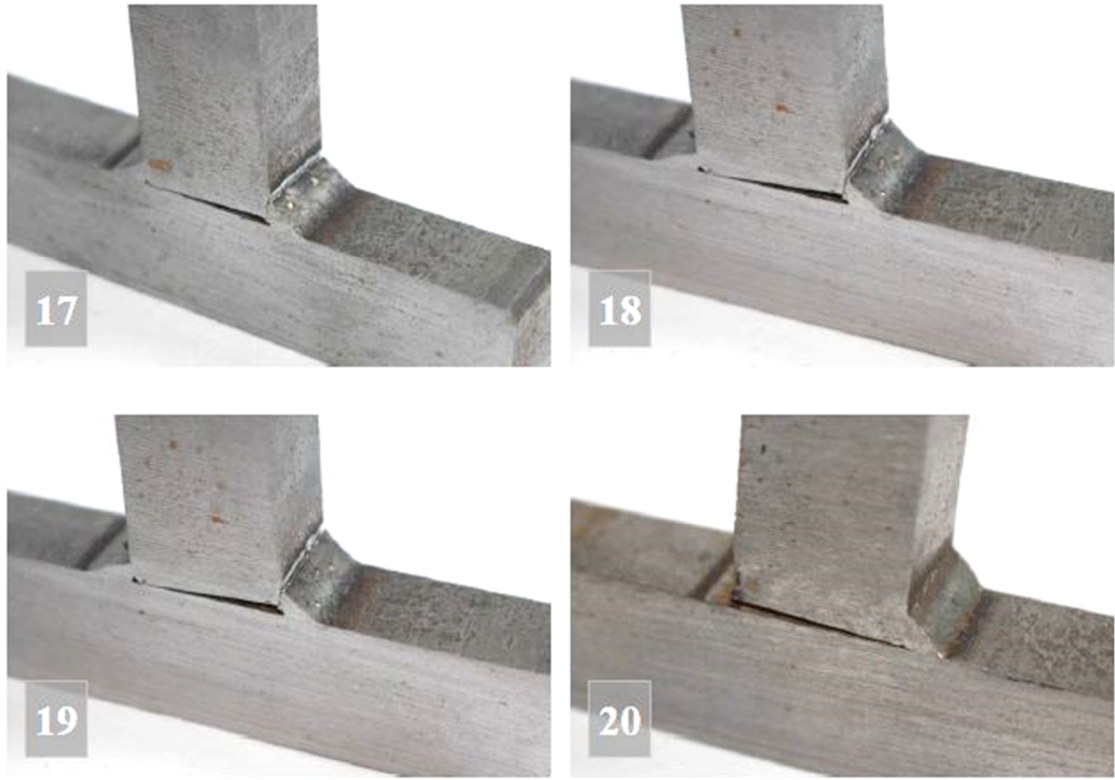
**(Devamı Arkada)**



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 artıkcı 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 çözümlemeler 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 güvenli 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.

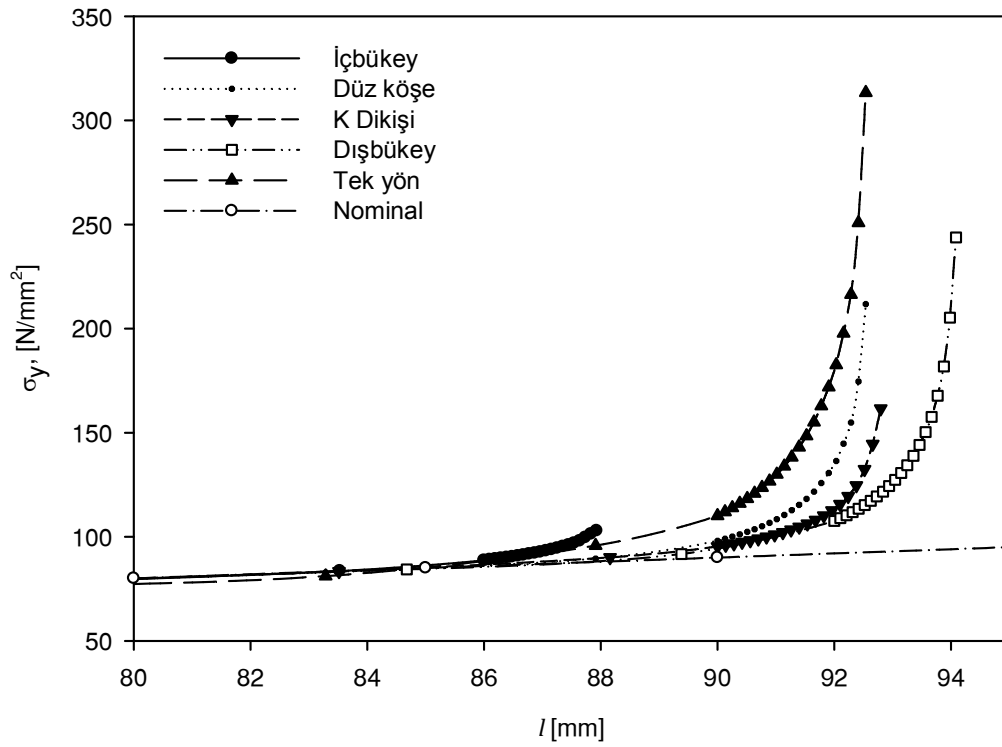
Kaynak bağlantılarının hasarlarının ITAB dolayında başladığı düşünüldüğünde bu bölgeye kadar olan gerilme dağılımı Şekil 4.40'da verilmiştir. Eşit kuvvet etkisinde

**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 <sup>2</sup> ] |     | Alt uç gerilmesi [N/mm <sup>2</sup> ] |      | $K_t$ |
|-------------|------------------------------------|-----|---------------------------------------|------|-------|
|             | 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 ( $F = 1000 \text{ N}$ )

( $F = 1000 \text{ N}$ ,  $t = 20 \text{ mm}$ ) kuvvet noktasından 85 mm uzaklığa kadar ( $l = 85 \text{ mm}$ ) doğal olarak eşit eğilme gerilmesi oluşmaktadır. Kaynak dikişinin geometrisine göre oluşan gerilme yığılmaları ITAB yakınlığında 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  | $\sigma_{maks}$ , [ $N/mm^2$ ] | $\sigma_{nom}$ , [ $N/mm^2$ ] | $K_t$ | $v_1$ |
|-------------|--------------|--------------------------------|-------------------------------|-------|-------|
| 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 ( $\sigma_k$ ) 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 dikişinde 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  $225 \text{ N/mm}^2$  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 [ $N/mm^2$ ] | $\sigma_k$ , [ $N/mm^2$ ] |
|-------------|------------|---------------|----------------------|---------------------------|
| 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. Deneyler 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 yüklere 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 içinde 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.

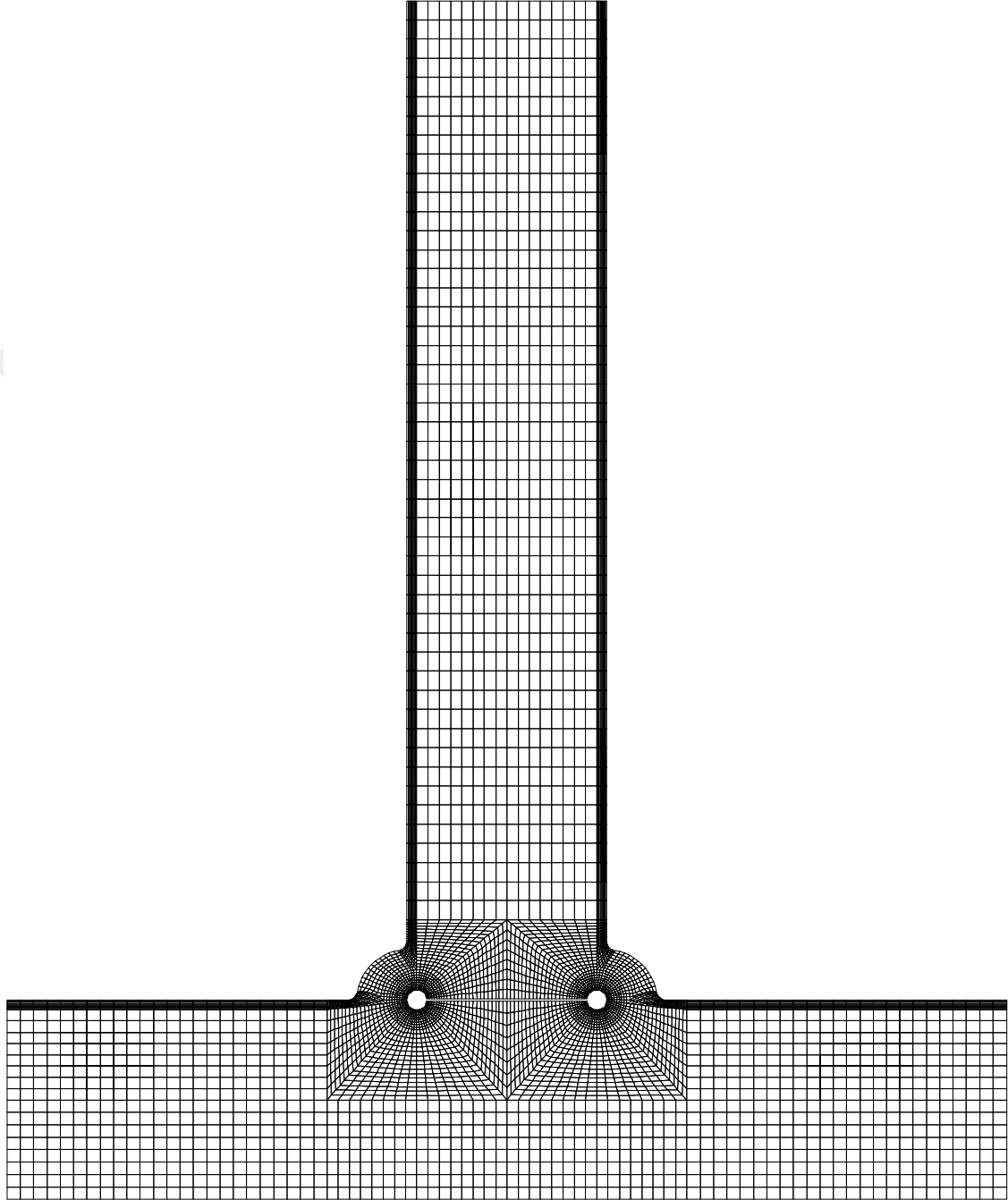
## 6. KAYNAKLAR

- 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, München 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.

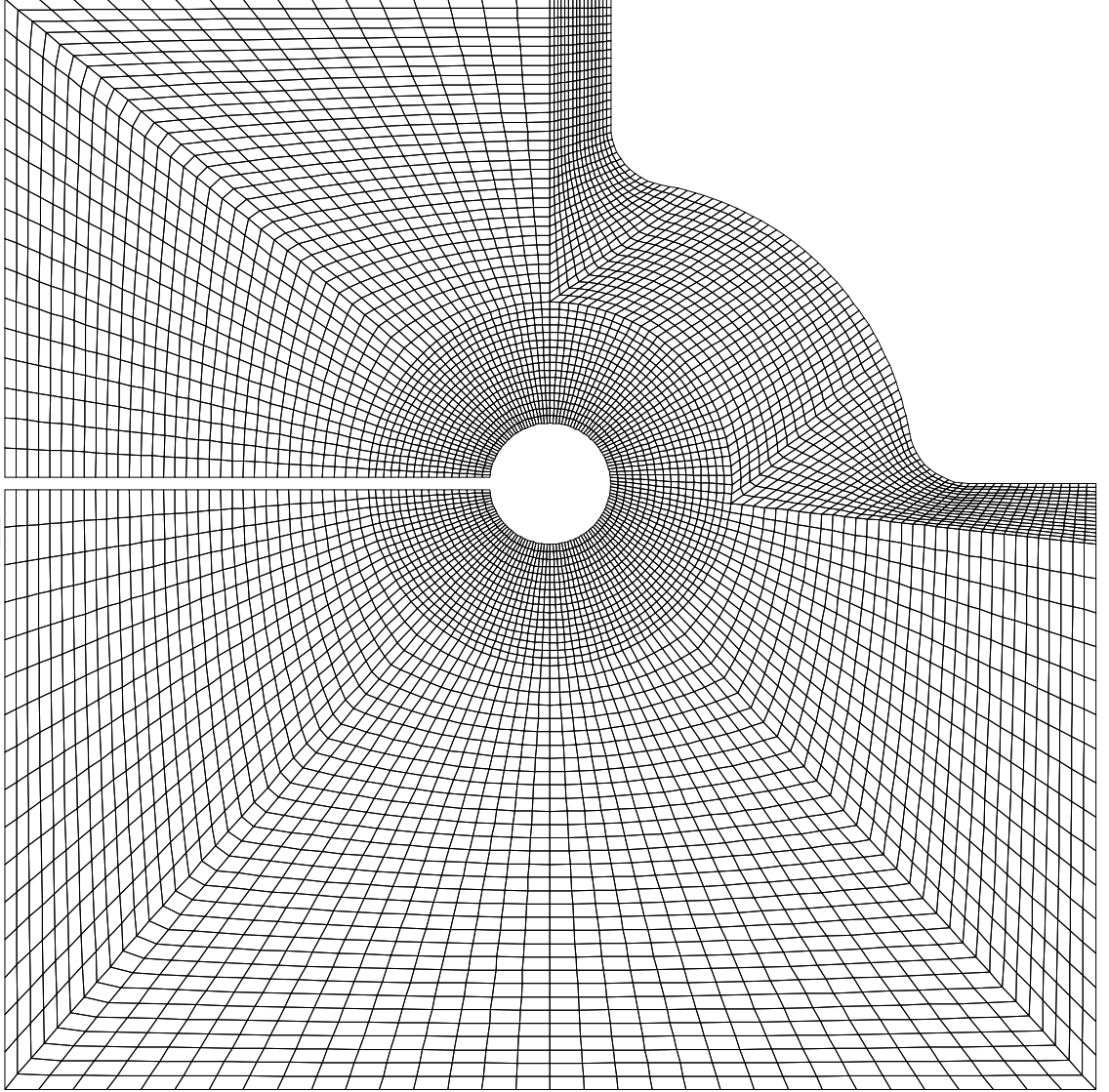
- Hobbacher, A.F. 2009. The new IIW recommendations for fatigue assessment of welded joints and components - A comprehensive code recently updated. *International Journal of Fatigue*, 31(1), 50–58.
- IIW-Doc-693-81. 1982. Design recommendations for cyclic loaded welded steel structures. Weld World.
- 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,



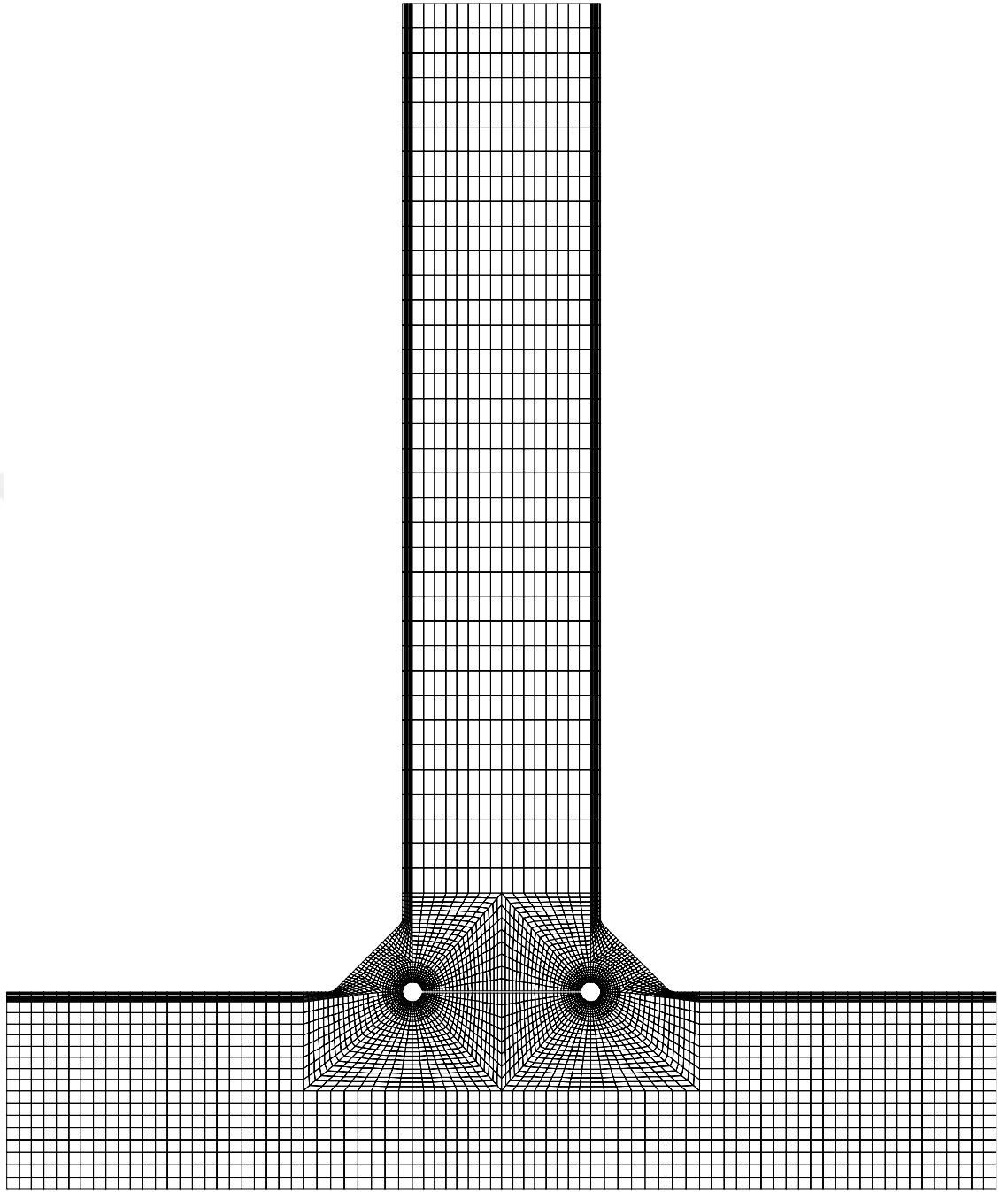
- R. (Ed.), Elsevier, Oxford, pp. 229–243.
- Smith, R.A. and Miller, K.J. 1978. Prediction of fatigue regimes in notched components. *International Journal of Mechanical Sciences*, 20(4), 201–206.
- Sonsino, C.M. 2009. A consideration of allowable equivalent stresses for fatigue design of welded joints 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**

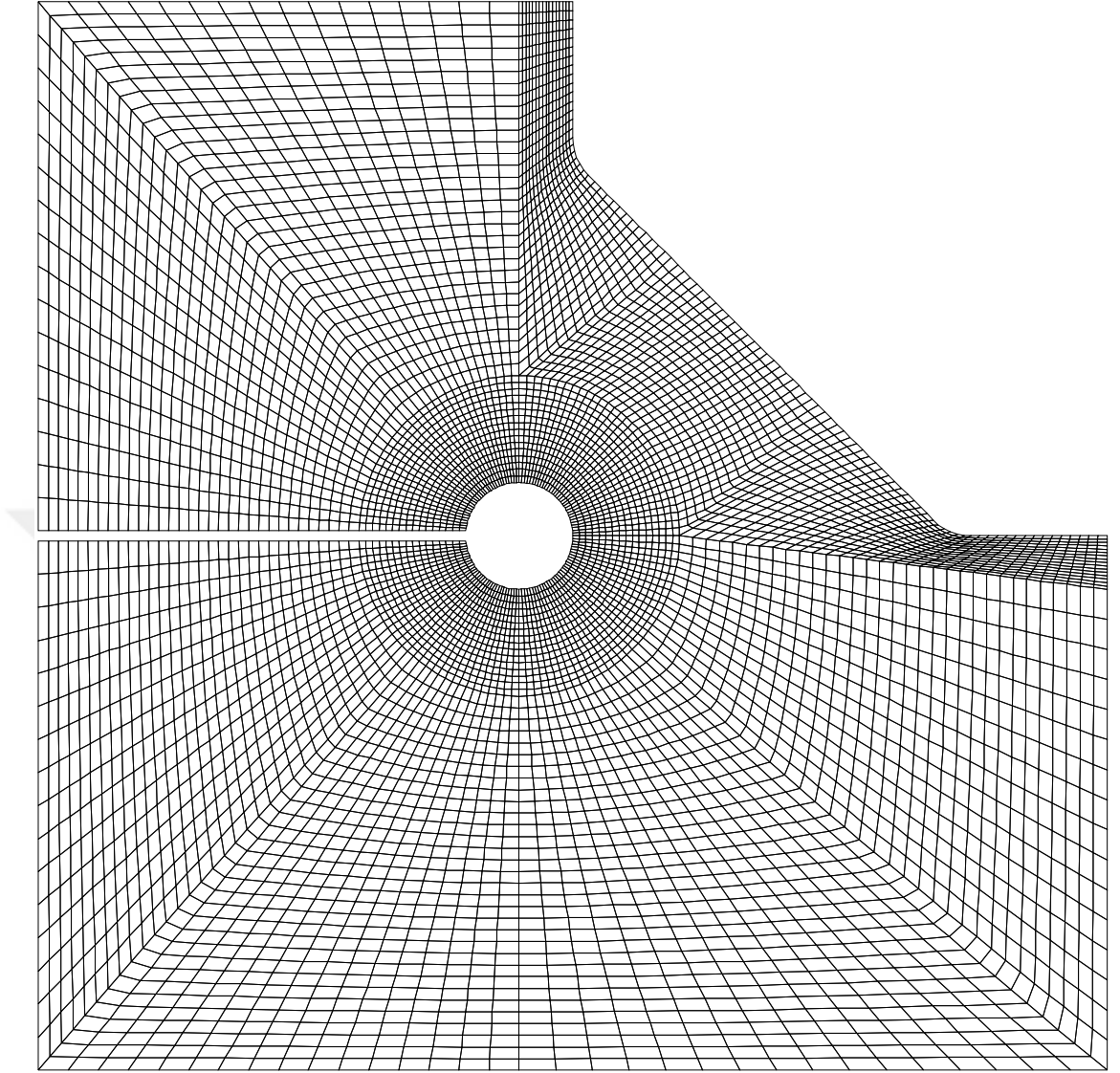
**Şekil 7.1.** Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli



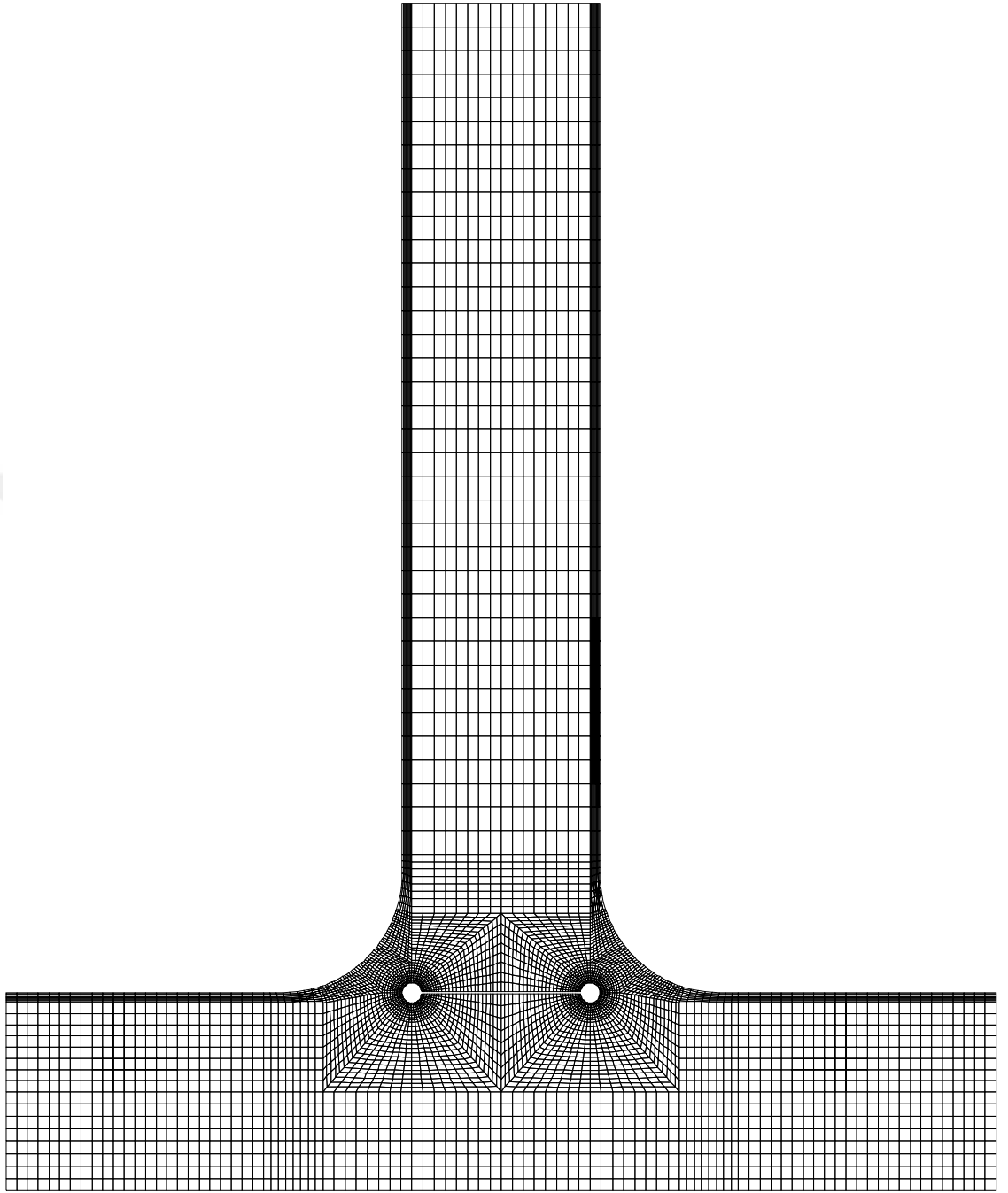
**Şekil 7.2.** Çift taraflı dışbükey kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli



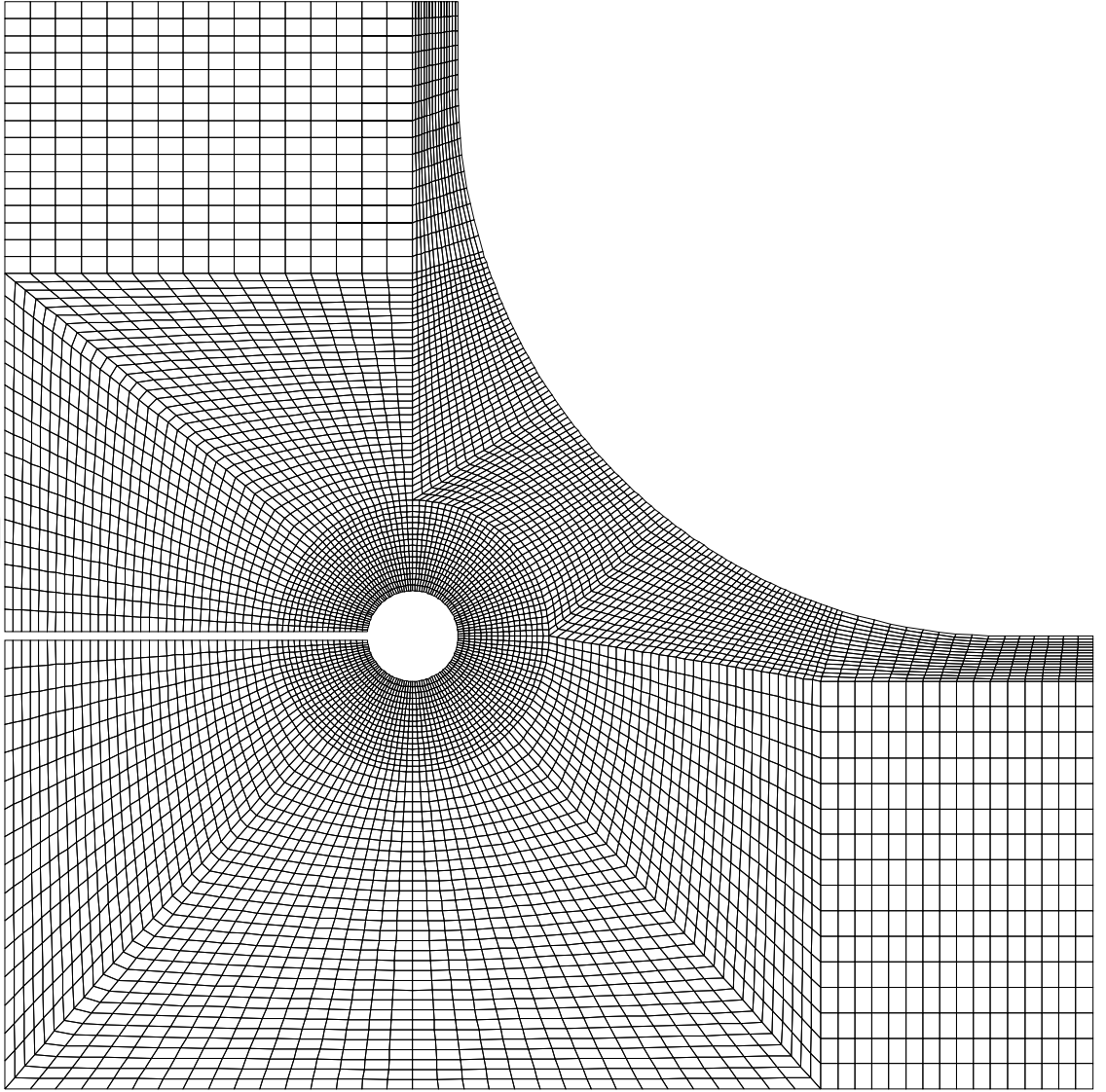
**Şekil 7.3.** Çift taraflı düz köşe kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli



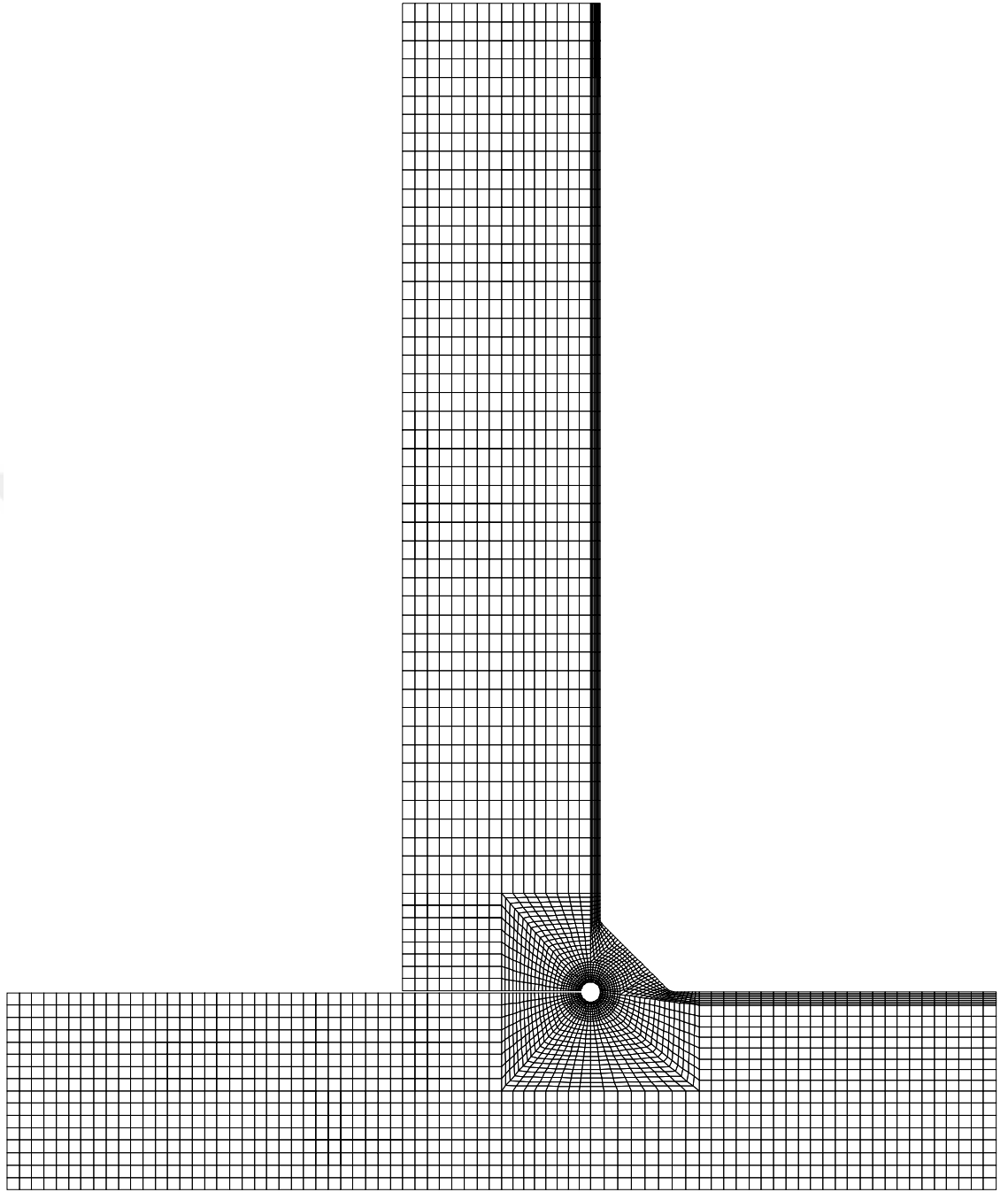
**Şekil 7.4.** Çift taraflı düz köşe kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli



Şekil 7.5. Çift taraflı içbükey kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli

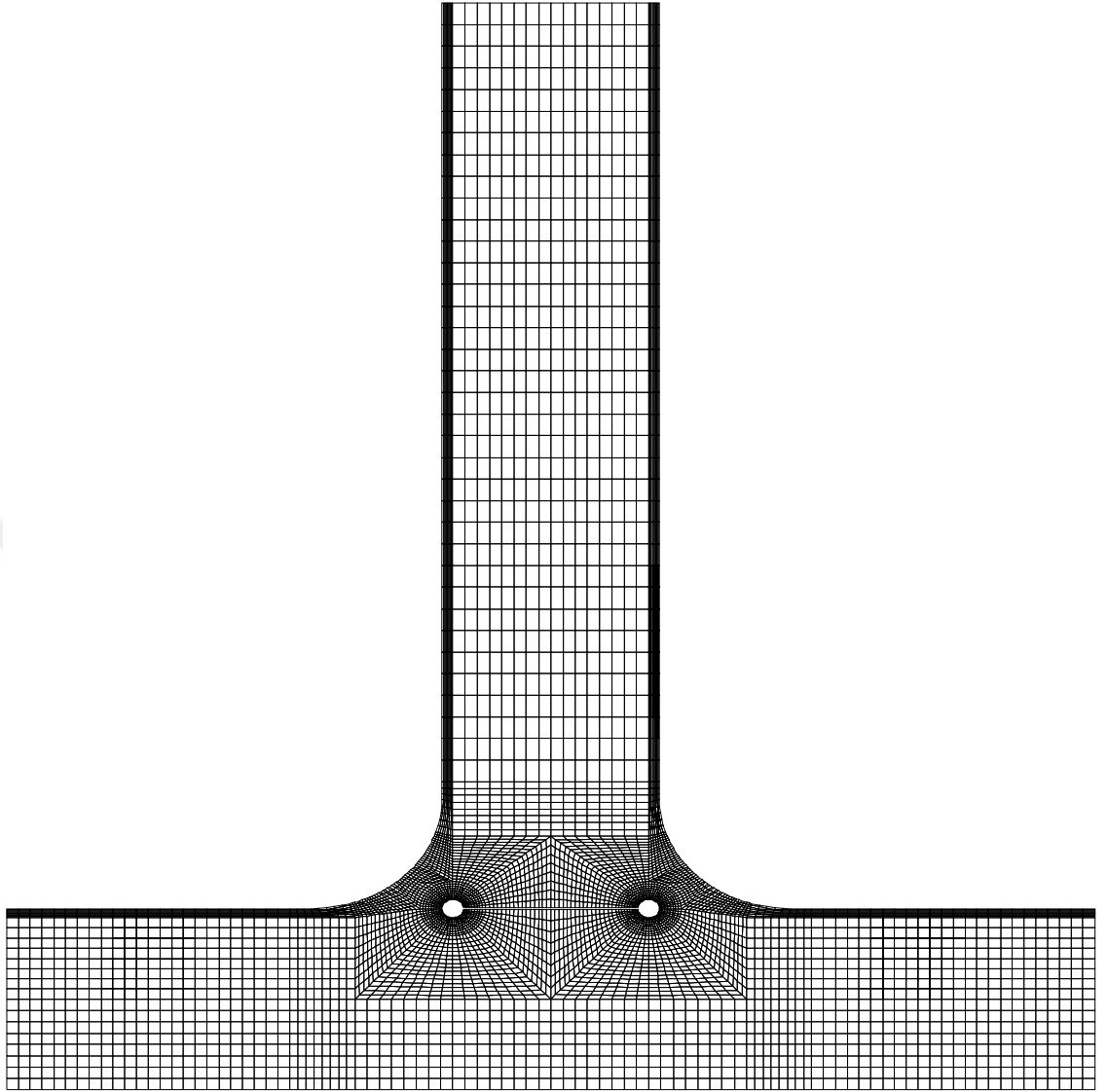


**Şekil 7.6.** Çift taraflı içbükey kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli

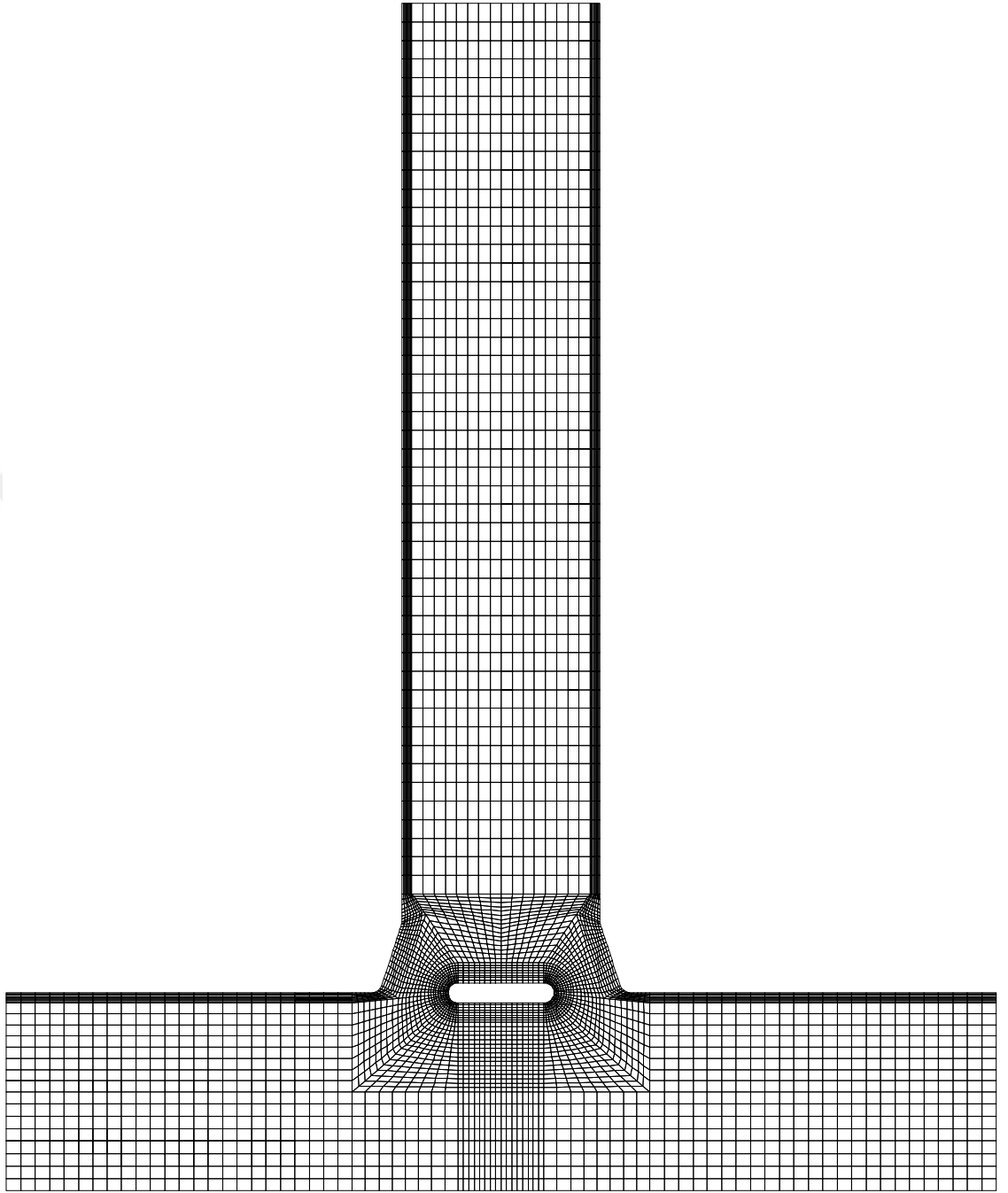


**Şekil 7.7.** Tek taraflı düz köşe kaynak bağlantısının sonlu elemanlar modeli

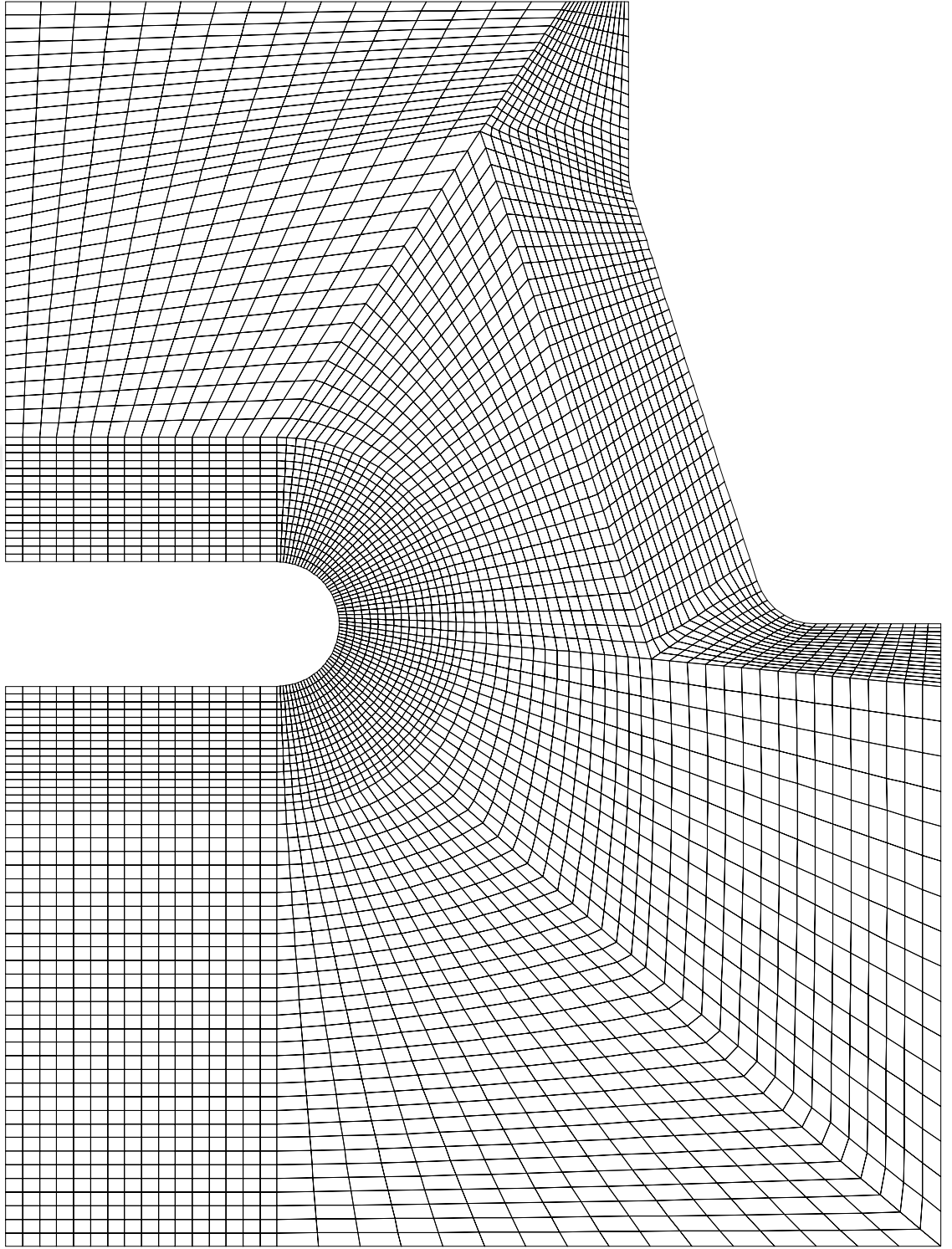




**Şekil 7.8.** Tek taraflı düz köşe kaynak bağlantısında kaynak dikişi bölgesinin sonlu elemanlar modeli



**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 yayınlar**

### **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.**