



## Yüksek basınç altındaki borularda küçük hasarların yapıştırma bağlantıları ile tamiri

**Yaşar AYZAZ\***

İnönü Üniversitesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, Malatya  
[Yasar.ayaz@inonu.edu.tr](mailto:Yasar.ayaz@inonu.edu.tr), Tel: (422) 377 48 80 (194)

Geliş: 25.02.2017 , Kabul Tarihi: 25.05.2017

### Öz

*Borularda, ısı ve iç basınç değişiminden dolayı zamanla küçük çaplı çatlak hasarları oluşmaktadır. Bu çatlaklar onarım sırasında büyük aksamalara neden olur. Tamirde, genellikle hasarlı bölgenin kesilip çıkarılarak yenisi ile değiştirilmesi tercih edilmektedir. Bu da zaman ve para kaybına sebep olmaktadır. Bu çalışmada hızlı tamir ve çatlak ilerlemesinin durdurulması amaçlanmaktadır. Borularda küçük çaplı delikler açılmış ve yapıştırma bağlantıları ile tamir edilmiştir. Tamir edilen borular iç basınca maruz bırakılmış ve sonlu eleman metodu ile analiz edilmişlerdir. Bunun için 170 mm uzunluğundaki çelik borularda 8mm çapında delikler açılmış ve bu delikler 2, 2.6 ve 3.2 mm kalınlığında ve 30, 35 ve 40 mm bindirme uzunluğunda ve 90°, 120° ve 150° bindirme açıları olan çelik yamalar ile 0.2 mm kalınlığında yapıştırıcı kullanılarak kapatılmıştır. Nümerik sonuçları doğrulamak için deneyler yapılmıştır.*

**Anahtar Kelimeler:** Yapıştırıcı, Çatlak, Çelik Boru, Sonlu eleman analizi

\* Yazışmaların yapılacağı yazar

## Giriş

1970’li Metal borular uzun mesafelere petrol ve gaz taşımak için en verimli yoldur (Sham vd., 2013). Fakat zaman geçtikçe bu borularda bir çok faktörün etkisiyle ciddi hasarlar oluşur. Donma etkisiyle meydana gelen çatlaklar en yaygın olanıdır (Akyurt ve Türkmen, 2011). İç ve dış basınç değişimi ile sıcaklık değişimi de borularda hasara sebep olmaktadır. Korozyon ise borularda hasara sebep olan diğer önemli bir faktördür. Kötü koşullarda bulunan hemen hemen bütün çelik borular, özellikle tuzlu su ve sülfür ortamında, korozyona duyarlıdırlar. Borularda tamir işleminin yapılması genellikle hasarlı bölgenin alınıp yenisi ile değiştirilmesi şeklindedir (Sham vd., 2013). Başka tercih edilen bir tamir yöntemi ise hasarlı bölgeye yeni bir parçanın kaynak ile eklenmesi şeklindedir (Sun vd., 2009; Chen vd., 2011; Li ve Wang, 2013). Bu metotta kaynak hattında ısınma ve soğuma döngüsü oluşur. Kaynak esnasındaki ısı yoğunluğundan dolayı birleşme noktalarında homojen olmayan plastik deformasyonlar ve artık gerilmeler oluşur (Liu vd., 2011). Kıvılcımın tehlikeli ve yasak olduğu petrol platformu gibi ortamlarda, korozyona maruz kalmış boruların tamirinde tamir metodu özellikle önem kazanmaktadır (Costa-Mattos, 2009). Bu olumsuz etkiler boruların tamirinde yeni malzeme ve yöntem arayışına yöneltmektedir.

Çelik boru hatlarının korozyon ortamına maruz kalmasını azaltmak için büyük miktarda paralar harcanmaktadır (Lees, 2006). Lees (2006) korozyona dayanıklı olduğu için cam fiber takviyeli fiber polimer kullanmış ve yüksek aksenal çekme yükleri ve düşük iç basınç altında bağlantı performanslarını araştırmıştır.

Costa-Mattos (2009) korozyonun sebep olduğu elastik veya elastik olmayan deformasyonlara maruz metal borularda servisi aksatan sızmaları önlemek için epoksi esaslı tamir için analiz yapmışlardır. Zou ve Taheri (2006) burulma etkisindeki borularda, soket ve sandviç tip yapıştırma bağlantılarının yapıştırıcı tabakasındaki gerilmelerin teorik analizlerini araştırmışlardır. Bindirme uzunluğu, yapıştırıcı kalınlığı ve farklı yapıştırıcıların bağlantı uçlarındaki gerilme

yığılmalarına etkisi incelenmiştir. Matsui (1990) maksimum hasar yükleri altında dikdörtgen ve boru şeklindeki yapıştırma bağlantılarında boyutların kayma gerilmesi üzerine etkilerini araştırmıştır. Esmaeel ve Taheri (2011) burulma yükü altında, boru şeklindeki tek tesirli ve soket bağlantılarda gerilmeleri araştırmışlardır. Her iki bağlantı tipi için yapıştırıcı tabakasında meydana gelen soyulma ve kayma gerilmelerini incelemiştir. Das ve Pradhan (2010) boru şeklindeki elyaf takviyeli plastik kompozit yapılarda yapıştırma bağlantıları için sonlu elemanlar tabanlı bir simülasyon tekniği geliştirdiler. Farklı oryantasyon açıları, bindirme uzunluğu etkileri araştırılmıştır. Yapıştırma bağlantılarının birçok avantajı vardır. Cıvata, perçin ve kaynakta ortaya çıkan gerilme yığılmaları önlenmiş olur. Yapıştırma bağlantıları ile elde edilen gerilme dağılımı ağırlık ve maliyet azaltmaya imkân verir. Özellikle hafif ve gevrek malzemeler için uygundur. Bağlantı mukavemeti ve yorulma özellikleri gelişir. Delinmiş deliklerin ve diğer işleme operasyonlarının ortadan kaldırılması nedeniyle üretim maliyetleri düşer. Otomatik montaj işlemlerinden dolayı işçilik maliyetleri azalır. Oda sıcaklığında, soğuk yapışan yapıştırıcılar kullanılarak uygulanan düşük basınçla yüksek mukavemetli bağlantılar oluşturulabilir. Yapışkan tarafından oluşturulan film tabakası korozyona karşı dayanıklıdır. Sızdırmazlık sağlayan bir conta oluşturulabilir ve metalleri elektrokimyasal etkilere karşı izole edebilir (Simmons vd, 2009). Meriem-Benziane vd. (2015) kompozit yamalar kullanarak APIX65 borulardaki hızlı boyuna çatlakların performanslarını yamalı ve yamasız olarak karşılaştırmak için sonlu eleman metodu kullanmıştır. Nateche vd. (2015) çelik borunun kompozit boru ile tamirinden sonra çatlak benzeri kusurların ölçülmesini araştırmıştır. Özel vd. (2014) farklı geometrilerde tek tesirli yapıştırma bağlantılarını araştırmıştır. Malzeme olarak AA2024-T3 alüminyum ve karbon/epoksi tabakalı kompozit farklı sıralama (kompozit-kompozit, kompozit alüminyum, alüminyum-alüminyum) ile kullanılmıştır. Çitil vd. (2017) çekme yükü altında ara parçalı ve ara parçasız çift tesirli yapıştırma bağlantılarının gerilme analizini sonlu eleman metodu ile teorik ve deneysel olarak çalışmıştır. Çitil vd. (2011) klasik çift tesirli

yapıştırma bağlantılarında, yüzeydeki hava sürtünmesini azaltmak için kapakları parça içine gömmüşlerdir. Ayaz vd. (2016) çelik borularda küçük hasarların yapıştırma bağlantıları ile tamiri için kompozit yama kullanmışlardır.

Bu makalede yüksek basınçlı çelik borularda, hasar başlangıcındaki çatlak ilerlemesini durdurulması amaçlanmaktadır. Bunun için 170 mm uzunluğundaki borular üzerine 8 mm çapında delikler açıldı. Bu delikler 2, 2.6 ve 3.2 mm kalınlıklarında ve 30, 35 ve 40 mm bindirme uzunluklarında kapaklar ile 90°, 120° ve 150° bindirme açıları ile 0.2 mm kalınlığında yapıştırıcı kullanılarak tamir edildi. Bu şekildeki tamirin üç önemli avantajı vardır: (i) hasarlı bölgenin hızlı tamiri, (ii) tamir süresinin ve maliyetinin düşürülmesi, (iii) hizmet kesintisinin önlenmesi sağlanmaktadır. Tamir için akrilik esaslı yapıştırıcı kullanıldı. Akrilik esaslı yapıştırıcılar nemli ortamlara uygundur. Nemden dolayı bu tip

yapıştırıcıların mukavemetinde bir azalma olmaz (Aydın vd., 2011). Yama olarak çelik kapaklar kullanılmıştır. Nümerik analizde sonlu elemanlar metodu kullanılmıştır. Nümerik sonuçlar yapılan deneyler ile doğrulanmıştır.

## Materyal ve Yöntem

### Nümerik Analiz

Nümerik analizler sonlu eleman yöntemi kullanarak çözüm yapan ANSYS v14.5 paket programı ile yapılmıştır. Eleman olarak 3 boyutlu 20 düğüm noktası olan Solid186 eleman kullanılmıştır. Boru, kapak ve yapıştırıcıda sonlu elemanlar ile elasto-plastik gerilme analizi yapılmıştır. Gerilme dağılımı açısından kritik bölgeler daha küçük elemanlara bölünmüştür. Kapak ve yapıştırıcıdan alınan numunelerin çekme testi ile mekanik özellikleri belirlenmiştir. Von Mises akma kriteri kullanılmıştır.

**Tablo 1.** Galvanizli Boru(ST37), Yapıştırıcı (DP810) ve kapak malzemesinin mekanik özellikleri, Çitil vd. (2011), Çitil vd. (2017).

	Galvanizli boru (St37)	Yapıştırıcı (DP 810)	Kapak (Galvanizli levha)
$E_a$ (MPa)	186450	594.8	168190
$\nu_e$	0.29	0.35	0.29
$\sigma_y$ (MPa)	350	2.98	260.899
$\sigma_t$ (MPa)	428	18.859	405.81
$\epsilon_t$ (mm/mm)	0.0075	0.297	0.0204

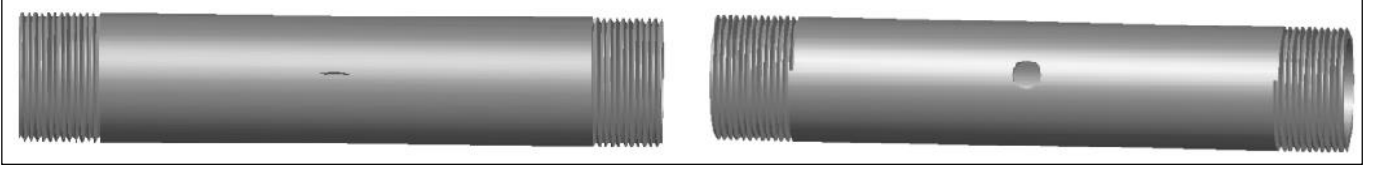
$E_a$  : Elastisite modülü,  $\nu_e$  : Poisson oranı,  $\sigma_y$  : Akma gerilmesi,  $\sigma_t$  : Çekme gerilmesi  $\epsilon_t$  : Çekme gerinimi

### Deneysel Analiz

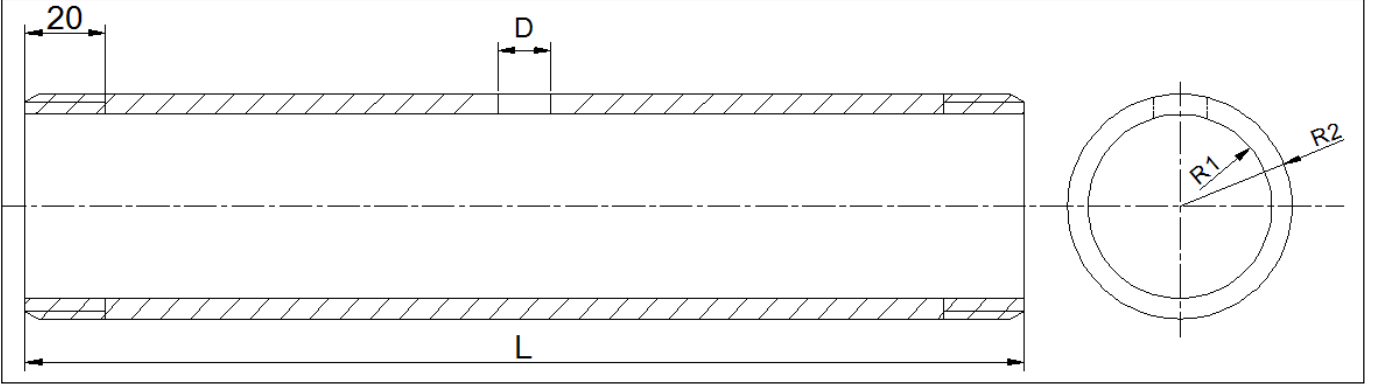
Deneysel doğrulama için 170 mm uzunluğunda St37 galvanizli boru kullanılmıştır. Boru üzerindeki çatlak (Şekil 1a) üzerine matkap ile delik açılarak çatlak ilerlemesinin durdurulması sağlanmıştır (Şekil 1b). Bu çalışmada 5-8 mm uzunluğundaki küçük çatlaklar dikkate alınarak 8 mm çapında delikler açılmıştır.

170 mm uzunluğunda, iç ve dış yarıçapları sırasıyla R1=13.45 mm ve R2=16.85 mm olan galvanizli

çelik borular (Şekil 2) üzerine 8 mm çapında delikler açılmıştır (Şekil 3). Boru uçlarının bağlantıları veya sabitlenmesi için 1" whitworth dişler açılmıştır.



Şekil 1.a. Boruda küçük çatlak, b. Delik açılarak çatlağın kontrol altına alınması.



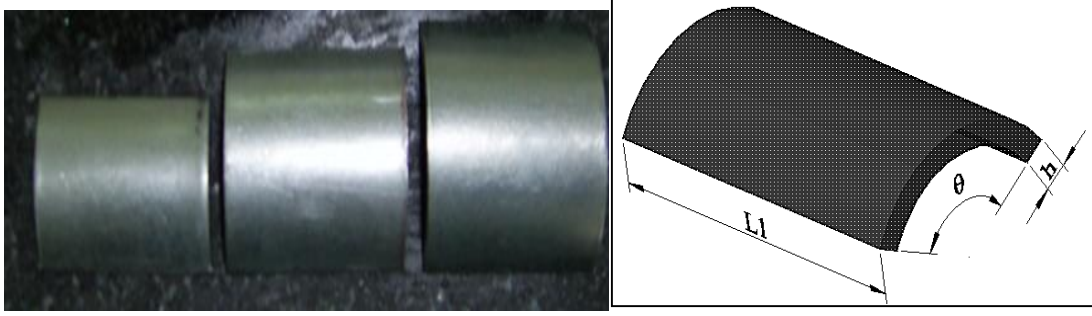
Şekil 2. Galvanizli boru kesiti



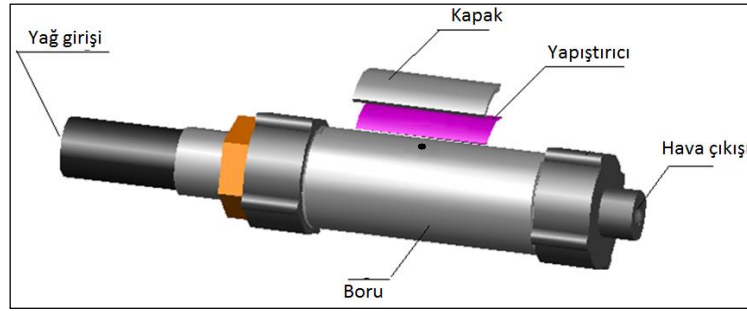
Şekil 3. Teste hazır borular

Kalınlıkları  $h=2, 2.5$  ve  $3$  mm, bindirme uzunlukları  $L_1=30, 35$  ve  $40$  mm olan kapaklar  $\beta=90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$  açılar ile yapıştırılmıştır (Şekil 4 ve 5). Kapaklar borulara, iyi seviyede darbe direnci ve dayanıklılıkla birlikte iyi kayma ve soyulma dayanımı özellikleri gösteren 3M™ Scotch-Weld™ hafif kokulu iki bileşenli bir akrilik yapıştırıcı DP810 ile yapıştırılmıştır. Test numuneleri hidrolik pompaya bağlanmıştır

(Şekil 5). Yapılan deneylerde, boru içindeki havanın tamamen boşaltılması için, yağ çıkış kapağından çıkmaya başlayana kadar girişten yağ verilmiştir. Deney numunelerine yağ pompalamak için hidrolik pompa kullanılmıştır (Şekil 6). Hidrolik pompa ile borularda hasar oluşana kadar basınç artırılmıştır. Hasara sebep olan basınç değeri basınç ölçerden okunmuştur.



Şekil 4. Kapak boyutları



Şekil 5. 3 Boyutlu deney düzeneği



Şekil 6. Deney düzeneği a) tamir edilmiş b) hasara uğramış

## Sonuçlar

### Hasar yükü sonuçları

Kapak boyutları 35, 40 ve 45 mm bindirme uzunluğu, 2, 2.6 ve 3.2 mm kalınlık ve 90°, 120°, 150° bindirme açısı olan modeller sonlu eleman yöntemiyle analiz edilmiştir. Boru iç yarıçapı (R1) 13.45 mm, dış yarıçapı (R2) 16.85 mm ve uzunluğu (L) 170 mm olan borular tüm modeller için kullanılmıştır(Şekil 2,3,4). Hasar yükü

sonuçları Tablo 2’de verilmiştir. Deneysel hasar yükü elde etmek için boru numunelerine kademeli olarak yükleme yapılmış ve yamanın koparak hasara uğradığı hasar yükü tespit edilmiştir. Sayısal analizde ise deneysel hasar yükünün üzerinde bir yük kademeli olarak uygulanmış ve yapıştırıcı tabakasında hasara sebep olan, en büyük gerilme değerinin ulaşıldığı, yük basamağı tespit edilerek hasar yükü elde edilmiştir.

**Tablo 2.** L1=35, 40, 45 mm bindirme uzunluğu, h=2, 2.6 ve 3.2 mm kapak kalınlığı ve  $\beta=90^\circ$ ,  $120^\circ$  ve  $150^\circ$  bindirme açısı olan kapaklar için nümerik hasar yükü sonuçları

Boru iç /dış yarıçapları	Kapak kalınlığı	L1= 35 mm bindirme uzunluğu için iç basınç, (MPa)			L1=40 mm bindirme uzunluğu için iç basınç, (MPa)			L1= 45 mm bindirme uzunluğu için iç basınç, (MPa)		
		Bindirme açısı ( $\beta$ )			Bindirme açısı ( $\beta$ )			Bindirme açısı ( $\beta$ )		
R1/R2	h (mm)	90°	120°	150°	90°	120°	150°	90°	120°	150°
13.45/16.85	2	90	94	99	90	93	100.5	87	93	98
	2.6	87.5	91	95.5	87.5	91	95	86	91	97
	3.2	86	90	95	86.5	90.5	94	87	90	96

Tablo 2'deki sonuçlara bakıldığında en etkili parametrelerin kapak kalınlığı ve bindirme açısı oldukları görülmektedir. Kapak kalınlığı arttıkça hasar yükü azalmaktadır. Bindirme açısı arttıkça hasar yükü artmaktadır. Bindirme uzunluğunun hasar yükü üzerine önemli bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Bunun sebebi kullanılan en düşük

bindirme uzunluğunun yeterli olmasıdır. Daha fazla arttırmanın bir etkisi olmayacaktır.

Tablo 3'te deneysel ve nümerik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Nümerik sonuçların %90 üzerinde deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmektedir.

**Tablo 3.** Boru uzunluğu 170 mm, kapak kalınlığı h=2 mm, bindirme uzunluğu L1=40mm ve bindirme açısı  $\beta=90^\circ$ ,  $120^\circ$  ve  $150^\circ$  olan numuneler için deneysel ve nümerik iç basınç hasar yükü sonuçları

h	L1	L	$\beta$	Nümerik iç basınç yükü, P <sub>NUM</sub> (MPa)	Deneysel iç basınç yükü, P <sub>EXP</sub> (MPa)	P <sub>EXP</sub> /P <sub>NUM</sub>
(mm)	(mm)	(mm)	(°)			
2	40	170	90	90	81	0.90
2	40	170	120	93	85	0.91
2	40	170	150	100.5	91	0.91

### Nümerik sonuçlar

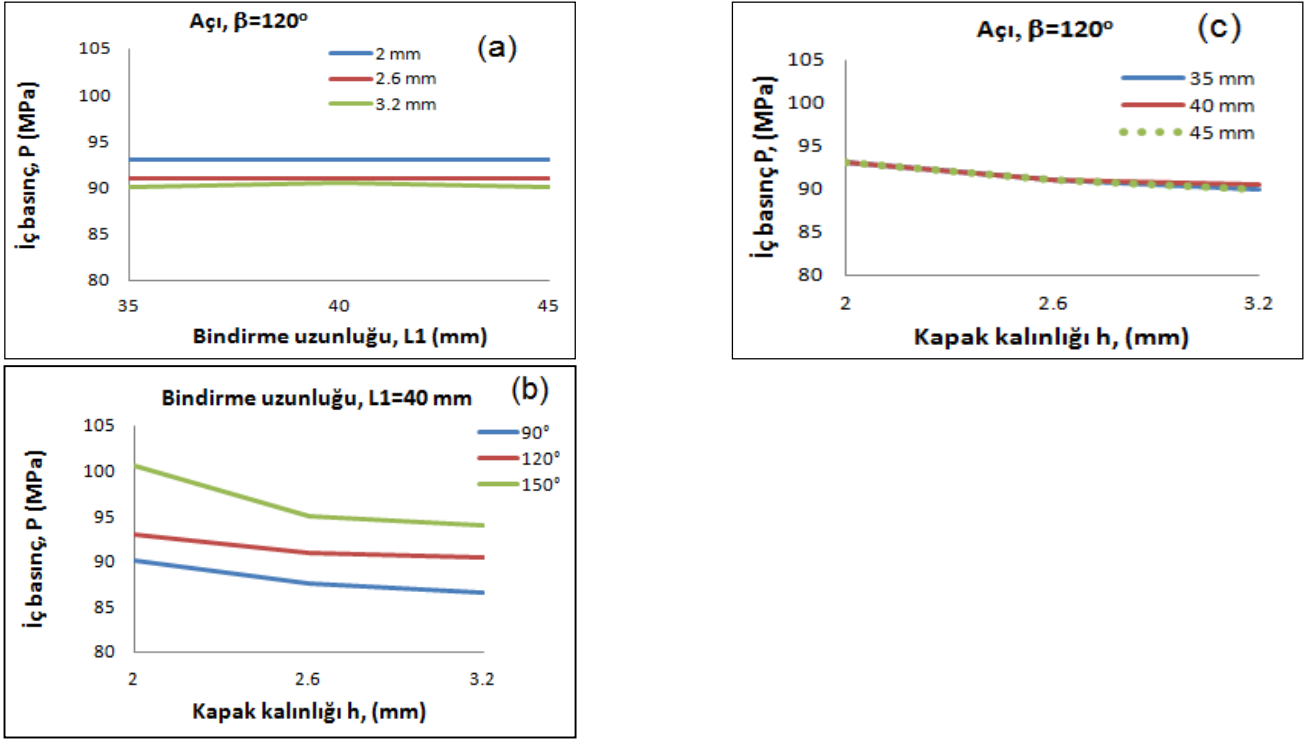
$\beta=120^\circ$  bindirme açısı ve 2, 2.6 ve 3.2 mm kapak kalınlıkları için nümerik hasar yükü sonuçları olan Şekil 7.a' da görülmektedir.  $\beta=90^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $150^\circ$  bindirme açıları ve 40 mm bindirme uzunluğu için nümerik hasar yükü sonuçları olan Şekil 7.b' de görülmektedir.  $\beta=120^\circ$  bindirme açısı ve L1= 35, 40 ve 45 mm bindirme uzunluğu için nümerik hasar yükü sonuçları olan Şekil 7.c' de görülmektedir.

Tablo 2 ve Şekil 7 incelendiğinde; kapak kalınlığı (h) azaldığında hasar yükünün arttığı görülmektedir. 2 mm kapak kalınlığı için daha iyi sonuç alınmıştır. Kapak kalınlığı arttığında kapak

daha rijit davranmakta ve iyi sonuç vermemektedir. Bindirme açısı arttığında yapışma yüzeyi artmakta ve dolayısıyla hasar yükü artmaktadır (Şekil 7.b). 35 mm bindirme uzunluğu iyi bir yapıştırma için yeterli gelmektedir ve bindirme uzunluğunun arttırılması hasar yükünü fazla etkilememektedir.  $\beta=120^\circ$  bindirme açısı, 2, 2.6 ve 3.2 mm kapak kalınlıkları, 35, 40 ve 45 mm bindirme uzunluklarında, 40 mm bindirme uzunluğu ve 3.2 mm kapak kalınlığı hariç, tüm hasar yükü değerleri üst üste çakışmaktadır (Şekil 7.c).

Nümerik çalışmada en fazla 100.5MPa iç basınca ulaşılmıştır. Deneysel çalışmada ise en fazla 91.0MPa basınç elde edilmiştir.

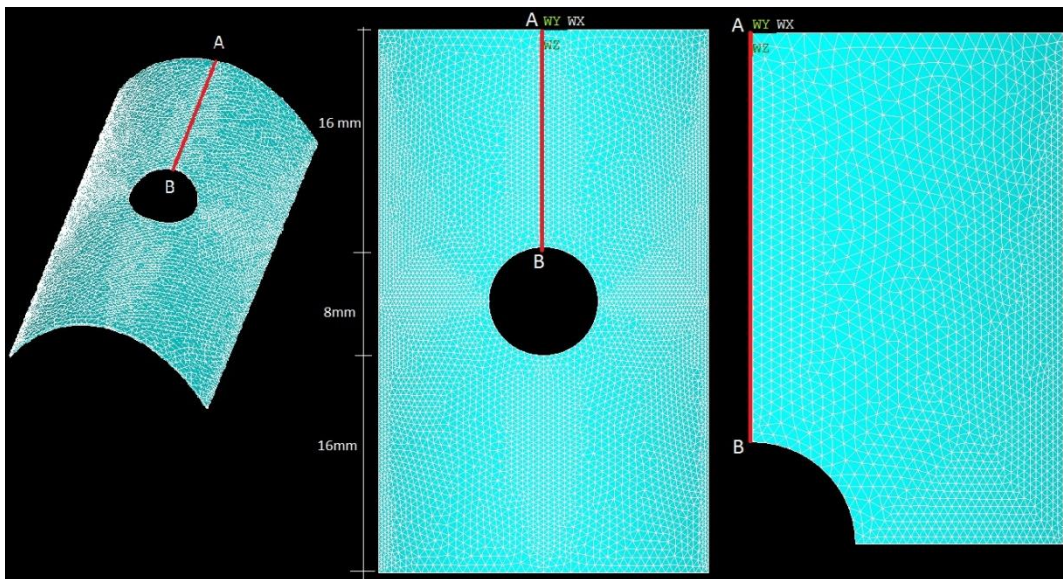




Şekil 7. Nümerik hasar yüklerinin karşılaştırılması, a) kapak kalınlığı (h) b) bindirme açısı ( $\beta$ ) c) bindirme uzunluğu (L1)

Tamir edilmiş boru numunelerinin iç yüzeylerine  $P=60$  MPa iç basınç uygulanarak nümerik çözümler yapılmış ve sonuçlar mukayese edilmiştir. Yapıştırıcı tabakasının Ansys sonlu eleman çözümünün çeyrek modeli Şekil 8'de görülmektedir. Gerilme değerleri A-B hattı üzerinde elde edilmiştir. Bindirme açısı ( $\beta=90^\circ$ ,

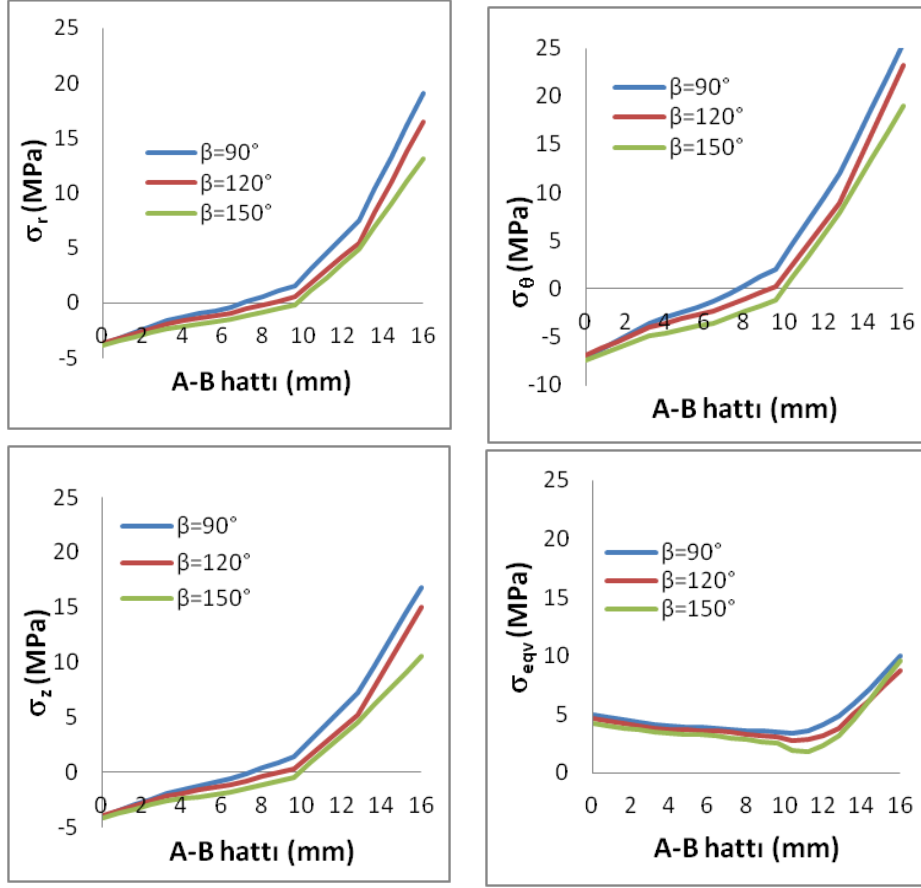
$120^\circ$ ,  $150^\circ$ ), bindirme uzunluğu (L1=35, 40, 45 mm) ve kapak kalınlığı ( $h=2, 2.6, 3.2$  mm) parametrelerine bağlı olarak teğetsel ( $\sigma_r$ ), radyal ( $\sigma_\theta$ ), eksenel ( $\sigma_z$ ) ve eşdeğer ( $\sigma_{eqv}$ ) gerilme değerleri elde edilerek mukayese edilmiştir.



Şekil 8. Yapıştırıcı tabakasını sonlu eleman modeli (L=40mm,  $\beta=90^\circ$ ).

A-B hattı bindirme uzunluğu doğrultusunda seçilmiş ve şekil 8'de gösterilmiştir. Gerilme analizinde bindirme açısına bağlı olarak,  $h=2.6$  mm kapak kalınlığı ve  $L1=40$  mm bindirme uzunluğu

için teğetsel ( $\sigma_r$ ), radyal ( $\sigma_\theta$ ), aksenal ( $\sigma_z$ ) ve eşdeğer ( $\sigma_{eqv}$ ) gerilme dağılımları Şekil 9'da verilmiştir.

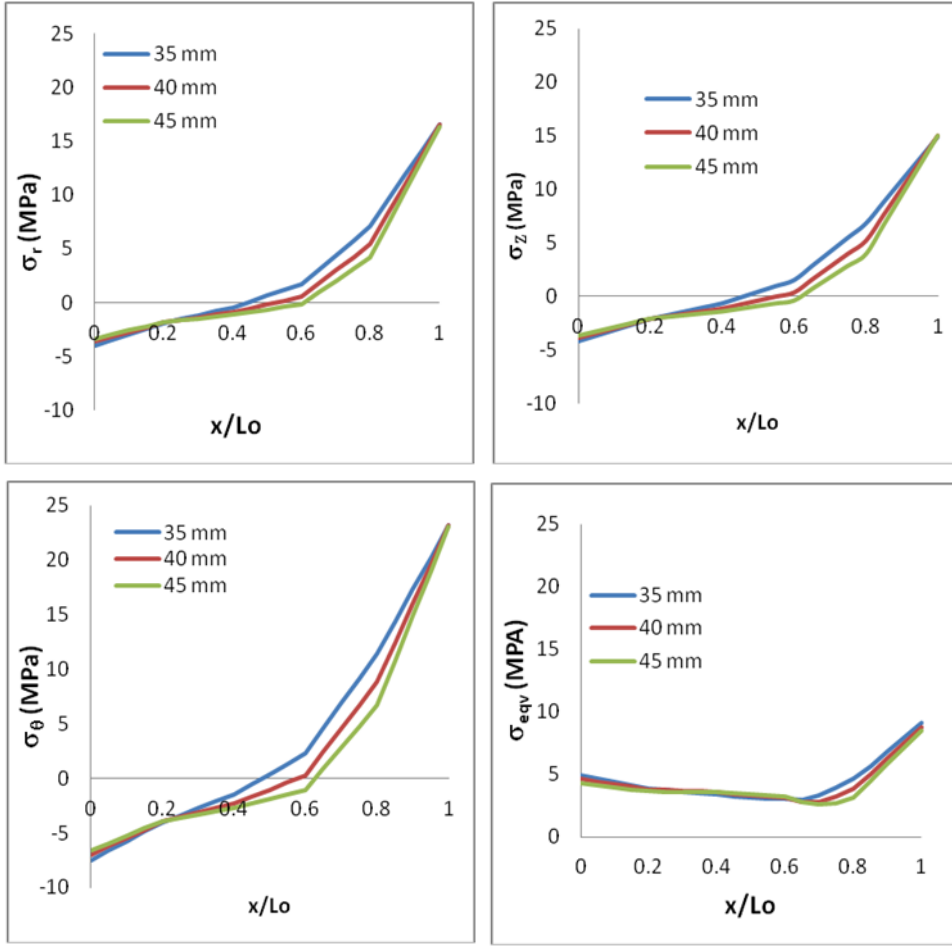


Şekil 9. A-B hattı boyunca  $h=2.6$  mm kapak kalınlığı ve  $L1=40$  mm bindirme uzunluğu ve farklı bindirme açıları ( $\beta$ ) için a)  $\sigma_r$ , b)  $\sigma_\theta$ , c)  $\sigma_z$ , d)  $\sigma_{eqv}$  gerilme dağılımları

35, 40 ve 45mm bindirme uzunluklarına bağlı olarak,  $h=2.6$  mm kapak kalınlığı ve  $\beta=120^\circ$  bindirme açısı için teğetsel ( $\sigma_r$ ), radyal ( $\sigma_\theta$ ), aksenal ( $\sigma_z$ ) ve eşdeğer ( $\sigma_{eqv}$ ) gerilme dağılımları Şekil 10'da verilmiştir. Şekil 10'da üç farklı bindirme uzunluğundaki (35, 40 ve 45mm) A-B

hattı tek eksen üzerinde mukayese edildiği için bindirme uzunlukları başlangıç ve bitiş noktalarındaki değerler aynı olacak şekilde 1 birimlik eksende ( $x/L_0$ ) olarak gösterilmiştir. A-B hattı uzunlukları sırasıyla 13.5, 16 ve 18.5 mm olmaktadır.

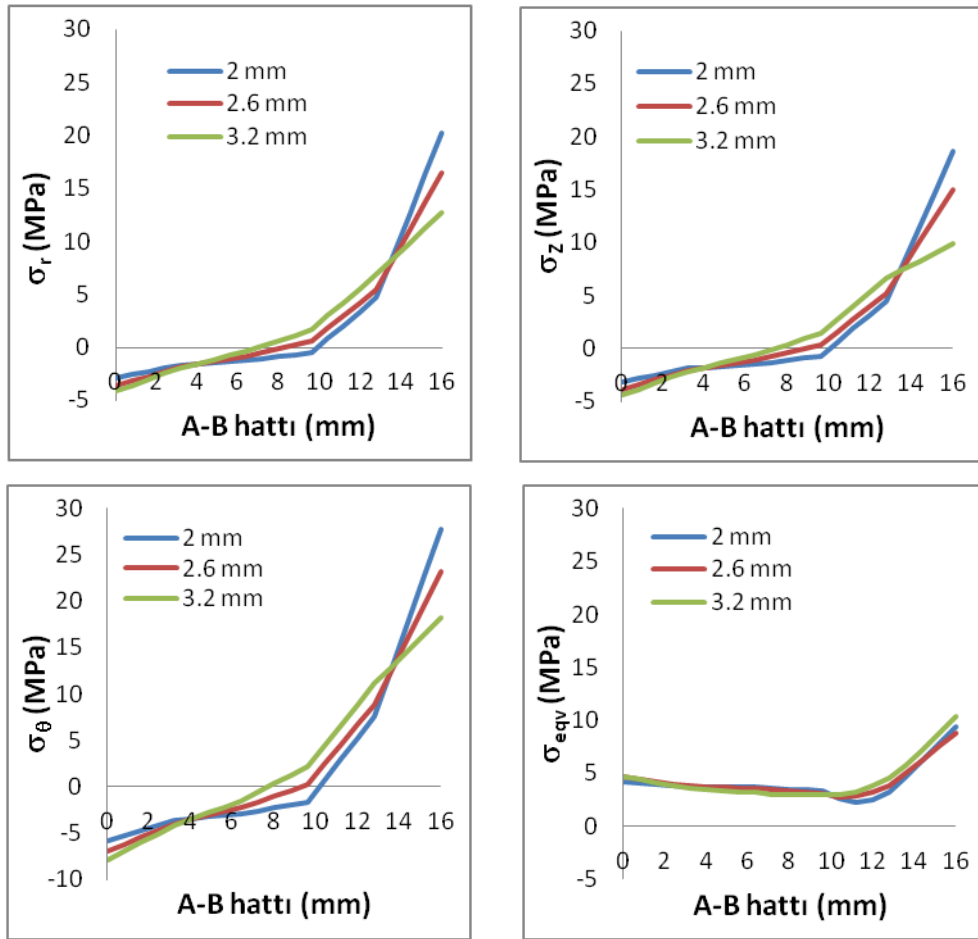




Şekil 10. Şekil 10. A-B hattı boyunca  $h=2.6$  mm kapak kalınlığı,  $\beta=120^\circ$  bindirme açısı ve farklı bindirme uzunlukları için a)  $\sigma_r$ , b)  $\sigma_\theta$ , c)  $\sigma_z$ , d)  $\sigma_{eqv}$  gerilme dağılımları

40 mm bindirme uzunluğu,  $\beta= 120^\circ$  bindirme açısı ve farklı kapak kalınlıkları için teğetsel ( $\sigma_r$ ), radyal

( $\sigma_\theta$ ), aksenal ( $\sigma_z$ ) ve eşdeğer ( $\sigma_{eqv}$ ) gerilme dağılımları Şekil 11’de verilmiştir.



Şekil 11. A-B hattı boyunca 40 mm bindirme uzunluğu,  $\beta=120^\circ$  bindirme açısı ve farklı kapak kalınlıkları için a)  $\sigma_r$ , b)  $\sigma_\theta$ , c)  $\sigma_z$ , d)  $\sigma_{eqv}$  gerilme dağılımları

Grafikler incelendiğinde; yapıştırıcı-boru hattında meydana gelen teğetsel ( $\sigma_r$ ), radyal ( $\sigma_\theta$ ), aksenal ( $\sigma_z$ ) gerilmelerin benzer karakterde olduğu görülmüştür. Gerilme A noktası çevresinde bası karakterdedir. Hattın ortasına doğru sıfır olmakta ve sonra pozitif (çekme) dönmektedir. B noktasında deliğin çevresinde ise gerilme maksimum olmaktadır.

Genel olarak bindirme açısının artması ile gerilmenin azaldığı görülmektedir. Bindirme açısı arttıkça yapıştırma alanı artmakta ve daha iyi bir yapışma sağlanmaktadır. Bundan dolayı bindirme açısı arttıkça gerilme azalmaktadır.

## Tartışma

Borularla sıcaklık ve basınç değişiminin etkisiyle zamanla çatlak şeklinde küçük hasarlar oluşmaktadır. Bu hasarlar hizmetin aksamasına yol açar. Tamirde, genellikle hasarlı bölgenin kesilip çıkarılarak yenisi ile değiştirilmesi tercih edilmektedir. Bu da zaman ve para kaybına sebep olmaktadır. Bu çalışmada yüksek basınçlı çelik borularla hızlı tamir ve çatlak ilerlemesinin durdurulması amaçlanmıştır. İç basınç altındaki çelik borularla çatlak üzerine delik açılarak çatlak ilerlemesinin durması sağlanmış ve bu bölge galvanizli çelik kapaklar ve epoksi bazlı yapıştırıcı kullanılarak tamir edilmiştir. Tamir edilen boru iç basınca maruz bırakılarak bindirme uzunluğu, bindirme açısı ve kapak kalınlığının etkileri araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıdadır:

- Yüksek basınç altındaki boruların yapıştırma bağlantıları ile tamiri sağlanmış ve 100.5 MPa basınca kadar ulaşılmıştır.
- Nümerik sonuçlar ve deneysel sonuçlar birbirleriyle uyumludur.
- Bindirme açısının hasar yüküne(iç basınç) ciddi bir etkisi vardır. Bindirme açısı arttıkça hasar yükü de artmaktadır.
- Kapak kalınlığının artmasıyla hasar yükü azalmaktadır.

- Bindirme uzunluğunun artmasının hasar yükü üzerine kayda değer bir etkisinin olmadığı görülmektedir. 35 mm bindirme uzunluğu tamir için yeterli olmaktadır.

Yüksek basınç altındaki çelik boruların yapıştırma bağlantıları ile tamiri başarı ile elde edilmiştir. Küçük hasarlarda çatlak ilerlemesinin durdurulması ve hızlı tamir bu yöntemle mümkün olmaktadır.

## Kaynaklar

- A. Ozel, B. Yazici, S. Akpınar, M. D. Aydın, and Ş. Temiz, (2014). A study on the strength of adhesively bonded joints with different adherends, *Composite Part B Eng.*, vol. 62, 167–174.
- Akyurt, M., Türkmen, N., (2011). Harnessing the energy accompanying freezing, *Energy Conversion and Management* 52 , 2241–2246.
- Aydın, S., Solmaz, M.Y., Turgut, A., (2011). Determination of The Mechanical Properties of Epoxy and Acrylic-Based Adhesives, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11).
- Chen, X., Kitane, Y., Itoh, Y., (2011). Compression Behaviors of Thickness-Reduced Steel Pipes Repaired with Underwater Welds, *Procedia Engineering*, 14, 2699–2706.
- da Costa-Mattos, H.S., Reis, J.M.L., Sampaio, R.F., Perrut, V.A., (2009). An alternative methodology to repair localized corrosion damage in metallic pipelines with epoxy resins, *Materials and Design* 30, 3581–3591.
- Das RR., Pradhan, B., (2010). Adhesion failure analyses of bonded tubular single lap joints in laminated fiber reinforced plastic composites, *International Journal of Adhesion & Adhesives*, 30, 425–438.
- Esmael, RA., Taheri F., (2011). Influence of adherend's delamination on the response of single lap and socket tubular adhesively bonded joints subjected to torsion, *Composite Structures*, 93, 1765–1774.
- Lees, J.M., (2006). Behavior of GFRP adhesive pipe joints subjected to pressure and axial loadings, *Composites: Part A*, 37, 1171–1179.
- Li, C, Wang, Y., (2013). Three-dimensional finite element analysis of temperature and stress distributions for in-service welding process, *Materials & Design*, 52, 1052–1057.
- Liu, C , Zhang, J.X., C.B. Xue, C.B., (2011). Numerical investigation on residual stress distribution and evolution during multipass narrow gap welding of thick-walled stainless steel pipes, *Fusion Engineering and Design* 86 , 288–295.
- Matsui, K., (1990). Size-effects on average ultimate shear stresses of adhesive-bonded rectangular or tubular lap joints under tension-shear, *International Journal of Adhesion and Adhesives*. 10, 2, 81–89.
- Meriem-Benziane, M., Abdul-Wahab, S.A., Zahloul, H. Babaziane, B., Hadj-Meliani, M., Pluvinage, G., (2015). Finite element analysis of the integrity of an APIX 65 pipeline with a longitudinal crack repaired with single- and double-bonded composites, *Composites Part B*, 77, 431–439.
- Nateche, T., Meliani, M. H., Khan, S.M.A, Matvienko, Y.G., Merah, N., Pluvinage, G., (2015). Residual harmfulness of a defect after repairing by a composite patch, *Engineering Failure Analysis*, 48, 166–173.
- Sham suddoha, Md., Islam, Md M., Aravinthan, T, Manalo, A., Lau, K., (2013). Effectiveness of using fibre-reinforced polymer composites for underwater steel pipeline repairs, *Composite Structures*, 100, 40–54.
- Simmons, C.H., Maguire D.E., Phelps, N., (2009). *Manual of Engineering Drawing*, Chapter 33, ISBN: 978-0-7506-8985-4.
- Sun, W., Hyde, T.H., Williams, J.A., Becker, A.A., (2009). Effects of prior damage on the creep failure behaviour of similar and dissimilar welded CrMoV main steam pipes in incorporating a partial repair, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 86(10), 699–710.
- Ş. Çitil, Ş. Temiz, H. Altun, and A. Özel, (2011). Determination of Mechanical Properties of Double-Strap Adhesive Joints with an Embedded Patch, *J. Adhesion. Science and Technology*, 25(18), 2555–2567.
- Ş. Çitil, Y. Ayaz, and Ş. Temiz, (2017). Stress analysis of adhesively bonded double strap joints with or without intermediate part subjected to tensile loading, *J. of Adhesion.*, vol. 97(5), 343–356.
- Ş. Çitil, Y. Ayaz, Ş. Temiz, and M. D. Aydın, (2017). Mechanical behaviour of adhesively repaired pipes subject to internal pressure, *Int. J. Adhes. Adhes.*, vol. 75, 88–95, Jun. 2017.
- Ş. Çitil, Y. Ayaz, Ş. Temiz, and M. D. Aydın, “Mechanical behaviour of adhesively repaired pipes subject to internal pressure,” *Int. J. Adhes. Adhes.*, vol. 75, pp. 88–95, Jun. 2017.
- Y. Ayaz, Ş. Çitil, and M. F. Şahan, (2016). Repair of small damages in steel pipes with composite patches, *Mater. Werkst.*, vol. 47(5–6), 503–511.
- Zou, G.P., Taheri F., (2006). Stress analysis of adhesively bonded sandwich pipe joints subjected to torsional loading, *International Journal of Solids and Structures*, 43, 5953–5968.

## Repair of Small Damages in High Pressure Pipes with Adhesive Joints

### Extended abstract

The damages occur in the form of small cracks in piping due to change of temperature and internal pressure in time. These cracks give rise to major disruptions during repair. Generally the removal of damaged area replaced with new form is preferred in repair. This causes loss of time and cost.

There are many advantages of adhesive bonding. Stress concentrations present in bolted, riveted or spot welded joints are avoided. The distribution of stresses achieved by adhesive bonding permits a reduction in weight and cost, especially relevant to fragile materials and lightweight structures. Joint strength and fatigue properties are improved. Production costs are reduced due to the elimination of drilled holes and other machining operations. Labor costs are reduced with automated assembly work. High-strength bonds can be formed at room temperature with minimal pressure applied to the bond-line by using cold-setting adhesives. The film formed by the adhesive resists corrosion and can form a leak-proof seal and insulate dissimilar metals against electrochemical action.

This study aims to obtain fast repair and to prevent crack propagation in damaged area. For this aim the small diameter holes were drilled in the pipes and then repaired using adhesive joint and steel patches. Acrylic based adhesive was used for repair. Acrylic based adhesives are resistant to damp environments and there is no decrease in their strength due to moisture. The repaired pipes were subjected to internal pressure and analyzed with finite element method. The holes with 8 mm diameters were drilled on 170 mm long pipes and patch with 2, 2.6 and 3.2 mm thickness and 30, 35 and 40 mm overlap lengths with 90°, 120° and 150° angles are attached with 0.2 mm thickness adhesive. Patches are connected to pipes with 3M<sup>a</sup> Scotch-Weld<sup>a</sup> Low-Odor Acrylic Adhesive DP-810 a two-part, 1:1 mix ratio, toughened structural adhesive which has excellent shear and peel strength along with good impact resistance and durability. Test samples are connected to a hydraulic pump. The pressure is increased until damage is occurred. The pressure which causes damage in test sample is measured from pressure gauge. In the experiments conducted; fluid is provided to enter through

entrance cover, and the air existent inside pipe is provided to evacuate out from exit cover. Hydraulic pump was used to pump fluid to the experimental samples. Hydraulic pressure was formed until damage takes place in the region where hydraulic pump was made and values at the time of explosion were measured by the pressure gauge located on hydraulic pump.

Finite element method was used for numerical analysis. Numerical analyzes were performed with the ANSYS v14.5 package program, which uses the finite element method. 3D 20 node element SOLID186 was used. Elasto-plastic stress analysis was performed for pipe, patch and adhesive. Critical regions in terms of stress distribution were divided into smaller elements. The Von Mises yield criterion was used. The  $P=60$  MPa pressure was supplied to inner surface of the pipe for stress analysis. Data were collected compared to tangential ( $\sigma_r$ ), radial ( $\sigma_\theta$ ), axial ( $\sigma_z$ ) and equivalent ( $\sigma_{eqv}$ ) stress analyses depending on overlap angles ( $\beta=90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ ), overlap lengths ( $L1=35, 40, 45$  mm) and cover thicknesses ( $h=2, 2.6, 3.2$  mm)

This repair have three important advantages: (i) rapid repair of the damaged area, (ii) reduced repair time and cost, and (iii) avoidance of service interruption.

Following results were obtained:

- Repair of high pressure steel pipes with adhesive joints was achieved.
- Numerical results and experimental results are compatible with each other.
- Overlap angle has serious effect on failure load. As overlap angle increases, the damage load also increases.
- Failure load is reduced by increasing the cover thickness.

Repair has been achieved successfully with the bonding connections of steel pipes under high pressure. In case of small damages, it is possible to stop the crack propagation and obtain fast repair by this method.

**Keywords:** Adhesives, Cracks, Steel pipes, Finite element analysis