

TÜBÜLER YAPIŞTIRICI BAĞLANTILARDA GERİLME ANALİZİ

Tuğçe Yayla YAZICI

Zonguldak Karaelmas Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Mühendislik Tezi
Olarak Hazırlanmıştır

ZONGULDAK

Haziran 2007

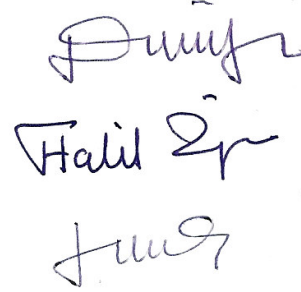
KABUL:

Tuğçe Yayla YAZICI tarafından hazırlanan "TÜBÜLER YAPIŞTIRICI BAĞLANTILARDA GERİLME ANALİZİ" başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Mühendislik Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 02/05/2007

Başkan: Prof. Dr. Durmuş GÜNAY (ZKÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Halil ÖZER (ZKÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. M. Fatih ALTAN (ZKÜ)



ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylım. .../.../2007



Doç. Dr. Mustafa SÖZEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

Yüksek Mühendislik Tezi

TÜBÜLER YAPIŞTIRICI BAĞLANTILARDA GERİLME ANALİZİ

Tuğçe Yayla YAZICI

Zonguldak Karaelmas Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Durmuş GÜNAY

Haziran 2007, 58 sayfa

Yapıştırıcı malzeme ile bağlı tübüler bindirme bağlantıda aksel çekme yükünden dolayı oluşan gerilmeler sonlu eleman yöntemiyle analiz edilmiştir. Bağlantı geometrisi malzeme ve yükleme bakımından aksel simetriye sahip olduğundan, aksel simetrik bir problem olarak ele alınıp, aksel simetrik sekiz düğümlü izoparametrik eleman seçilerek analiz yapılmıştır.

Bu çalışmada farklı yapıştırıcı kalınlıklarının ve bindirme uzunluklarının gerilme üzerindeki etkileri incelenmiş ve grafiksel olarak değişimlerine yer verilmiştir. Gerilme değerinin bağlantıda genellikle yapıştırıcı bölgesinin uç kısımlarında oluşmasından dolayı, sadece yapıştırıcı bölgesindeki τ_{rz} kayma gerilmesi, σ_r radyal gerilme ve σ_e eş değer gerilmenin değişimleri incelenmiştir.

Anahtar Sözcükler : Gerilme analizi, yapıştırma bağlantı, tübüler bindirme bağlantı.

Bilim Kodu : 625.03.00

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

STRESS ANALYSIS OF ADHESIVE BONDED TUBULAR LAP JOINT

Tuğçe Yayla YAZICI

**Zonguldak Karaelmas University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor: Prof. Dr. Durmuş GÜNAY

June 2007, 58 pages

Adhesive bonding provides a convenient and light method of assembling structure consisting of thin-walled tubes. In the present study, stress distributions in the adhesive bonded tubular lap joints subjected to tensile load are analysed by the finite element method. The purpose of this work is to show the location of the significant stresses in the joints and to determine effects of the adhesive thickness, overlap length, materials properties on the stress distributions.

In this study, effects of various thickness and bonded length of adhesive on stress is investigated. The value of stress at the end points of adhesive is higher than the other points so the variation of shear stress τ_{rz} , radial stress σ_r and Von-mises stress σ_e is investigated at the adhesive region.

Key Words : Stress analysis, adhesive bonded, tubular lap joint.

Science Code : 625.03.00

TEŞEKKÜR

Bu tez alıőmasında tez konusunun seiminden alıőmaların tamamlanmasına ve yazılmasına kadar olan srete değerleri yardımlarını benden esirgemeyen Prof. Dr. Durmuş Gnay (ZKÜ) ve Yrd. Do. Dr. Halil Özer (ZKÜ)'e, yüksek lisans eğitimim boyunca göstermiş olduğu sabır ve vermiş olduğu desteklerinden dolayı eőime ve aileme teőekkürü bir bor bilirim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
1.1 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	1
1.2 AMAÇ VE KAPSAM.....	4
BÖLÜM 2 YAPIŞTIRMA BAĞLANTILAR.....	5
2.1 GİRİŞ.....	5
2.2 YAPIŞTIRICI BAĞLANTILAR	5
2.3 ENDÜSTRİ UYGULAMALARI	13
2.4 YAPIŞTIRMA BAĞLANTI TASARIMINDA GERİLME ANALİZİ	14
2.5 BAĞLANTI TASARIMI	14
2.6 TEORİK GERİLME ANALİZLERİ.....	16
BÖLÜM 3 SONLU ELEMAN FORMÜLASYONU.....	17
3.1 GİRİŞ.....	17
3.2 EKSENEL SİMETRİK FORMÜLASYON	17
3.3 ŞEKİL FONKSİYONLARI.....	18
3.3.1 Sekiz Döğümlü Dörtgen Eleman.....	18
3.3.2 Eleman Direngenlik Matrisi.....	23

3.4 POTANSİYEL ENERJİ YAKLAŞIMI.....	25
3.5 EŞDEĞER GERİLMENİN BULUNMASI.....	25
BÖLÜM 4 SONLU ELEMAN MODELİ.....	27
4.1 GİRİŞ.....	27
4.2 PROBLEMİN TANIMI.....	27
4.3 BAĞLANTI GEOMETRİSİ.....	28
4.3.1 Birinci İnceleme	28
4.3.2 İkinci İnceleme	28
4.3.3 Üçüncü İnceleme.....	29
4.3.4 Dördüncü İnceleme	29
4.3.5 Beşinci İnceleme	30
4.3.6 Altıncı İnceleme	30
4.3.7 Yedinci İnceleme.....	30
4.3.8 Sekizinci İnceleme.....	31
4.3.9 Dokuzuncu İnceleme	31
4.3.10 Onuncu İnceleme.....	31
4.3.11 Onbirinci İnceleme	32
4.4 BAĞLANTIYA ETKİYEN KUVVET VE SINIR ŞARTI.....	32
4.5 MALZEME ÖZELLİKLERİ	33
4.5.1 Yapıştırıcı Malzeme Özellikleri	33
4.5.2 Yapıştırılanların Malzeme Özellikleri	33
4.6 SONLU ELEMAN MODELİNİN KURULMASI	33
4.6.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Mesh Üretimi.....	33
BÖLÜM 5 SONUÇLAR.....	37
BÖLÜM 6 ÖNERİLER	54
KAYNAKLAR.....	56
ÖZGEÇMİŞ.....	58

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Alın bağlantı (Butt joint).....	6
2.2 Tek-bindirme bağlantı (Single lap joint).....	6
2.3 Çift bindirme bağlantı (Double lap joint).....	6
2.4 Eğimli bindirme bağlantı (Beveled lap joint)	6
2.5 Tek bant bağlantı (Strap joint).....	6
2.6 Basamaklı bindirme bağlantı veya yarım bindirme bağlantı	6
2.7 Kıvrık bindirme bağlantı (Joggle lap joint)	7
2.8 Eğimli çift bant bağlantı (Beveled double strap joint).....	7
2.9 Çift bant bağlantı (Double strap joint).....	7
2.10 Gömme çift bağlantı (Recessed double strap joint).....	7
2.11 Tübüler bindirme bindirme bağlantı (Tubular stepped joint).....	8
2.12 Yapıştırma bağlantı tasarımında gerilme analizinin basamakları.....	15
3.1 Sekiz düğümlü dörtgen elemanın kartezyen koordinatlardaki görünümü.....	19
4.1 Tübüler bindirme bağlantı görünüş.....	27
5.1 Yapıştırıcı bölgesinde σ_e 'nin ANSYSçözümü (L=20mm)	37
5.2 Yapıştırıcı bölgesinde σ_r 'nin ANSYS çözümü (L=20mm)	38
5.3 Yapıştırıcı bölgesinde τ_{rz} 'nin ANSYS çözümü (L=20mm)	38
5.4 Yapıştırıcı bölgesinde σ_e 'nin ANSYS çözümü (L=10mm).....	38
5.5 Yapıştırıcı bölgesinde σ_r 'nin ANSYS çözümü (L=10mm)	39
5.6 Yapıştırıcı bölgesinde τ_{rz} 'nin ANSYS çözümü (L=10mm).....	39

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
5.7 Yapıştırıcı bölgesinde σ_e 'nin ANSYS çözümü (L=30mm)	39
5.8 Yapıştırıcı bölgesinde σ_r 'nin ANSYS çözümü (L=30mm)	40
5.9 Yapıştırıcı bölgesinde τ_{rz} 'nin ANSYS çözümü (L=30mm)	40
5.10 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	40
5.11 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi	41
5.12 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	41
5.13 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde bindirme uzunluğunun radyal gerilme üzerinde etkisi.....	42
5.14 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde bindirme uzunluğunun kayma gerilmesi üzerinde etkisi.....	42
5.15 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde bindirme uzunluğunun eş değer gerilme üzerinde etkisi.	43
5.16 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.	43
5.17 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi	44
5.18 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	44
5.19 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi	45
5.20 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	45
5.21 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi	46
5.22 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu durumda bindirme uzunluklarına göre σ_r 'nin maksimum değerleri.....	46

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
5.23 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu durumda bindirme uzunluklarına göre σ_e 'nin maksimum değerleri.....	47
5.24 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu durumda yapıştırıcı kalınlıklarına göre σ_e 'nin maksimum değerleri.	47
5.25 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu durumda yapıştırıcı kalınlıklarına göre σ_r 'nin maksimum değerleri.	48
5.26 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde σ_e üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	48
5.27 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.	49
5.28 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi	49
5.29 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	50
5.30 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	50
5.31 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	51
5.32 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	51
5.33 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi.....	52
5.34 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi	52

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
4.1	Ele alınan problemdeki geometrik boyutlar	32
4.2	Mesh üretiminde kullanılan bazı elemanlar	34

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

- Π : Potansiyel Enerji
 ξ, η : Doğal Koordinatlar
 N_i : Şekil Fonksiyonları
 U : Enerji
 C : Sayısal Sabit
 M : Modül
 E : Elastisite Oranı
 G : Kayma Modülü
 ν : Poission Oranı
 ε : Zorlanma
 γ : Kayma Zorlanması
 σ : Normal Gerilme
 τ : Kayma Gerilme
 u : r-doğrultusunda yer değiştirme
 w : z-doğrultusunda yer değiştirme
 u : Yer değiştirme vektörü
 f : Bünye Kuvvetleri vektörü
 T : Yüzey Kuvvetleri vektörü
 J : Jakobiyen matrisi
 D : Elastisite Matrisi
 S : Uygunluk Matrisi
 q : Eleman yer değiştirme vektörü
 k : Eleman direngenlik matrisi
 ε : Zorlanma vektörü
 σ : Gerilme vektörü
 P : Eksenel kuvvet
 $[\]^{-1}$: Matrisin tersi
 $[\]^T$: Matrisin transpozu
 a : Yapıştırılan malzemenin iç yarıçapı
 c : Yapıştırılan malzemenin dış yarıçapı
 t : Yapıştırıcı Kalınlığı
 L : Bindirme uzunluğu

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Alüminyum ve Kompozit yapılarda son yıllardaki gelişmeler, çok kuvvetli epoksi tipi yapıştırıcıların geliştirilmesi ve yapıştırma tekniklerindeki yenilikler; yapıştırma bağlantılarını tercih edilir hale getirmiştir.

Yapıştırma bağlantılar mukavemet, hafiflik, bağlama deliklerine gerek olmaması, titreşim sönümleyici olma ve elektrik izolasyonu gibi avantajlara sahiptir. Yapıştırma bağlantı endüstride; özellikle uzay ve havacılık endüstrisinde; giderek artan uygulama alanları bulmaktadır.

Bu bölümde ilk olarak; ele alınan problemlere dair geçmişte Literatürde bulunan çalışmalar hakkında bir bilgi verilmiştir. Ardından; bu çalışmanın amaç ve kapsamı belirtilmiştir.

1.1 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Adams ve Peppiatt (1977), aksel ve burulma yüklerine maruz yapıştırıcı bağlı tübüler bindirme bağlantılarında doğan gerilmeleri, aksel simetrik quadratik izoparametrik sonlu elemanlar kullanarak analiz etmiştir. Adams ve Peppiatt bu çalışmada ayrıca burulma yüklemesi için kapalı formda ve sonlu eleman çözümleri yapmış, bu çözümlerden elde edilen sayısal sonuçları birbiriyle karşılaştırmışlardır. Ayrıca, birleştirilen tüplerin uçlarında köşelerin yapıştırıcı ile doldurulmuş olmasının gerilmelerin dağılımları üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Adams ve Peppiatt, çalışmalarında birleştirilen tüplerin lineer elastik, izotropik malzemedен olduğunu kabul etmişlerdir. Yapıştırıcı tabaka kalınlığının ortasından bindirme uzunluğu boyunca kayma gerilmesi τ_{rz} ile kayma gerilmesi σ_r 'nin değişimleri grafikler halinde çizilmiştir.

Yapıştırıcıda kayma gerilmesi τ_{rz} bindirme uzunluğunun uçlarına yakın bölgelerde maksimum olmaktadır. Burada bindirme uzunluğunun uçlarında sonlu eleman sonuçlarında süreksizlikler bulunduğu belirtilmektedir. Bindirme uzunluğunun uçlarında; araştırmacılarında (Adams ve Peppiatt) belirttiği üzere, τ_{rz} kayma gerilmesi denge şartı dolayısıyla sıfır olmak zorundadır. Ancak söz konusu çalışmada sonlu eleman sonuçlarına dayalı olarak verilen grafiklerde bindirme uzunluğunun uçlarında τ_{rz} maksimum değerine ulaşmıştır. Bunun nedeni araştırmacıların yeterince küçük boyutta element kullanmamış veya kullanamamış olmalarıdır. Bu problemde hassas bir sonlu eleman modeli yapmak için, hem yapıştırıcı tabakasında, hem de yapıştırıcıya bitişik yapıştırılan kısımlarda boyutları yapıştırıcı kalınlığından daha küçük sonlu eleman kullanmak zorunludur.(Shi ve Cheng)

Adams ve Peppiatt'ın çalışmasında, gerilme dağılımları, incelenen tüplerin kalınlıkları eşit olmakla birlikte bindirme uzunluğunun ortasına göre simetrik değildir. Bunun nedeni tüplerin çaplarındaki fark dolayısıyla direngenlik farkıdır. Tüplerin uç kısımlarındaki köşe, kesiti üçgen olacak şekilde yapıştırıcı ile doldurulduğunda, τ_{rz} kayma gerilmesinde görülen süreksizlik ortadan kalkmaktadır. Uçların yapıştırıcı ile doldurulması halinde, Lubkin ve Reissner tarafından uç köşeleri dolu olmayan bağlantı için yapılan kapalı çözüm sonuçlarına göre, maksimum τ_{rz} gerilmesi %80 maksimum, σ_r gerilmesi %70 azalmaktadır.

Standen (1963) tarafından yapılan çalışmada tek bindirme yapıştırma bağlantılarda gerilme analizi ele alınmıştır. Bu çalışmada problem iki parçaya ayrılmıştır: a) Bağlantı kenarlarında yüklerin belirlenmesi b) uygulanan yükler dolayısıyla meydana gelen gerilmelerin belirlenmesi. Çözümler iki sınırlama altında yapılmıştır: Yapıştırıcı tabakasının kalınlığı bağlantının fleksibilitesine etkisi ihmal edilebilecek düzeyde incedir. İkincisi, bağlantı fleksibilitesi esas itibarıyla yapıştırıcı tabakasından doğmaktadır. Her iki durumda, yapıştırıcı tabakasındaki kayma gerilmesi ile yapıştırıcı tabakasında bağlantı düzlemine dik doğrultudaki normal gerilme için ifadeler elde edilmiştir. Goland ve Reissner yapıştırıcı tabakasındaki bindirme uzunluğuna paralel kayma gerilmesi ile kayma gerilmesi düzlemine dik olan normal gerilmeyi yırtılma gerilmeleri olarak adlandırmışlardır.

Bu çalışma, yapıştırıcı bağlı bindirme bağlantılara ait çok sayıda çalışmaya referans olmuştur. Birleştirilen levhaların genişliği kalınlıklarına göre çok büyük olduğundan problem düzlem zorlanma problemi olarak incelenmiştir. Çalışmada birleştirilen levhaların her ikisi de izotropik lineer elastik malzeme olarak düşünülmüştür ve bağlantı çekme kuvvetine maruzdur.

Yang C Haung H, Tomblinn J S ve Sun W (2003)Değişken kayma yüküne maruz kalan yapıştırıcılı yüzeylerin kapalı formda gerilme analizi incelenmiş ve sonlu eleman metodu kullanılarak çözüm yapılmıştır.

Chen (1992) kompozit malzemedeki tübüler parçalarla yapılan bindirme bağlantıda, burulma etkisinde doğan gerilmeler için kapalı form çözümü yapılmıştır. Birleştirilen tübüler parçalar izotropik olmaları halinde τ_{rz} ve σ_r gerilme bileşenleri analizde sıfır alınmıştır. Çalışmada, tübüler parçalar helezon şeklinde fiber takviyeli olarak düşünülmüştür. Bindirme uçlarında gerilme konsantrasyonları, takviye fiberin sarım açısı, bindirme uzunluğu ve yapıştırıcı kalınlığının fonksiyonu olarak incelenmiştir.

Shi ve Cheng (1993) aksenal yüke maruz, yapıştırılanların farklı malzeme ve kalınlıklara sahip olduğu yapıştırma silindirik bağlantıyı incelemiştir. Minimum komplementer enerji prensibi kullanılarak kapalı çözüm yapılmıştır. Elde edilen çözüm bütün sınır şartlarını, yapıştırıcı ve yapıştırılanları ayıran yüzeylerde süreklilik şartlarını sağlamakla birlikte bir yaklaşık çözümdür.

Ayrıca literatürde diğer yapıştırma bağlantı tiplerine ait birçok çalışma yapılmıştır. Tek bindirme yapıştırma bağlantıları analitik (Rosettos ve Zang,1993, Yüceoğlu ve Updike 1980, Chang ve Muki, 1994) sonlu eleman (Roy ve Reddy 1988, Wooley ve Carver 1971, Chang, 1990) ve deneysel (Clark ve Megregor 1993, Post ve Han ve Gerstle, 1994) gerilme analizleri yapılmıştır.

Çift bindirme yapıştırma bağlantılar üzerine çok sayıda analitik (Yüceoğlu ve Updike, 1980, Jen ve Hsu, 1991) ve sonlu eleman (Chang, 1990) çalışmaları, alın bağlantılar üzerine analitik ve sonlu eleman analizleri (Chen ve Cheng, 1990) basamaklı bindirme bağlantılar üzerine de analitik sonlu eleman ve deneysel gerile analizi çalışmaları (Erdoğan

ve Ratwani, 1971, Mori ve Sugibayashi, 1992) burulma etkisinde silindirik yapıştırma bağlantılar üzerine de analitik ve sonlu eleman çalışmaları yapılmıştır.

1.2 AMAÇ VE KAPSAM

Bu çalışmada amaç, aksenal yüke maruz tübüler yapıştırma bağlantısı için sonlu eleman metoduyla gerilme analizi yapmaktır.

Bağlantıda gerilme analizi, yapıştırıcı bölgesindeki gerilme dağılımının belirlenmesi anlamına gelmektedir. Yapıştırıcı bölgesinde meydana gelen eşdeğer gerilmenin maksimum değeri, yapıştırıcının akma gerilmesi ile karşılaştırılarak boyutları tayin edilir.

Çalışmada sonlu eleman metoduyla bir problemin formülasyonu, sonlu eleman paket programı ANSYS'in kullanılması, yapıştırma bağlantılar ve yapıştırma bağlantılarda gerilme analizi gibi çeşitli alanları kapsayan bilgilere yer verilmiştir.

BÖLÜM 2

YAPIŞTIRMA BAĞLANTILAR

2.1 GİRİŞ

Yapıştırma son yıllarda perçin, kaynak gibi konvansiyonel metotların yerine geçen ve onlarla birlikte kullanılan bir birleştirme tekniğidir. Yapıştırma bağlantısı, iki parçanın genellikle sentetik esaslı bir yapıştırıcı ile çözülemeyecek şekilde birleştirilmesiyle elde edilir.

Gerilme analizi, tasarımın en önemli basamağıdır. Başarılı ve güvenilebilir bir bağlantı tasarımı ayrıntılı bir incelemeyi ve malzeme sınırlarının bilinmesini gerektirir.

Kompozit malzemeler metallere; mekanik bağlama, yapıştırıcı bağlama veya bu ikisinin bir kombinasyonu ile ya da kompozit, termo plastik esaslı ise kaynak yoluyla birleştirilebilir.

Bir tasarımın kritik elamanlarının emniyeti, çalışma şartlarına benzer şartlar altında tam ölçekli prototipleri test edilerek belirlenir. Yapıştırıcılar özellikle uzay araçlarında, alüminyum veya karbon fiber derilerin, balpeteği bir çekirdeğe metal-metal ve metal-sandoviç şeklinde bağlantılarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Birçok bağlantıda, toklaştırılmış, epoksiler gibi modifiye edilmiş polimerler kullanılarak yapıştırıcı ile birleştirme, sistematik hale getirilmiş olup 50 yılı aşkın bir süredir başarı ile kullanılmaktadır.

2.2 YAPIŞTIRICI BAĞLANTILAR

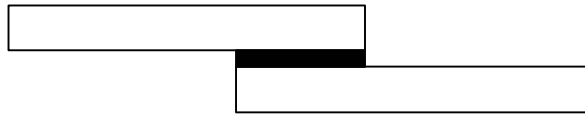
Yapıştırıcı (adhesive) malzemeleri yüzey tutma yoluyla bir arada tutabilen madde olarak tanımlanır. Yapıştırılan (adherend) terimi genelde yapıştırıcı tarafından bir başka cisme bağlanan cisim anlamında kullanılır. Bir yapıştırılanı bir başka yapıştırılana tutturma işlemi

bağlama (bonding) olarak adlandırılır. İki yapıştırılan ve yapıştırıcıdan oluşan birleşime bağlantı (joint) adı verilir.

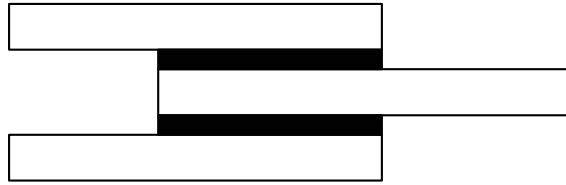
Aşağıda başlıca yapıştırma bağlantı tipleri verilmiştir.



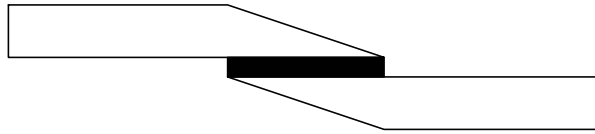
Şekil 2.1 Alın bağlantıları(Butt joint)



Şekil 2.2 Tek bindirme bağlantı (Single lap joint)



Şekil 2.3 Çift bindirme bağlantı (Double lap joint)



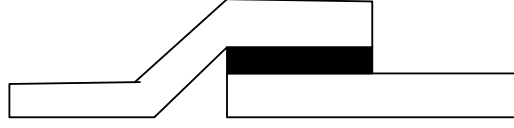
Şekil 2.4 Eğimli bindirme bağlantı (Beveled lap joint)



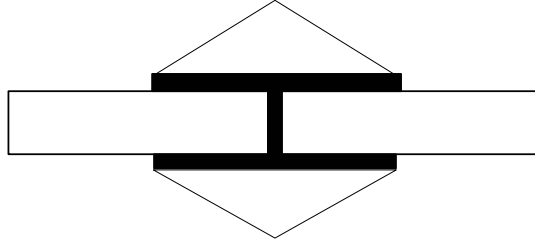
Şekil 2.5 Tek bağlantı (Strap joint)



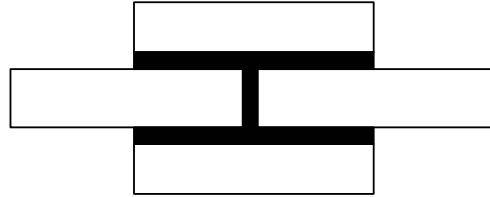
Şekil 2.6 Basamaklı bindirme bağlantı (Stepped lap joint)



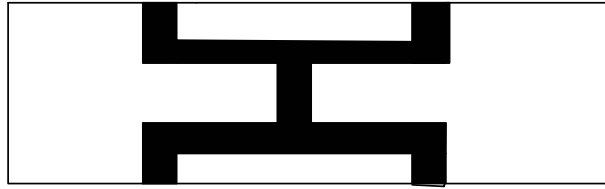
Şekil 2.7 Kıvrık bindirme bağlantı (Joggle lap joint)



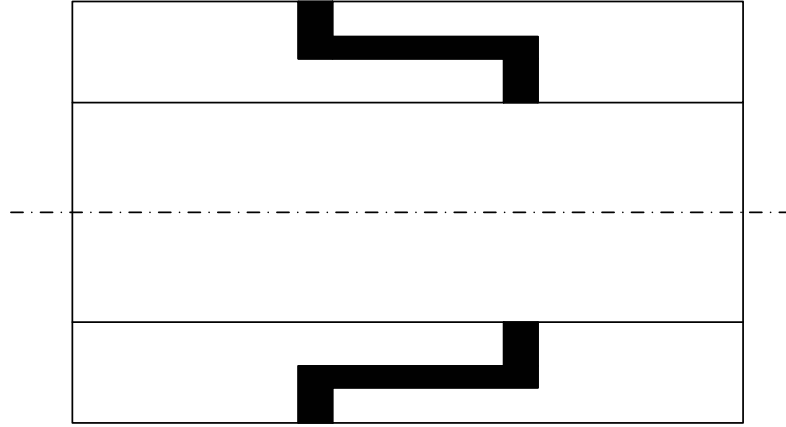
Şekil 2.8 Eğimli çift bant bağlantı (Beveled double strap joint)



Şekil 2.9 Çift bant bağlantı (Double strap joint)



Şekil 2.10 Gömme çift bağlantı (Recessed double strap joint)



Şekil 2.11 Tübüler bindirme bindirme bağlantı (Tubular stepped joint)

Yapıştırıcılar bir yüzeyi bir yüzeye bağlamak için kullanılırlar. Yapıştırıcılar, beyaz tutkal, toz ve kuru tabaka şeklinde bulunabilirler. Yapıştırıcılar, yapıştırma derecelerine, katılaştıktan veya kuruduktan sonraki mukavemetlerine, yapışma hızına veya dayanma ömrüne göre sınıflandırıldıkları gibi bir diğer sınıflandırma kullanım tiplerine göre:

- Yapısal yapıştırıcılar: burada yapıştırıcının ana fonksiyonu yapıştırılanları bir arada tutmak ve kayma, çekme veya soyulmada(yırtılma) yüksek mukavemet sağlamaktır.
- Tutucu yapıştırıcılar: Burada yapıştırıcıların asıl fonksiyonu yapıştırılanları yerinde tutmaktır. Önemli bir gerilme taşımazlar.
- Sızdırmazlık yapıştırıcılar: Burada yapıştırıcının asıl fonksiyonu, nem, gaz veya buhara karşı sızdırmazlık sağlamaktır. Bağlantıda önemli bir mukavemet sağlaması söz konusu değildir.

Yapısal yapıştırıcılar; ağaç ve metal yapıştırmada; kafes sandviç yapı panelleri gibi yapı bileşenlerinin imalatında yaygın olarak kullanılır. Tutucu yapıştırıcılar; etiketleme, paketlenme ve duvar kağıtlarının yapıştırılmasında; tavan, taban ve duvar kaplamalarında kullanılır. Sızdırmazlık yapıştırıcıları, yiyecek ve içecek ambalajlarının sızdırmazlığı için kullanılır. Yapıştırıcılar yaygın kullandıkları yapıştırılanlara göre de sınıflandırılabilir. Kağıt yapıştırma yapıştırıcıları veya plastik yapıştırıcılar gibi (Standen, 1963).

Her türlü yapıştırma için kullanılacak evrensel bir yapıştırıcı yoktur. Alüminyum gibi bazı metaller, bir alkalın yapıştırıcı kullanıldığında korozyona uğrayabilir. Yapıştırma bağlantı suya karşı çok iyi direnç gösterebilir, fakat; bazı yapıştırıcıların ısı ve organik çözücülere karşı direnci zayıftır. Bu yüzden malzemeye göre yapıştırıcı seçilmelidir.

Yapıştırıcılar sürerek, püskürterek, tozlanarak v.s. şeklinde uygulanabilir. Yapıştırıcı kalınlığı belli sınırlar içinde bulunmalıdır. Aşırı derecede kalın yapıştırıcı tabakası tutma kuvvetini azaltırken; ince tabakalar, boşluklu birleştirmelere sebep olabilir. Yapıştırma bağlantılarının mukavemeti iki şekilde ölçülür; kayma mukavemeti ve ayırma mukavemeti. Yapıştırma bağlantısının mukavemeti, yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi ve ayırma gerilmesi(kayma gerilmesine dik doğrultudaki normal gerilme) ile belirlenir.Yapıştırıcının tipik uygulamaları; kontrplak, döşeme kaplamaları, plastikler, deri, kauçuk, seramik, beton, cam, metal ve ağaç birleştirilmeleridir.

Yapıştırıcılar uçak ve uzay araçları için vazgeçilmez bir bağlama aracıdır. Bütün helikopter pervane kanatları yapıştırıcı bağlıdır. Otomobil, kamyon, otobüs üretiminde, gemi inşasında ve katmanlı tahtadan yapılmış kiriş ve perde duvar üretiminde büyük miktarlarda yapıştırıcı kullanılmaktadır.

Yapıştırma bağlantılar; gerilme dağılımı, tasarım uygunluğu ve üretim kolaylığı gibi avantajlara sahiptir (Chen, 1992). Yapıştırma bağlantılar; yapısal malzemelerin birleştirilmesinde; hafiflik, bağlama deliklerinden doğan mukavemetteki azalmanın olmaması ve çok fonksiyonluluk avantajlarına sahiptir (Mori ve Sugibayashi 1992). Yapıştırma bağlantılar; son yıllarda dayanıklı yapısal yapıştırıcılardaki buluşlar ve yapıştırma bağlantılarının mukavemetindeki kayda değer gelişmelerle birlikte otomobil, yarı iletkenler ve uzay teknolojisinde çokça kullanılır hale gelmiştir (Nakano ve Sawa T ,1992) Yapıştırma bağlantılar, yapıştırıcı birleştirme özelliklerinin artırılmasıyla birlikte mekanik sistemlerde de kullanılmaktadır. Fakat, bu bağlantıları içeren sistemlerin tasarımı belirlenmediğinden yapıştırma bağlantılar; sistemlerin asal yüklerini taşıyan parçalarında kullanılmamaktadır. Yapıştırma bağlantılarının incelenmesine yoğun bir ilgi vardır. Bu ilginin amacı; bağlantının taşıyacağı yükün büyüklüğünü belirlemektir. Yapıştırıcılar mühendislik malzemeleridir ve yapıştırma işlemi, mühendislik üretiminin önemli parçasıdır. Ancak diğer bütün bağlama yöntemlerinin olduğu gibi yapıştırma bağlantını diğer yöntemlere kıyasla avantajları olduğu gibi dezavantajları da vardır.

Yapıştırma bağlama, cıvata, perçin, kaynak, lehim bağlantılara göre potansiyel avantajlara sahiptir. Yapıştırıcı bağlantı birleştirilen parçaların mukavemetini azaltmaz ve düşük ağırlık ve direngenliği artırma gibi üstünlükleri vardır. Bu, özellikle ince kompozit parçaların birleştirilmesinde önem kazanır.

Yapıştırıcı bağlantıların başlıca avantajları şunlardır:

- a) Daha düzgün dış yüzey ve güzel görünüş elde etmek mümkün olur. Çünkü perçin başları, güzel olmayan kaynak izleri yoktur.
- b) Yapıştırılmış bir bağlantı ayrıca sızdırmaz bağlantıdır. Bu da sızdırmazlık sağlamak için ayrıca gerekli zamanı ve masrafları önler. Uçak kanat tankları ve alüminyum petek panelleri bu şekilde sızdırmaz yapılırlar. Böylece hem ağırlıktan tasarruf edilir, hem de konstrüksiyon basitleşir.
- c) Çoğu durumlarda yapışkan tabakası elektrik, ısı veya sese karşı yalıtkanlık sağlar. Farklı malzemeler birbirleriyle yapıştırıldıkları zaman elektrolitik korozyon minimuma iner. Gümüş takviyeli yapıştırıcı malzemeler arasında elektrik iletkenliği sağlar.
- d) Titreşimli ortamda yapıştırma bağlantısı perçinli bağlantıya göre ekseriyetle daha uzun ömürlüdür. Ayrıca değişikli modüllü yapıştırıcılar mevcut olduğundan rezonant frekansları azaltılabilir ve hatta uygun bir yapıştırıcı seçimiyle elemine bile edilebilir.
- e) Değişik çap ve kalınlıkta olan farklı birçok malzemenin yapıştırılmasını mümkün kılar.
- f) Diğer metotların uygun olmadığı kompleks şekillerin imalini sağlar.
- g) Yapıştırma şekillerinin ve uygulama metotlarının çokluğu çoğu imal şekillerine adaptasyonlarını kolaylaştırır.
- h) Yapıştırma için gereken zaman mekanik bağlantılar için gereken zamandan daha kısadır. Bir operasyonda çok sayıda parça ve geniş yüzeyler yapıştırılabilir.
- i) Mekanik bağlama elemanlarının eliminasyonu malzemenin daha iyi kullanılması yanında ince malzemelerin kullanılmasına imkan sağlar, böylece ağırlık olarak avantaj sağlanır.

- j) Bağlantı sürekliliği parça mukavemetinin tanımının kullanılmasını sağlar.
- k) Çoğu yapıştırıcıların uzama kabiliyetleri gerilmelerin emilmesine, yayılmasına veya transfer edilmesine imkan sağlar. Titreşim-sönüm ve esneklik özellikleri iyidir.
- l) Kaynak ve lehimin, distorsiyona veya tahribe yol açtığı ısıya duyarlı malzemelerin birleştirilmesine imkan sağlar.
- m) Farklı malzemeler arasındaki galvanik korozyonun azalması veya önlenmesi mümkün olur.
- n) Kalifiye işçiye gerek duyulmaz. Otomatik metotlarla hızlı ve basit işleme sağlanır.
- o) Sızdırmazlık sağlayan yapışkan tabakaları düşük sıcaklıklarda sertleştirilebilir ve tekrar ısıtılırsa erimez.

Yapıştırıcı bağlantıların dezavantajları şunlardır:

- a) En büyük dezavantajı perçinin aksine yapışma alanının gözle incelenmesinin mümkün olmamasıdır. Bağlantıda süreksizlikler görülmez ve dolayısıyla değerlendirme de sağlıklı olmaz. Ancak ultrasonik gibi değişik tahribatsız muayene metotları bağlantı süreksizliklerini gösterebilir ama yapıştırma derecesini o da göstermez. Bazen yapıştırma bağlantılarını, eğer ölçüsü ve şekli uygunsa maksimum mukavemetinin belli bir oranına kadar test etmek mümkün olur.
- b) Farklı ısıl genleşmeler gibi nedenlerle oluşan sıyrılmaya ve çekme-makaslamaya gerilmelerini minimuma indirmek için bağlantı dizaynı özenle yapılmalıdır.
- c) Perçinli, kaynaklı ve lehimli bağlantılar yüksek sıcaklıklarda kullanılabilir olmasına rağmen yapıştırma bağlantılarının yüksek sıcaklıklarda kullanımında sınırlama vardır.
- d) Katkılarla geliştirilmedikçe çoğu yapıştırıcıların ısıl ve elektrik iletkenliği çok zayıftır.

- e) Yapıştırma bağlantısının ısı, soğuk, biyo-bozulma, kimyasal etkenler, yumuşatıcılar, radyasyon ve diğer çalışma şartlarından dolayı bozulma ihtimali vardır. Yapıştırılan malzemelerle uygun düşmeme durumunda korozyon tehlikesi olabilir.
- f) Yapıştırma bağlantılarının tamir için sökülmesi zordur.
- g) Yanma ve zehirlenme gibi tehlikeler, çözücü esaslı yapıştırıcıların kullanılması durumunda ortaya çıkabilir.
- h) Sürekli yükler altında akmaya eğilimlidirler. (termo-plastik yapıştırıcılar için) Termo-set yapıştırıcıların çoğunun düşük sıyrılma mukavemetleri vardır. Genelde şiddetli çalışma şartlarında uzun süre dayanıp dayanmayacağı bilinmez.

Tasarımcılar, yapıştırıcıları kompleks sistemleri tasarlamak ve üretmek için kullanılmaktadırlar. Tasarım işleminde; yüklerin ve elemanın çalıştığı çevrenin tam ve net olarak bir tanımı yapılmalıdır. Birleştirmede optimum performansı sağlayabilmek için, yapıştırıcı ve yapışan malzemeler arasındaki ilişki, bağlantının şekli ve boyutları üretimi ve kalite kontrol işlemi iyi belirlenmelidir. Bu faktörler; yeni bir üretimin tasarım aşamasında düşünülmesi gerekenlerden en önemlileridir. Yapıştırıcıların mekanik birleştirmeler yerine direkt olarak kullanılması durumunda, aşırı derecede dikkat gösterilmelidir.

Çoğu tasarım yöntemleri gibi, yapıştırıcılarla yapılan tasarımlarda; mühendislik hesaplamaları ve mühendislik sağduyusu gerektirir. Yapıştırma bağlantılarda; yapıştırıcıların özellikleri, sıcaklık, zaman ve yükleme şartları göz önünde bulundurulmalıdır. Yapıştırıcıların reçine esaslı; genellikle, bir epoksi, bir akrilik veya poliüretandır. Bu reçineye, yapıştırıcının çalışma performansını iyileştirmek için, çeşitli bileşenler eklenir. Genellikle kuvvetli yapıştırıcılar, kimyasal reaksiyonla katılır.

Tasarım mühendisi bir kompozit bağlantı için uygun bir yapıştırıcı seçeceği zaman, yapıştırıcının çalışma şartlarını sağladığından emin olmalıdır. Şöyle ki; yapıştırıcı;

- a) Söz konusu yapıştırılanları birleştirilmelidir.
- b) Mekanik veya termal olarak ortaya çıkan yüklere dayanmalıdır.
- c) Bu yüklere çalışma şartları da dayanmalıdır.
- d) En az 10 yıl fonksiyonunu icra etmelidir.

Ayrıca tasarımcı, hem ekonomik, hem kullanışlı ve hem de toplam maliyet ve kar arasında optimum bir çözüm bulmalıdır. Bu şartlar; yeni bir imalatın ilk tasarımında dikkatlice ele alınmalıdır.

2.3 ENDÜSTRİ UYGULAMALARI

Uçak endüstrisi yapısal metal yapıştırıcıların geliştirilmesinde ve uygulanmasında öncülük etmiştir ve en önemli kullanıcısı olmuştur. Boeing 747, Lockheed C-5A, F111 ve diğer birçok uçaklarda gövde ve kanat panellerinde yapıştırıcı kullanılmaktadır. Yapılarındaki metal-metal kombinasyonu(birleşim) için yüksek sıyrılmaya mukavemetine ve sıcaklık özelliklerine sahip nitril-kauçuk fenolik yapıştırıcılar, alüminyum petek konstrüksiyonu için ise epoksi-fenolik yapıştırıcılar kullanılmaktadır.

Otomotiv endüstrisinde yapıştırıcı kullanımı uçak endüstrisine kıyasla daha yavaş artış göstermiştir. Bütün nakliye araçlarında ağırlık azalması önemli bir gaye olmaya başlamıştır ve bu da köpükler, kompozitler, kompozit/metal kombinasyonları ve hafif alaşımlar gibi yeni malzemelerin kullanımına yol açmıştır. Yapıştırılmış bağlantıların düzgün yük dağılımı, yüzey düzgünlüğünün devam ettirilmesi ve yorulma direnci gibi teknik avantajları genel araç konstrüksiyonunda da istenmektedir. Taşıt üretiminde gövde kısmına ilaveten motor kısmında da yapıştırıcı kullanılmaktadır. Anaerobik yapıştırıcılar titreşime maruz sıcaklığı devamlı değişen ve değişik akışkanların bulunduğu bu kısımlarda özellikler uygundur. Özellikle yüksek hız ulaşım trenlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek hız trenlerinin dış panellerinin üzerine Araldit esaslı mastik sürülür. Mastikin 20-25⁰C arasında sertleşmesinden sonra kumlanması son katın uygulanmasına hazır mükemmel bir yüzey elde edilmesini sağlar.

Kullanılan Araldit mastikler, titreşen çelik saca mükemmel yapışmasından ve son katın çatlamasına yol açacak herhangi bir çekme oluşmamasından ve ayrıca korozyona karşı en iyi direnci gösterdiğinden tercih edilmiştir.

Yapıştırma bağlantılarının son derece yaygın bir kullanım alan (havacılık ve uzay sanayi, otomotiv ve inşaat sektörleri, elektrik-elektronik, deniz taşıtları, bio-medikal alan, spor ekipmanları vb.) sunmasına karşın, yapısal yapıştırıcının mekanik özelliklerinin belirlenmesi, güvenilirliği ve tekrarlanabilirliğinde yaşanan zorluklar, bu teknolojinin

benimsenmesinde güçlüklerle karşılaşılmasına sebep olmaktadır. Bu durum, aratırmacıların dizayn amaçlarına uygun mekanik özelliklerin tespiti üzerine yoğunlaşmalarına sebep olmuştur.

2.4 YAPIŞTIRMA BAĞLANTI TASARIMINDA GERİLME ANALİZİ

Yapıştırma bağlantılarda gerilmelerin hesaplanması, ağaç, plastik, metal veya bunların kombinasyon olan bağlantıların yapıştırma yoluyla gerçekleştirilmesinden dolayı uygulama da önem kazanmıştır.

Yapıştırma bağlantılar birçok yapısal uygulamada kullanılmaktadırlar (Rosettos ve Zang E 1993). Yüksek mukavemetli yapıştırıcı malzemelerin keşfedilmesi ve yapıştırıcı birleştirme tekniklerindeki gelişmelere paralel olarak, çok değişik tipte hafif sistemlerin üretiminde yapıştırma bağlantılar kullanılmaktadırlar (Kinloch, 1987).

Gerilme yığılmasının bağlantıda genellikle yapıştırıcı bölgesinin uç bölgelerinde oluşmasından dolayı (Chen, 1992, Aydemir, 1995) bağlantı bölgesi civarında, özellikle yapıştırıcı bölgesinde, detaylı bir gerilme analizi yapılması teknolojik uygulamalar için zorunlu hale gelmiştir (Chen, 1992).

Birleştirilecek parçalar arasında güçlü bir bağlama yapabilecek yapıştırıcı malzemelerin icat edilmesinin bir sonucu olarak son yıllarda, mühendisler, yapıştırıcıların mekanik özelliklerine ait temel bilgileri elde etmek için uluslar arası standart olarak uygulanabilecek daha iyi test sistemlerini araştırmaktadırlar. Ayrıca, bu tip bağlantılar havacılık endüstrisinde ve ağaç endüstrisinde geniş bir uygulama alanı bulmuştur. Bütün bu uygulamaların bir sonucu olarak; mühendisler yapıştırma bağlantıların tasarımında gerilme analizine ihtiyaç duymaktadırlar (Chen ve Cheng, 1990).

2.5 BAĞLANTI TASARIMI

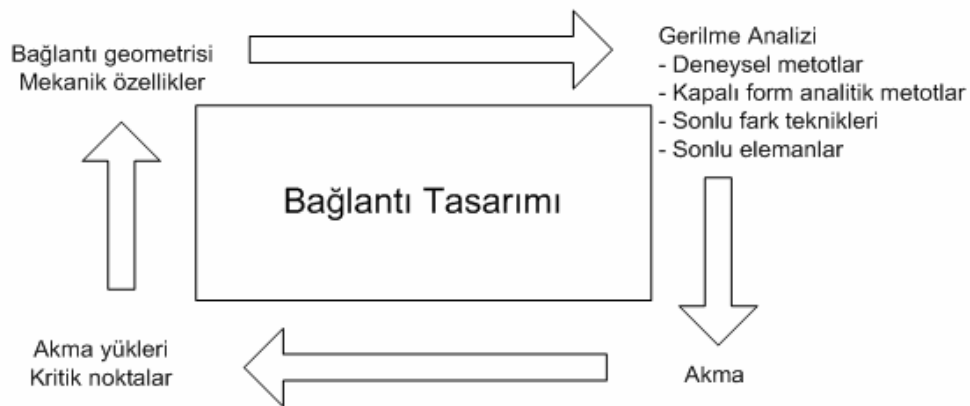
Tasarım, bağlantılarının eksiklerini önceden belirlemek veya farklı bağlantı tasarımlarını karşılaştırmak için kullanılabilir. Tasarlanan bağlantılarda, analitik metotlara göre basit olan birleştirmeler için kullanılabilir. Ancak, çoğu bağlantılarda analitik çözüm çok komplekstir. Bu yüzden, eleman metodu gibi sayısal yöntemlere ihtiyaç duyulur.

Tasarım analizi kabiliyet gerektirir. Yapıştırma bağlantılarda analiz, verilen yükleme şartlarında kritik yüklerin ve kritik noktaların belirlenebilmesi için gerilme ve zorlanmaların hesaplanmasıdır. Bu yüklerin ve yerlerin belirlenebilmesi en az iki aşamalı bir çalışmadır.

Birincisi; verilen bir bağlantı tipi için yapıştırıcı bölgesindeki gerilmeler hesaplanmalıdır (gerilme analizinin amacı) ve sonra bağlantının mukavemeti için bağlantıda akmanın yapıştırıcıda olduğu kabulüne dayanan bir akma kriteri uygulanmalıdır. Buradan belli bir akma yükü bulunur ve tasarımcı mukavemet açısından optimizasyonu için bağlantının konstrüksiyonu değiştirilebilir.

Yapıştırma bağlantılarının tasarımı bir iterasyon işlemi olduğunda optimal yapıştırıcı, bindirme uzunluğu, yapıştırıcı kalınlığı v.b. özelliklerin belirlenmesi için gerilme analizinin yapılması zorunludur.

Gerilme analizi için teorik ve deneysel olmak üzere birkaç metot vardır. Deneysel gerilme analizi zorlanma ölçümlerinden (strain gauge) fotoelastik metotlara kadar değişik metotları içerir. Fakat, yapıştırıcı kalınlığının küçük değerlerde, 0.1-0.5 mm, olmasından dolayı çoğu deneysel metodun uygulanması zordur. Bu nedenle; gerilmeleri belirleyecek bir model için, yapıştırma bağlantılarda teorik gerilme analizi üzerinde çok çaba harcanmıştır.



Şekil 2.12 Yapıştırma bağlantı tasarımında gerilme analizinin basamakları.

2.6 TEORİK GERİLME ANALİZLERİ

Bu tip çalışmalar esas olarak üç kategoriye ayrılmıştır:

- a) Kapalı çözümler
- b) Sonlu fark teknikleri
- c) Sonlu eleman analizleri

Sonlu fark teknikleri, genellikle non-linear analizlerde ortaya çıkan çok kompleks sanki kapalı form(quasi-closed form) çözümler için kullanılır(Bigwood and Crocombe, 1990). Sonlu fark tekniğinde, kapalı form analizlerinden sadece çözüm metodu farklıdır; diferansiyel denklemler aynı tarzda elde edilir.

Sonlu eleman metodunda, kabullerle basitleştirilerek kurulan model, sayısal metotlar yardımıyla çözülür. Fakat bu teknik oldukça kompleks ve pahalıdır ve bu yüzden rutin tasarım çalışmalarına kolayca uygulanamaz.

Yapıştırma bağlantılarda gerilme analizinde, tek ve çift levha bindirme bağlantılarda; bağlantının genişliği kalınlığı yanında küçük ve kalınlık boyunca kesen her düzlem için aynı geometri ve malzeme özellikleri mevcutsa problem bir düzlem gerilme, eğer genişliği kalınlığına göre çok büyükse bir düzlem zorlanma problemi olarak analiz edilmelidir. Eğer bağlantıyı boyuna doğrultuda kesen düzleme göre simetri yoksa problem üç boyutlu olarak incelenmelidir.

BÖLÜM 3

SONLU ELEMEN FORMÜLASYONU

3.1 GİRİŞ

Eksenel simetrik yüklemeye maruz üç boyutlu eksenel simetrik cisimler basit iki boyutlu problemlere indirgenebilirler. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi; z-ekseni etrafındaki toplam simetriden (geometri, malzeme özellikleri ve yükleme simetrisi) dolayı bütün deformasyonlar ve gerilmeler dönme açısından bağımsızdır. Bu yüzden, ele alınan problem dönele alan üzerinde tanımlanan rz-düzleminde iki boyutlu bir problem olarak incelenebilir.

3.2 EKSENEL SİMETRİK FORMÜLASYON

Eksenel simetrik birim elemanı göz önüne alarak; potansiyel enerji

$$\begin{aligned} u &= [u, w]^T \\ f &= [f_r, f_z]^T \\ T &= [T_r, T_z]^T \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_A u^T f_r dA d\theta - \int_0^L \int_0^{2\pi} u^T r d\ell d\theta - \sum_i u_i^T P_i \quad (3.2)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $r d\ell d\theta$ diferansiyel elemanın yüzey alanıdır ve P_i , bir çember boyunca yayılmış çizgi yükünü göstermektedir. İntegrallerdeki bütün değişkenler θ 'dan bağımsızdır. Böylece Denk.3.2,

$$\Pi = 2\pi \left(\frac{1}{2} \int_A \sigma^T \epsilon r dA - \int_A u^T f r dA - \int_L u^T T r d\ell - \sum_i u_i^T P_i \right) \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir.

Zorlanma ve yer değiştirme arasındaki bağlantıyı şu şekilde yazabiliriz:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_r, \varepsilon_z, \gamma_{rz}, \varepsilon_\theta]^T = \left[\frac{\partial u}{\partial r}, \frac{\partial w}{\partial z}, \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r}, \frac{u}{r} \right]^T \quad (3.4)$$

Buna karşı gelen gerilme vektörü ise;

$$\boldsymbol{\sigma} = [\sigma_r, \sigma_z, \tau_{rz}, \sigma_\theta]^T \quad (3.5)$$

şeklinde tanımlanır. Gerilme-zorlanma bağıntıları

$$\boldsymbol{\sigma} = D \boldsymbol{\varepsilon} \quad (3.6)$$

$\sigma_r, \sigma_z, \tau_{rz}$

şeklinde verilir. Burada D; (4x4) lük elastisite matrisinden uygun terimlerin düşürülmesiyle;

$$D = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.5(1-2\nu) & 0 \\ \nu & \nu & 0 & (1-2\nu) \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

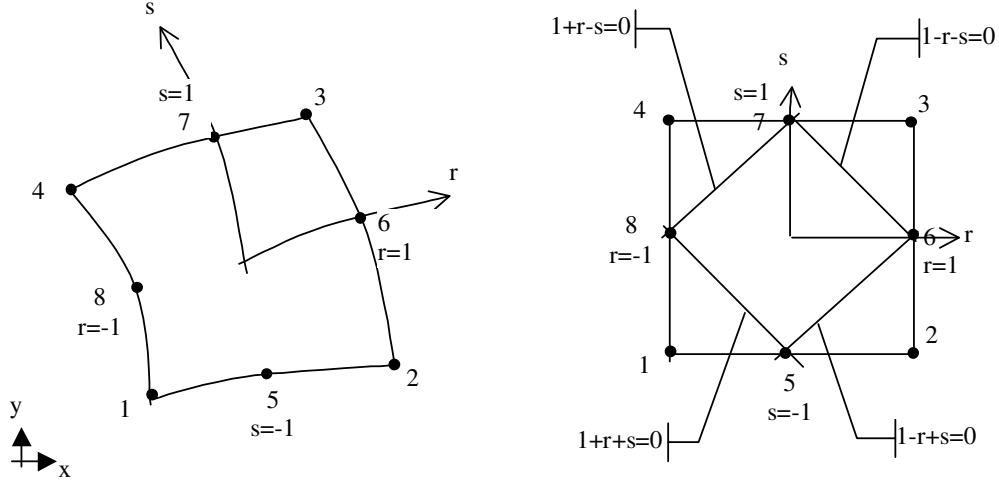
şeklinde elde edilir.

3.3 ŞEKİL FONKSİYONLARI

Kullanılan şekil fonksiyonları aşağıda verilmiştir.

3.3.1 Sekiz Düğümlü Dörtgen Eleman

Şekil 3.1'de gösterilen sekiz düğümlü dörtgen elemanı ele alalım. Lokal düğümler saat ibrelerini tersi yönünde gitmek kaydıyla 1,2,3,4,5,6,7 ve 8 olarak numaralandırılmışlardır ve (r, s) ler; i düğümünün koordinatlarıdır.



Şekil 3.1 Sekiz düğümlü dörtgen elemanın doğal ve kartezyen koordinatlardaki görünümü

İlk olarak; şekil 3.1’de gösterilen dörtgen kesitli elemana ait şekil fonksiyonları elde edilecektir. Eleman ξ ve η olarak alınan doğal koordinatlarda tanımlanmıştır. $i=1,2,3,4,5,6,7$ ve 8 olmak üzere şekil fonksiyonları N_i , i düğümünde 1 ve diğer düğümlerde sıfır değerini alacak şekilde tanımlanır. Özel olarak N_i ’nin tanımlanmasını ele alalım:

$$N_i=1 \quad ;1 \text{ düğümünde}$$

$$=0 \quad ;2,3,4,5,6,7,8 \text{ düğümlerinde}$$

Böylece $\xi=+1$ ve $\eta=+1$ ve $\xi+\eta=-1$ kenarları boyunca N_1 kaybolur.

Dolayısıyla N_1

$$N_1=C(1-\xi)(1-\eta)(1+\xi+\eta)$$

formunda olmalıdır. Burada C bir sabittir.

Şimdi ise orta noktalarındaki N_5, N_6, N_7 ve N_8 i tanımlayacağız. N_5 ’in $\xi=+1$, $\eta=+1$ ve $\xi=-1$ kenarları boyunca kaybolduğunu biliyoruz. Buradan,

$$N_5=C(1-\xi)(1-\eta)(1+\xi)=C(1-\xi^2)(1-\eta)$$

bulunur. Yukarıdaki denklemde bulunan c sabiti, 5 düğümde $N_5=1$ veya $\xi=0$, $\eta=-1$ de $N_5=1$ şartından hesaplanır. Böylece $c=1/2$ bulunur.

$$N_5 = \frac{1}{2}(1-\eta)(1-\xi^2)$$

şeklinde hesaplanır.

Buradan bütün şekil fonksiyonları şu şekilde yazılabilir:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta)(1+\xi+\eta) \\ N_2 &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta)(-1+\xi-\eta) \\ N_3 &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta)(-1+\xi+\eta) \\ N_4 &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta)(1+\xi-\eta) \\ N_5 &= \frac{1}{2}(1-\eta)(1-\xi^2) \\ N_6 &= \frac{1}{2}(1+\xi)(1-\eta^2) \\ N_7 &= \frac{1}{2}(1+\eta)(1-\xi^2) \\ N_8 &= \frac{1}{2}(1-\xi)(1-\eta^2) \end{aligned} \tag{3.8}$$

Şimdi ise eleman içersindeki yer değiştirme alanını düğüm değerleri cinsinden ifade edeceğiz. Böylece; $u=[u,w]^T, (\xi, \eta)$ koordinatlarında bulunan noktanın yer değiştirme bileşenlerini;

$$\begin{aligned} u &= \sum_{i=1} N_i u_i \\ w &= \sum_{i=1} N_i w_i \end{aligned} \tag{3.9a}$$

veya;

$$\begin{aligned} u &= N_1 q_1 + N_2 q_3 + N_3 q_5 + N_4 q_7 \\ w &= N_1 q_2 + N_2 q_4 + N_3 q_6 + N_4 q_8 \end{aligned} \tag{3.9b}$$

ve $q; (8 \times 1)$; eleman yer değiştirme vektörünü göstermek şartıyla matris formunda;

$$u = N.q \quad (3.9c)$$

şeklinde yazılabilir. Burada;

$$N = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

dır. İzoparametrik formülasyonda içerisindeki bir noktanın koordinatlarını düğüm noktaları cinsinden ifade etmek için aynı şekil fonksiyonlarını kullandığımızdan;

$$\begin{aligned} r &= \sum_{i=1}^4 N_i r_i \\ z &= \sum_{i=1}^4 N_i z_i \end{aligned} \quad (3.11a)$$

veya;

$$\begin{aligned} r &= N_1 r_1 + N_2 r_2 + N_3 r_3 + N_4 r_4 \\ z &= N_1 z_1 + N_2 z_2 + N_3 z_3 + N_4 z_4 \end{aligned} \quad (3.11b)$$

yazabiliriz.

Şimdi ise; rz-koordinatlarında verilen bir fonksiyonun türevlerini; ξ ve η koordinatlarındaki türevleri cinsinden ifade etmemiz gerekir. Bu ise şu şekilde yapılır.. Denk.3.11.b de verilen yapıdaki bir $f = f(r, z)$ fonksiyonu, $f = f[r(\xi, \eta), z(\xi, \eta)]$ şeklinde ξ ve η nin bir kapalı fonksiyonu olarak düşünülebilir. Diferansiyele ait zincir kuralını kullanarak;

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial \xi} &= \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial \xi} + \frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial f}{\partial \eta} &= \frac{\partial f}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial \eta} + \frac{\partial f}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial \eta} \end{aligned} \quad (3.12)$$

veya;

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial \xi} \\ \frac{\partial f}{\partial \eta} \end{Bmatrix} = J \begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial r} \\ \frac{\partial f}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

Burada J jakobyen matris olup,

$$J = \begin{Bmatrix} \frac{\partial r}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial r}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (3.14a)$$

Şeklinde bulunur. Denk. 3.8 ve 3.11b'den,

$$J = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} -(1-\eta)x_1 + (1-\eta)x_2 + (1+\eta)x_3 - (1+\eta)x_4 & -(1-\eta)y_1 + (1-\eta)y_2 + (1+\eta)y_3 - (1+\eta)y_4 \\ -(1-\xi)x_1 + (1+\xi)x_2 + (1+\xi)x_3 + (1-\xi)x_4 & -(1-\xi)y_1 + (1+\xi)y_2 + (1+\xi)y_3 - (1-\xi)y_4 \end{bmatrix}$$

olur. Birleştirmek amacıyla;

$$J = \begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} \\ J_{21} & J_{22} \end{bmatrix} \quad (3.14b)$$

Şeklinde yazılabilir. Denk.3.13 ün tersi alındığında,

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial r} \\ \frac{\partial f}{\partial z} \end{Bmatrix} = J^{-1} \begin{Bmatrix} \frac{\partial f}{\partial \xi} \\ \frac{\partial f}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (3.14c)$$

yazılabilir. Burada,

$$J^{-1} = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} \\ -J_{21} & J_{11} \end{bmatrix} \quad (3.14d)$$

dır. Bu ifadeler eleman direngenlik matrisinin elde edilmesinde kullanılacaktır.

3.3.2 Eleman Direngelik Matrisi

Eksenel simetrik problem için zorlanma-yer değiştirme bağlantıları,

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{rz} \\ \varepsilon_\theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial r} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right) \\ \frac{u}{r} \end{Bmatrix} \quad (3.15)$$

şeklinde verilmiştir. Denk.3.14b de $f = u$ koyarak;

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial r} \\ \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} \\ -J_{21} & J_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial \xi} \\ \frac{\partial u}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (3.16a)$$

yazılabilir. Benzer şekilde;

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial w}{\partial r} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} \\ -J_{21} & J_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial w}{\partial \xi} \\ \frac{\partial w}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \quad (3.16b)$$

olur. Denk.3.8 ve 3.9a,b den,

$$\varepsilon = A \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial \xi} \\ \frac{\partial u}{\partial \eta} \\ \frac{\partial w}{\partial \xi} \\ \frac{\partial w}{\partial \eta} \\ \frac{u}{r} \end{Bmatrix} \quad (3.17)$$

elde edilir. Burada A şu şekilde verilmiştir:

$$A = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J_{21} & J_{11} & 0 \\ -J_{21} & J_{11} & J_{22} & -J_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \det J \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

Şimdi Denk 3.9b'deki interpolasyon denkleminde,

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial \xi} \\ \frac{\partial u}{\partial \eta} \\ \frac{\partial w}{\partial \xi} \\ \frac{\partial w}{\partial \eta} \\ \frac{u}{r} \end{Bmatrix} = G.q \quad (3.19)$$

Burada,

$$G = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} -(1-\eta) & 0 & (1-\eta) & 0 & (1+\eta) & 0 & (1-\eta) & 0 \\ -(1-\xi) & 0 & -(1+\xi) & 0 & (1+\xi) & 0 & (1-\xi) & 0 \\ 0 & -(1-\eta) & 0 & (1-\eta) & 0 & (1+\eta) & 0 & -(1+\eta) \\ 0 & -(1-\xi) & 0 & -(1+\xi) & 0 & (1+\xi) & 0 & (1-\xi) \\ 4\frac{N_1}{r} & 0 & 4\frac{N_2}{r} & 0 & 4\frac{N_3}{r} & 0 & 4\frac{N_4}{r} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Denk.3.10 ve 3.12'den;

$$\varepsilon = B.q \quad (3.21)$$

yazılabilir. Burada,

$$B=A. G \quad (3.22)$$

3.4 POTANSİYEL ENERJİ YAKLAŞIMI

Tanımlanan bölgede potansiyel enerji Π ,

$$\Pi = \sum_e \left[\frac{1}{2} \left(2\pi \int_e \epsilon^T D \epsilon r dA \right) - 2\pi \frac{1}{2} \int_e u^T f r dA - 2\pi \int_L u^T T r d\ell \right] - \sum_i u_i^T P_i \quad (3.23)$$

$$U_e = \frac{1}{2} q^r \left(2\pi \int_e B^T D B r dA \right) q \quad (3.24)$$

şeklinde yazılabilir. Parantez içerisindeki değer ise eleman dirençlik matrisidir.

$$k^e = 2\pi \int_e B^T D B r dA \quad (3.25)$$

3.5 EŞDEĞER GERİLMENİN BULUNMASI

$$U_{dist} = \frac{3}{4G} \tau_{oct}^2 \quad (3.26)$$

şeklinde ve burada;

$$\tau_{oct} = \frac{1}{3} \left[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 - 6(\tau_{r\theta}^2 + \tau_{\theta z}^2 + \tau_{zr}^2) \right]^{1/2} \quad (3.27)$$

$$U_{dist} = \frac{1}{6G} \sigma_y^2 = \frac{1}{6G} \sigma_e^2 \quad (3.28)$$

olur. Bu çalışmada ele alınan problemdeki aksel simetrik gerilme halinde gerilme bileşenleri $(\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z, \tau_{rz})$ olduğuna göre, Denk.3.27 ve 3.28'den;

$$U_{dist} = \frac{1}{12G} \left[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + 6\tau_{rz}^2 \right] \quad (3.29)$$

elde edilir.

Denk.3.28 ve 3.29 eşitlenirse eşdeğer gerilme;

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + 6\tau_{rz}^2 \right]^{1/2} \quad (3.30)$$

elde edilir.

BÖLÜM 4

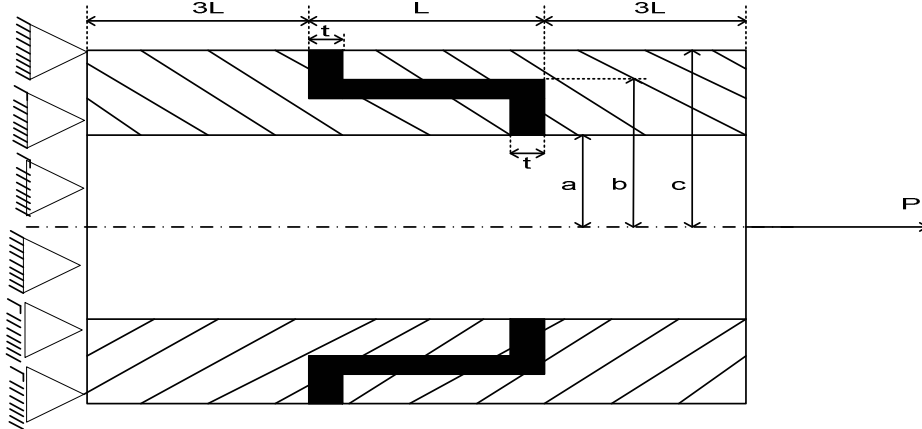
SONLU ELEMAN MODELİ

4.1 GİRİŞ

Bu bölümde problemin tanımı ve sonlu eleman modelinin kurulması üzerinde durulmuş, bağlantının geometrisi, malzeme özellikleri tanımlanmış, uygulanan kuvvetler ve sınır şartlar belirlenmiştir. Yapıştırıcı tabaka kalınlığının ortasından bindirme uzunluğu boyunca kayma gerilmesi τ_{rz} , radyal gerilmesi σ_r ve eş değer gerilme σ_e 'nin değişimleri grafikler halinde çizilmiştir.

4.2 PROBLEMİN TANIMI

Bu çalışmada tübüler iki yapıştırılanın bindirme tarzda birbirine yapıştırılması ile yapılan bağlantıya aksenal çekme yükü uygulanması halinde yapıştırıcı tabakasında doğan gerilmelerin dağılımı sonlu eleman metoduyla analiz edilmiştir. Gerilme dağılımı üzerinde, yapıştırıcı kalınlığının, iç içe geçme uzunluğunun, yapıştırılanların malzeme özelliklerin durumları incelenmiştir. Yapıştırma bağlantıda ana problem, yapıştırıcıda doğan gerilme dağılımının belirlenmesidir.



Şekil 4.1 Tübüler bindirme bağlantı görünüşü.

Ele alınan bağlantı Şekil 4.1’de verilmiştir. Problem aksenal çekmeye maruz tübüler bindirme bir bağlantıdır.

Bağlantı; geometrisi, malzeme ve yükleme bakımından aksenal simetriye sahip olduğundan aksenal simetrik bir problem olarak ele alınmıştır. Model olarak a 30mm, c 40mm olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı 1mm ve bindirme uzunluğu 20mm olarak alınmıştır. Bağlantının bir ucu sabit tutulup diğer ucundan z doğrultusunda P aksenal çekme kuvveti uygulanmıştır.

4.3 BAĞLANTI GEOMETRİSİ

Bağlantı boyutları a, b, c, t ve bindirme uzunluğu olmak üzere beş değişkene bağlıdır.

4.3.1 Birinci İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı t=1mm, t=2mm ve t=3mm olmak üzere değiştirilmiştir. Buna göre birinci incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(18, 19, 21)\text{mm}$$

$$c=(20, 21, 24)\text{mm}$$

$$d=(17,17, 18)\text{mm}$$

$$L=20\text{mm (Bindirme uzunluğu)}$$

4.3.2 İkinci İnceleme

Bindirme uzunluğunun bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Bindirme uzunluğu L=10mm, L=20mm ve L=30mm olmak üzere değiştirilmiştir. Buna göre ikinci incelemedeki boyutlar;

$$a=15 \text{ mm}$$

$$b=18 \text{ mm}$$

$$c= 20 \text{ mm}$$

$$d=17\text{mm}$$

$$t= 1 \text{ mm}$$

4.3.3 Üçüncü İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=1\text{mm}$, $t=2\text{mm}$ ve $t=3\text{mm}$ olmak üzere değiştirilmiştir. Buna göre üçüncü incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(18, 19, 21)\text{mm}$$

$$c=(20, 21, 24)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 18)\text{mm}$$

$$L=10\text{mm}$$

4.3.4 Dördüncü İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=1\text{mm}$, $t=2\text{mm}$ ve $t=3\text{mm}$ olmak üzere değiştirilmiştir. Buna göre dördüncü incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(18, 19, 21)\text{mm}$$

$$c=(20, 21, 24)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 18)\text{mm}$$

$$L=30\text{mm}$$

4.3.5 Beşinci İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=0$ mm olarak alınmıştır. Buna göre beşinci incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(18, 19, 21)\text{mm}$$

$$c=(20, 21, 24)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 18)\text{mm}$$

$$L=20\text{mm}$$

4.3.6 Altıncı İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=0$ mm olarak alınmıştır. Buna göre altıncı incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(18, 19, 21)\text{mm}$$

$$c=(20, 21, 24)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 18)\text{mm}$$

$$L=10\text{mm}$$

4.3.7 Yedinci İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=0$ mm olarak alınmıştır. Buna göre yedinci incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(18, 19, 21)\text{mm}$$

$$c=(20, 21, 24)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 18)\text{mm}$$

$$L=30\text{mm}$$

4.3.8 Sekizinci İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=0$ mm olarak alınmıştır. Buna göre sekizinci incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(18, 19, 21)\text{mm}$$

$$c=(20, 21, 24)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 18)\text{mm}$$

$$L=10\text{mm}$$

4.3.9 Dokuzuncu İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=0$ mm olarak alınmıştır. Buna göre dokuzuncu incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(18, 19, 21)\text{mm}$$

$$c=(20, 21, 24)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 18)\text{mm}$$

$$L=20\text{mm}$$

4.3.10 Onuncu İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=2$ mm olarak alınmıştır. Buna göre onuncu incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(19, 19, 19)\text{mm}$$

$$c=(21, 21, 21)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 17)\text{mm}$$

$$L=(10,20,30)\text{mm}$$

4.3.11 Onbirinci İnceleme

Yapıştırma kalınlığının bağlantıdaki gerilme dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu incelemede yapıştırılanlar ve yapıştırıcı izotropik malzeme olarak alınmıştır. Yapıştırıcı kalınlığı $t=3$ mm olarak alınmıştır. Buna göre onbirinci incelemedeki boyutlar;

$$a=(15, 15, 15)\text{mm}$$

$$b=(19, 19, 19)\text{mm}$$

$$c=(21, 21, 21)\text{mm},$$

$$d=(17, 17, 17)\text{mm}$$

$$L=(10,20,30)\text{mm}$$

Çizelge 4.1 Ele alınan problemdeki geometrik boyutlar.

Ölçüler (mm)	1.İnceleme			2.İnceleme			3.İnceleme			4.İnceleme			5.İnceleme			6.İnceleme		
a	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
b	18	19	21	18	18	18	18	19	21	18	19	21	18	19	21	18	19	21
c	20	21	24	20	20	20	20	21	24	20	21	24	20	21	24	20	21	24
d	17	17	18	17	17	17	17	17	18	17	17	18	17	17	18	17	17	18
t	1	2	3	1	1	1	1	2	3	1	2	3	0	0	0	0	0	0
L	20	20	20	10	20	30	10	10	10	30	30	30	20	20	20	10	10	10

	7.İnceleme			8.İnceleme			9.İnceleme			10.İnceleme			11.İnceleme		
a	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
b	18	19	21	18	19	21	18	19	21	19	19	19	21	21	21
c	20	21	24	20	21	24	20	21	24	21	21	21	24	24	24
d	17	17	18	17	17	18	17	17	18	17	17	17	18	18	18
t	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2	3	3	3
L	30	30	30	10	10	10	20	20	20	10	20	30	10	20	30

4.4 BAĞLANTIYA ETKİYEN KUVVET VE SINIR ŞARTI

Bağlantıda bir ucu her yönde sabit tutulup, diğer ucuna aksenal çekme kuvveti uygulanmıştır. Böylece probleme yaklaşılmıştır. İncelenen bütün durumlarda (+z) yönünde $\sigma = 1\text{MPa}$ 'lık bir gerilme uygulanmıştır.

4.5 MALZEME ÖZELLİKLERİ

Ele alınan bağlantıda yapıştırıcı ve yapıştırılanlar; bütün bağlantılar için izotropik ve belli elastik özelliklere sahip olarak düşünülmüştür.

4.5.1 Yapıştırıcı Malzeme Özellikleri

İncelemelerin tamamında tek cins yapıştırıcı kullanılmıştır. Yapıştırıcı için verilen malzeme mühendislik sabitleri $E=700$ MPa ve $\nu = 0.3$ 'tür.

4.5.2 Yapıştırılanların Malzeme Özellikleri

Yapıştırılanlar için izotropik malzeme sabitler, $E=70$ GPa ve $\nu = 0.3$ 'tür.

4.6 SONLU ELEMAN MODELİNİN KURULMASI











Sonlu eleman modeli kurulurken eksenel simetrik bir problem olmasından dolayı, problemin eksenel simetrik üst yarısı alınmıştır. Sonlu elemanlara bölümlenmede, alan değişkenleri olan gerilme bileşenlerinin hızlı değişmesi beklenen bölgeler yani yapıştırıcı bölgesine sık, daha az değişim göstermesi beklenen bölgelerde seyrek sonlu eleman ağı oluşturulmuştur. Yapıştırıcıya komşu bölgelerde eleman boyutlarının, yapıştırıcı kalınlığından daha küçük olması gerekmektedir. Sonlu eleman modeli kurulurken göz önüne alınan her bir inceleme bağımsız birer problem olarak düşünülerek modelleri kurulmuştur.

4.6.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Mesh Üretimi

Sonlu elemanlar yöntemi, çok çeşitli mühendislik problemine sonuç elde etmek için uygulanabilecek sayısal bir işlemdir. Kararlı rejimli, değişken rejimli, lineer, lineer olmayan durumlar için gerilim analizi (stress analysis), ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve elektromanyetizma problemlerinin analizleri sonlu elemanlar yöntemi ile yapılabilir. Modern sonlu elemanlar yönteminin izleri 1900'lu yılların başına kadar sürülebilir. Bu yıllarda bazı araştırmacılar sürekli elastik durumu eş boyutlardaki kesikli elastik parçalarla modellemişlerdir. Bununla birlikte, Courant sonlu elemanlar yöntemini ilk geliştiren kişi

olarak anılmıştır. Courant, 1940'lı yıllarda yayınladığı bir makalede, burulma problemlerini araştırmak için parçalı polinom interpolasyonunu üçgensel alt bölgeler (elemanlar) üzerinde kullanmıştır.

Courant'tan sonra sonlu elemanlar yöntemlerinin kullanıldığı diğer önemli adım Boeing'in 1950'lerde uçak kanatlarını modellemek için üçgen gerilim elemanları kullanmasıyla atılmıştır. 1960'larda araştırmacılar sonlu elemanlar yöntemini diğer mühendislik alanlarında kullanmaya başlamışlardır. Zienkiewicz ve Cheung 1967'de tamamen sonlu elemanları anlatan bir kitap yazmışlardır. Günümüzde bir çok alanda sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaktadır.

boyut	el. derece.	eleman şekli	eleman tipi
1D (eğri)	lineer		kiriş
	kuadratik		kiriş
	kübik		kiriş
2D (alan)	lineer		tabaka, kabuk
			
	Cubic		
3D (hacim)	lineer		
	kuadratik		

Çizelge 4.2 Mesh üretiminde kullanılan bazı elemanlar

İlk başlarda sonlu elemanlar yöntemini bütün işlemleri elle yapılmakta idi. Bu yüzden işlemler 10-100 eleman için yapılmakta idi. Fakat eleman sayısının azlığı sonuçların

hassasiyetini kısıtlamaktaydı. Bilgisayarların gelişmesi ile bu işlemler bilgisayara aktarıldı ve eleman sayıları arttırıldı. Bu gün problemlerde milyonlarca eleman kullanılmaktadır. Mesela sivil bir uçağın mesh'lenmesinde yaklaşık olarak 1.5 milyon düğüme karşılık 10 milyon eleman kullanılması normal bir durum sayılabilir.

Sonlu Elemanlar Yöntemi; sayısal bir yöntem olup, özellikle katı mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve titreşim gibi problemlerin bilgisayar yardımıyla çözümünde kullanılan çok gelişmiş bir tekniktir. Sonlu Elemanlar Yönteminde (Finite Elements Method (FEM)) modeller sonlu sayıda elemanlara bölünür. Bu elemanlar belli noktalardan birbirleriyle bağlanır, bu noktalara düğüm (node) denir.

Sonlu eleman analizinde sistemi tanımlayan bölge, "eleman" olarak adlandırılan basit geometrik şekillere parçalanır. Bu elemanların özellikleri, "düğüm" olarak adlandırılan özel noktalardaki bilinmeyen değerler cinsinden ifade edilir. Sınır koşullarını da içerecek şekilde, elemanların birleştirilmesi sonucu lineer veya lineer olmayan cebirsel denklem seti elde edilir. Bu denklemlerin çözümü sistemin yaklaşık davranışını verir. Çok sayıda düğüm bilinmeye sahip sistemin çözümünü kolaylaştırır.

Mesela katı modellerde her bir elemandaki yer değiştirmeler doğrudan düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerle ilişkilidir. Düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler ise elemanların gerilmeleriyle ilişkilidir. Sonlu Elemanlar Yöntemi bu düğümlerdeki yer değiştirmeleri çözmeye çalışır. Böylece gerilme yaklaşık olarak uygulanan yüke eşit bulunur. Bu düğüm noktaları mutlaka belli noktalardan hareketsiz bir şekilde sabitlenmelidir.

Mesh oluşturma işlemi düğüm noktalarının ve elemanların koordinatlarını oluşturur. Aynı zamanda kullanıcı tarafından girilen minimum bilgiye karşılık optimum sürede otomatik olarak düğüm noktalarını ve elemanları sıralar, numaralanmasını sağlar. Mesh üretme konusunda kullanıcının ayrıca üzerinde mesh üretilecek alanda, hangi bölgelerin eleman yoğunluğunun fazla olacağına hangi bölgelerin eleman yoğunluğunun daha az olacağına karar vermesi gerekebilir. Genellikle, önemli olduğu veya kendi içinde büyük gradyen (değişim)'e sahip olduğu bilinen veya tahmin edilebilen bölgelerde birim alana daha fazla eleman yerleştirilir.

Mesh oluşturmada modeller sonlu sayıda elemanlara bölünür. Bu elemanlar belli noktalardan birbirleriyle bağlanır, bu noktalara düğüm (node) denir. Mesela katı modellerde her bir elemandaki yer değiştirmeler doğrudan düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerle ilişkilidir. Düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler ise elemanların gerilmeleriyle ilişkilidir. Mesh oluşturarak bu düğümlerdeki yer değiştirmeleri çözmeye çalışır. Böylece gerilme yaklaşık olarak uygulanan yüke eşit bulunur. Bu düğüm noktaları mutlaka belli noktalardan hareketsiz bir şekilde sabitlenmelidir. Sonlu Elemanlar Yöntemi düğüm noktaları için tanımlanmış şartları, cebrik lineer denklemlere çevirir, önce bu denklemler çözülür ve bütün elemanlardaki gerçek gerilmeleri bulmaya çalışır. Sonuç olarak model ne kadar çok sayıda elemana bölünürse o elemente uygulanan yüke göre daha gerçekçi bir sonuç verir. (Mesh üretiminde kullanılan bazı elemanlar çizelge 4.2’de belirtilmiştir).

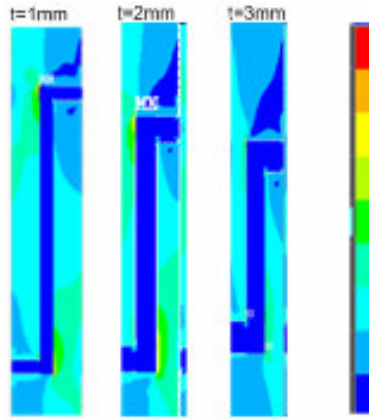
BÖLÜM 5

SONUÇLAR

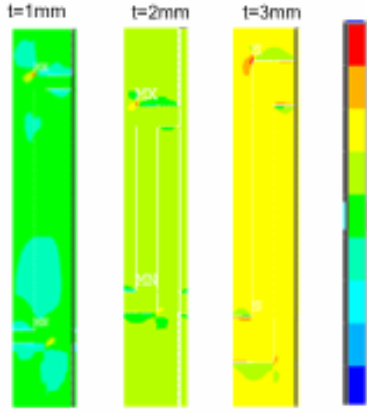
Yapıştırıcı bölgesindeki gerilme dağılımı, yapıştırıcı kalınlığının tam ortasından geçen eksen boyunca kritik gerilme bileşenleri kayma gerilmesi τ_{rz} , radyal gerilme σ_r ve eş değer gerilme σ_e nin değişimleri incelenmiştir. σ_r , σ_e ve τ_{rz} gerilme bileşenleri yatay ekseninde, bindirme uzunluğu yatay ekseninde verilerek gerilmelerin değişimleri grafikler halinde gösterilmiştir. (Şekil 5.10,...,5.21)

Düşey ekseninde gösterilen gerilme bileşenleri, gerilmelerin ilgili olduğu bağlantıdaki ortalama kayma gerilmesi $\tau_m = PG / E\pi(\pi a^2 + \pi c^2) + 2\pi r_m lG$ 'e bölünerek boyutsuz hale getirilmiştir. Yatay ekseninde ise anlatım kolaylığını sağlamak amacıyla bazı grafiklerde boyutsuz hale getirilmiştir.

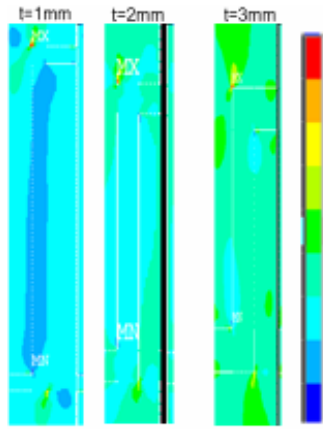
Şekil 5.13,...,5.15 de üç ayrı bindirme uzunluğu olan L=10,20 ve 30 mm için gerilmelerin değişimleri grafiklerle ifade edilmiştir. Bu grafiklerde yatay eksenin başlangıcının (0); bindirme eksenin başlangıcını gösterdiği anlaşılmalıdır.



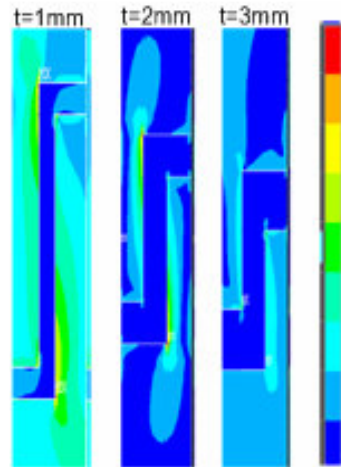
Şekil 5.1 Yapıştırıcı bölgesinde σ_e 'nin ANSYS çözümü. (L=20mm)



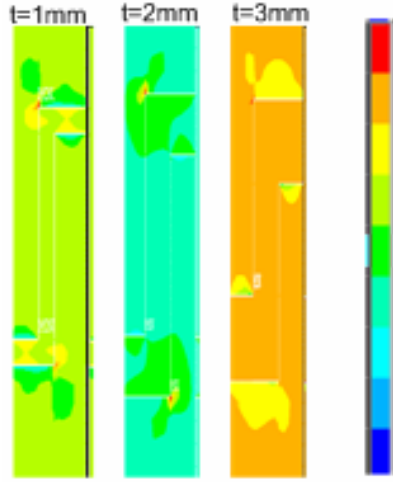
Şekil 5.2 Yapıştırıcı bölgesinde σ_r 'nin ANSYS çözümü. (L=20mm)



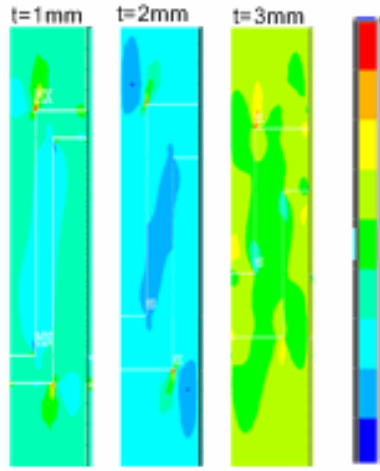
Şekil 5.3 Yapıştırıcı bölgesinde τ_{rz} 'nin ANSYS çözümü. (L=20mm)



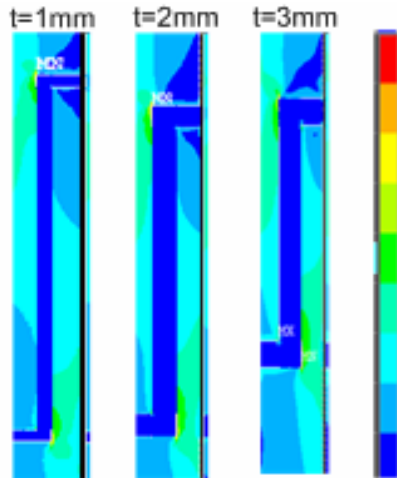
Şekil 5.4 Yapıştırıcı bölgesinde σ_e 'nin ANSYS çözümü. (L=10mm)



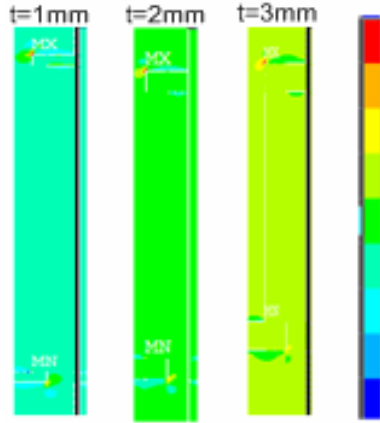
Şekil 5.5 Yapıştırıcı bölgesinde σ_r 'nin ANSYS çözümü. ($L=10\text{mm}$)



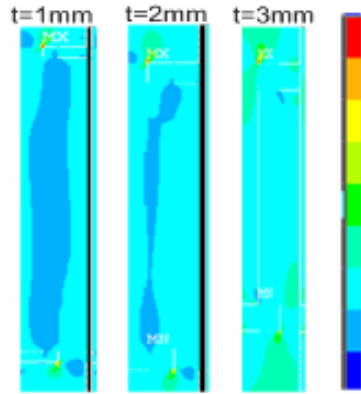
Şekil 5.6 Yapıştırıcı bölgesinde τ_{rz} 'nin ANSYS çözümü. ($L=10\text{mm}$)



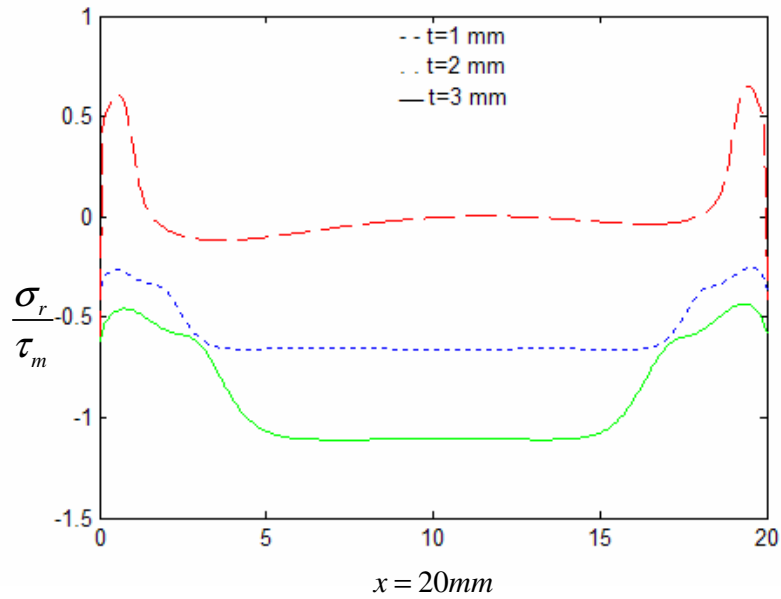
Şekil 5.7 Yapıştırıcı bölgesinde σ_z 'nin ANSYS çözümü. ($L=30\text{mm}$)



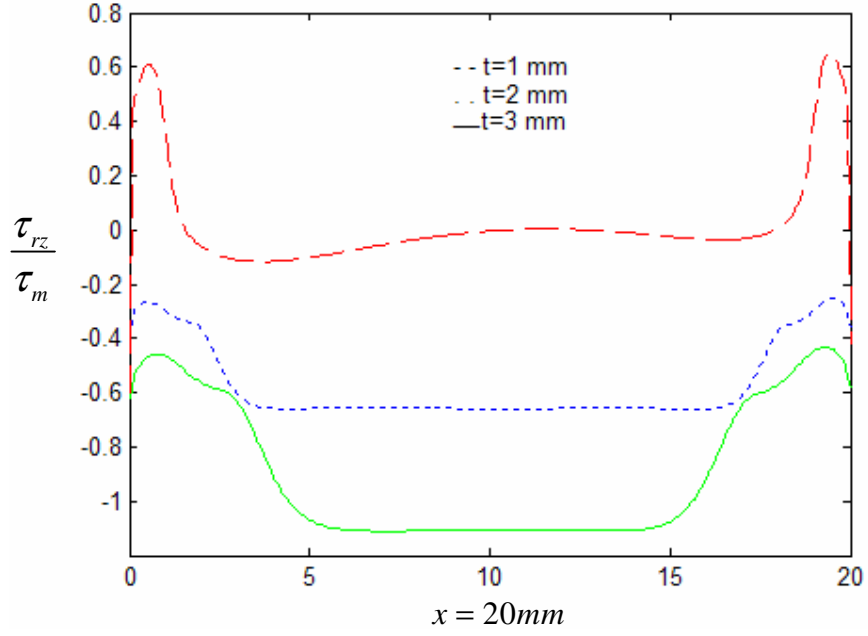
Şekil 5.8 Yapıştırıcı bölgesinde σ_r 'nin ANSYS çözümü. (L=30mm)



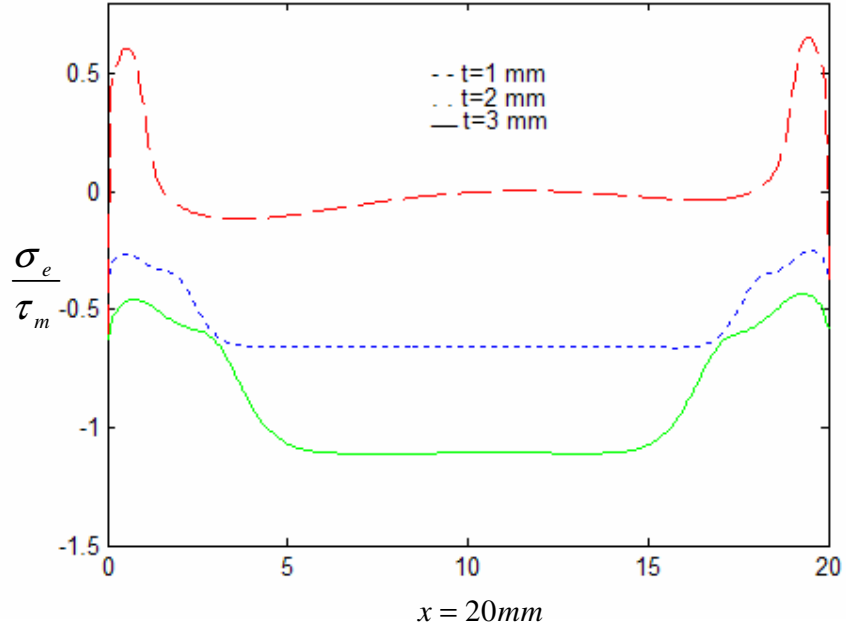
Şekil 5.9 Yapıştırıcı bölgesinde τ_{rz} 'nin ANSYS çözümü. (L=30mm)



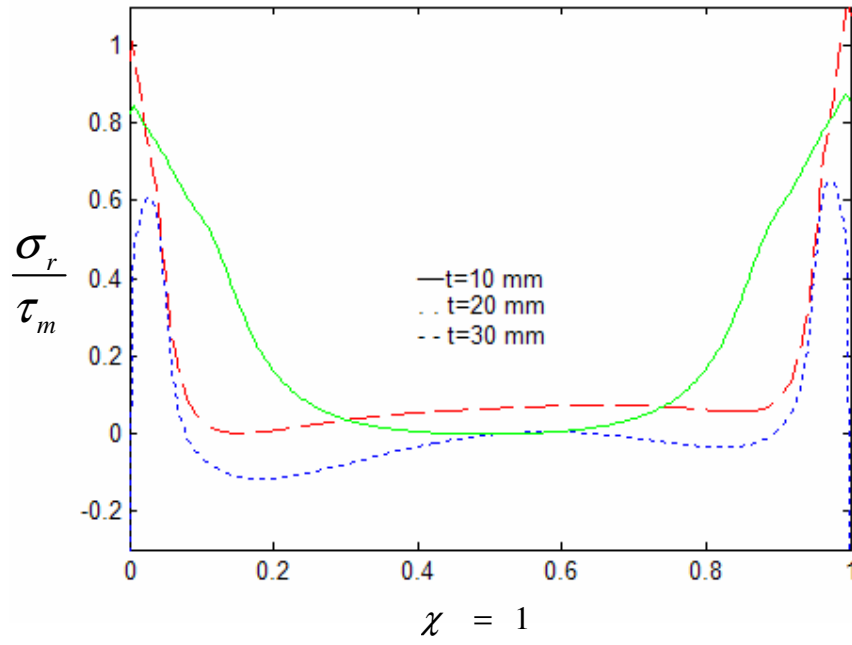
Şekil 5.10 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantı bölgesinde radyal gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi (L=20mm).



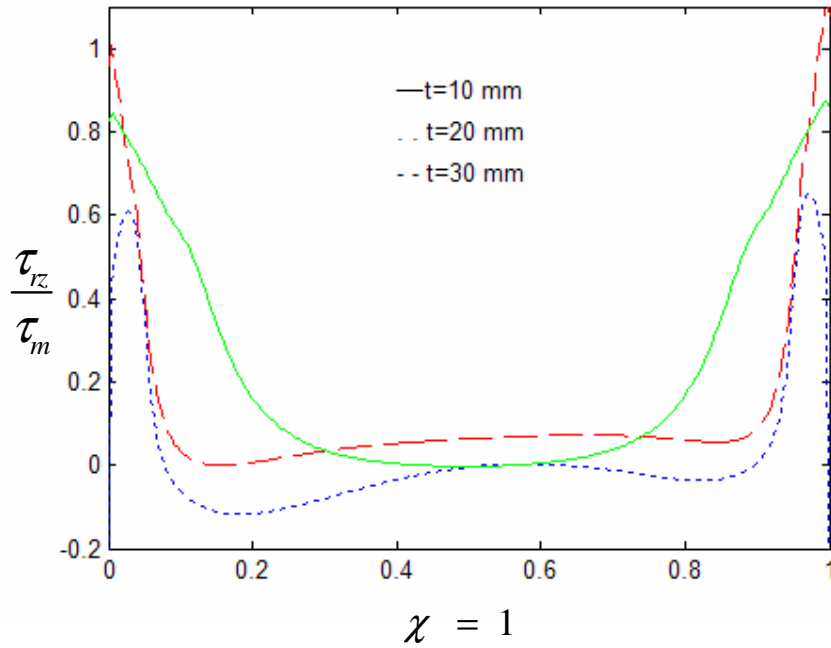
Şekil 5.11 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantı yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($L = 20\text{mm}$).



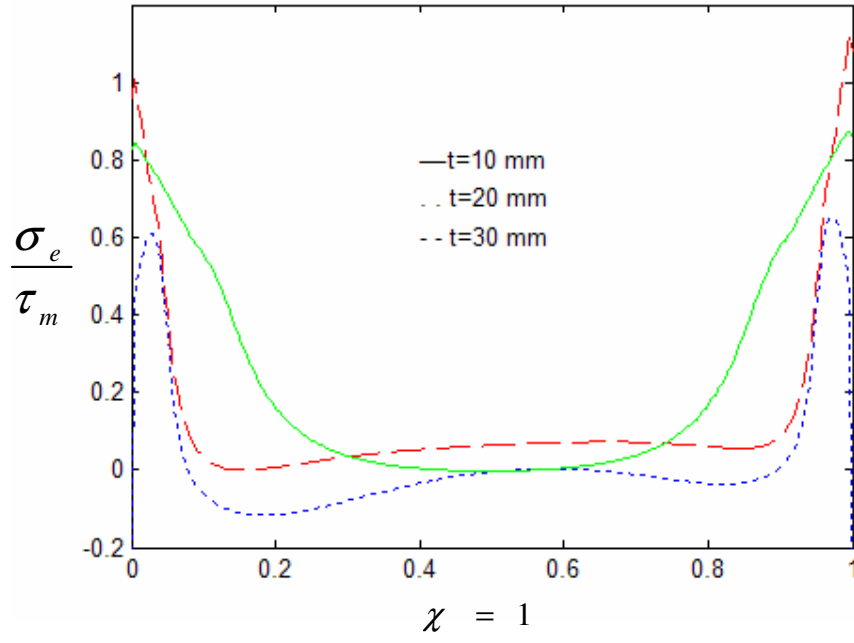
Şekil 5.12 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($L=20\text{mm}$).



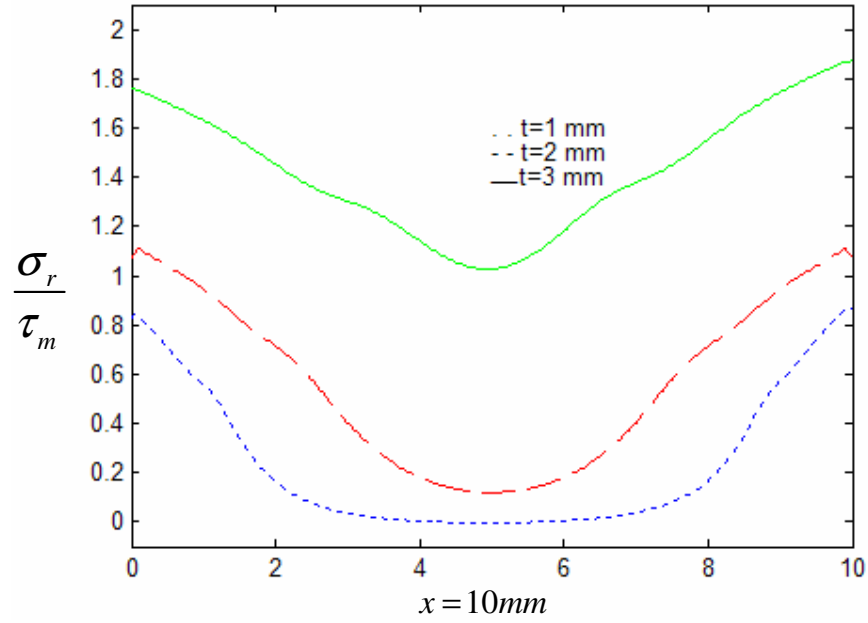
Şekil 5.13 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde bindirme uzunluğunun radyal gerilme üzerinde etkisi ($t=1$ mm).



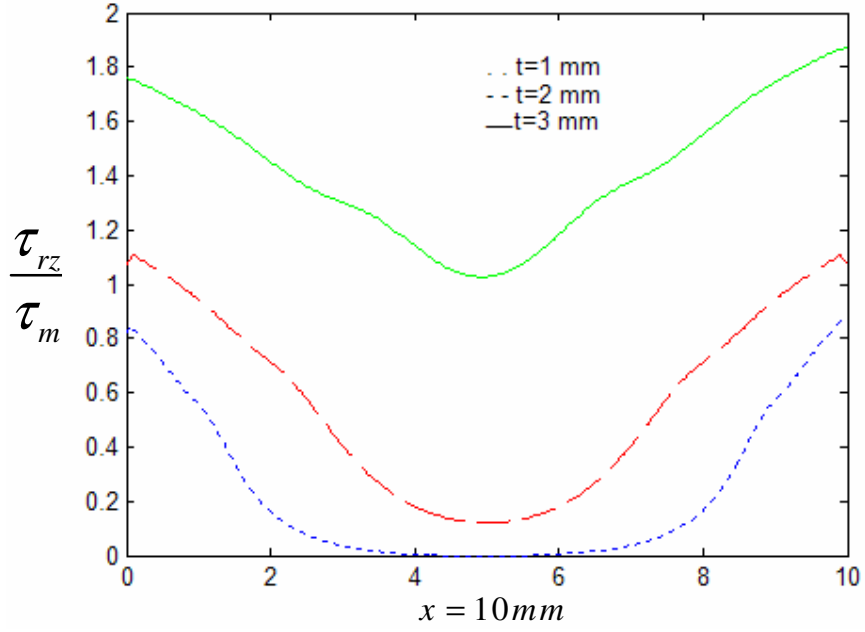
Şekil 5.14 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde bindirme uzunluğunun kayma gerilmesi üzerinde etkisi ($t=1$ mm).



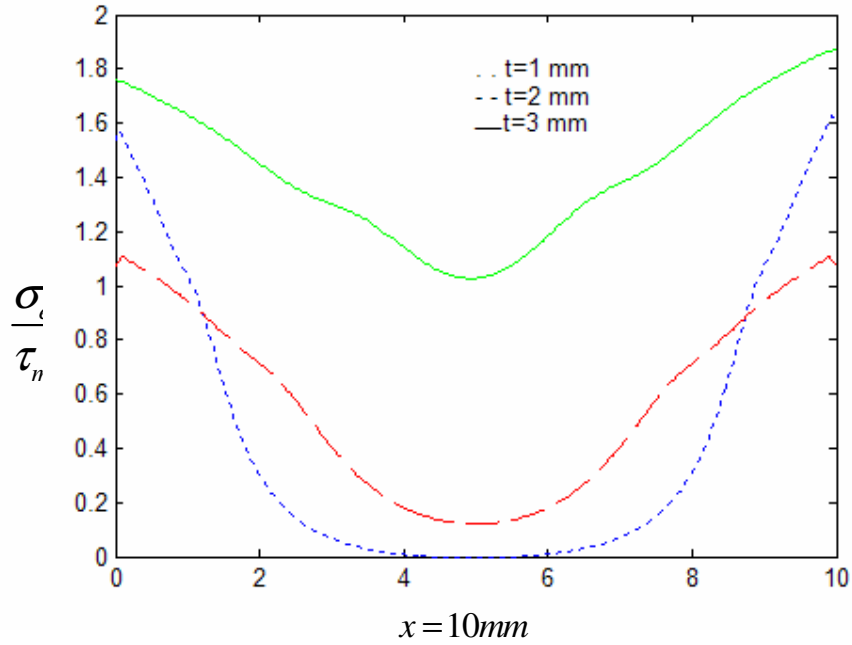
Şekil 5.15 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde bindirme uzunluğunun eş değer gerilme üzerindeki etkisi ($t=1\text{mm}$).



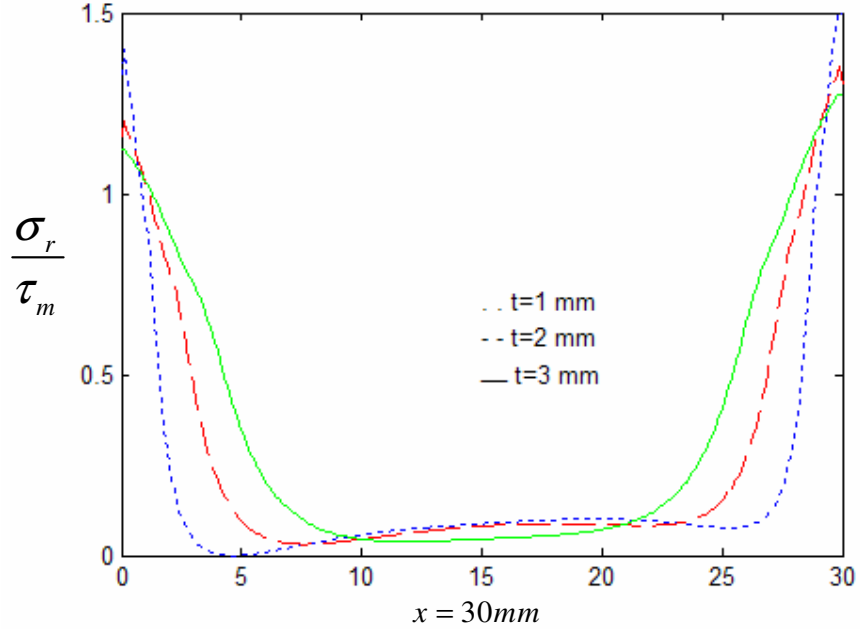
Şekil 5.16 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilme üzerindeki yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($L=10\text{mm}$).



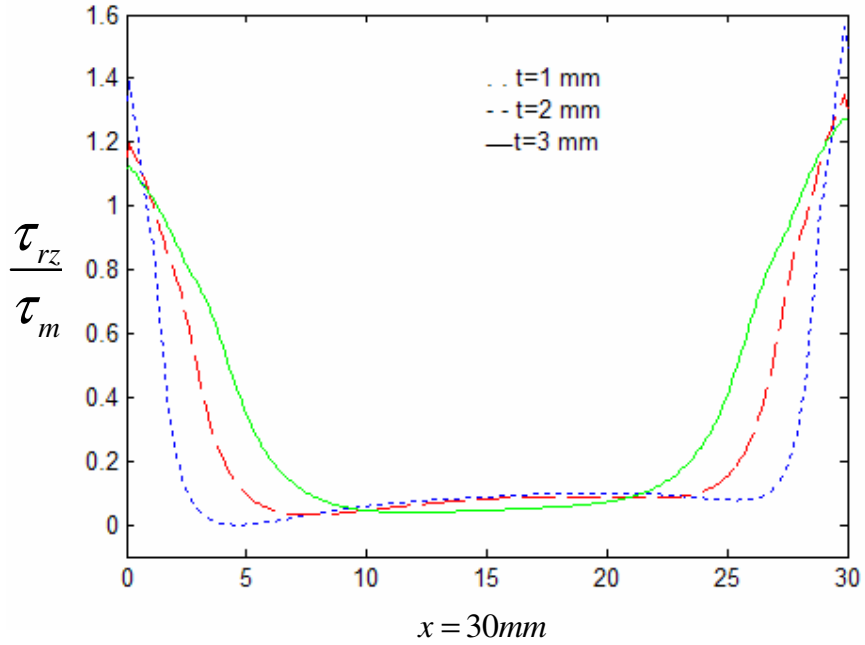
Şekil 5.17 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($L=10$ mm).



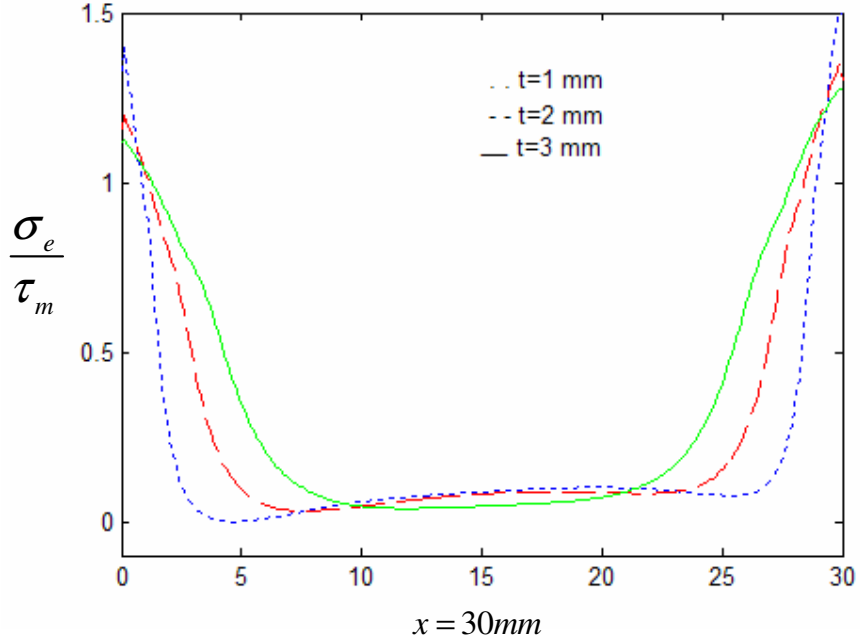
Şekil 5.18 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($L=10$ mm).



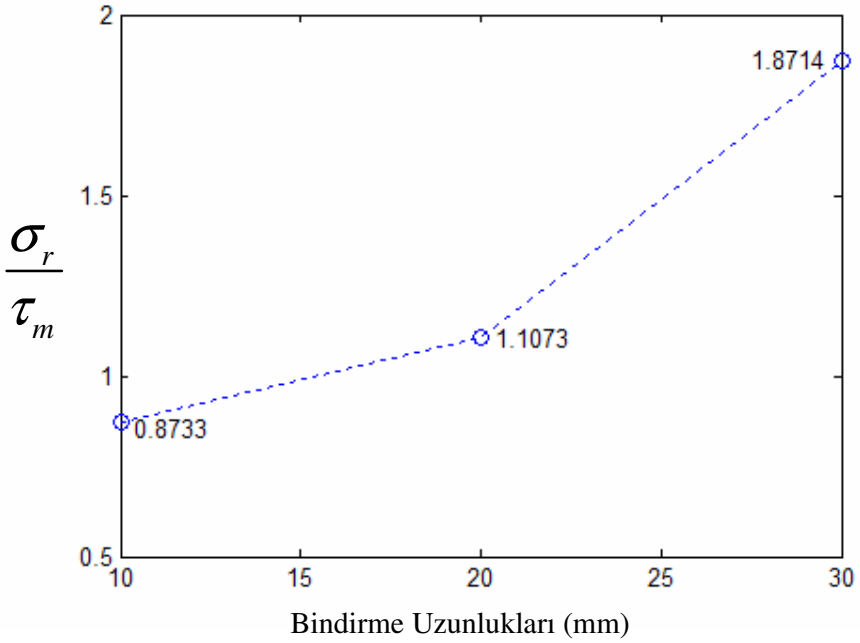
Şekil 5.19 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($L=30$ mm).



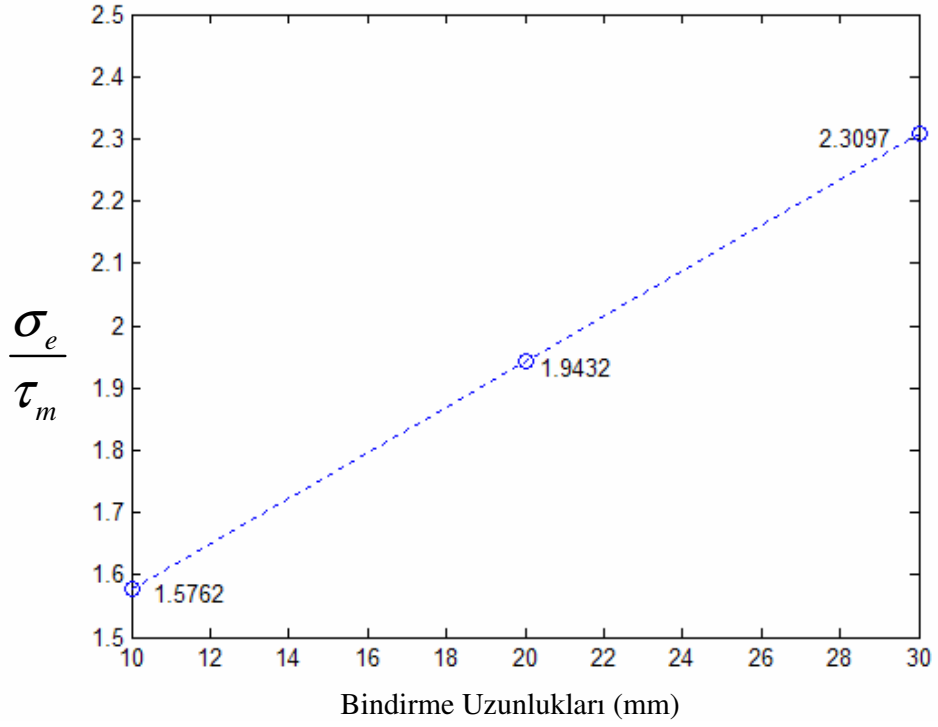
Şekil 5.20 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($L=30$ mm).



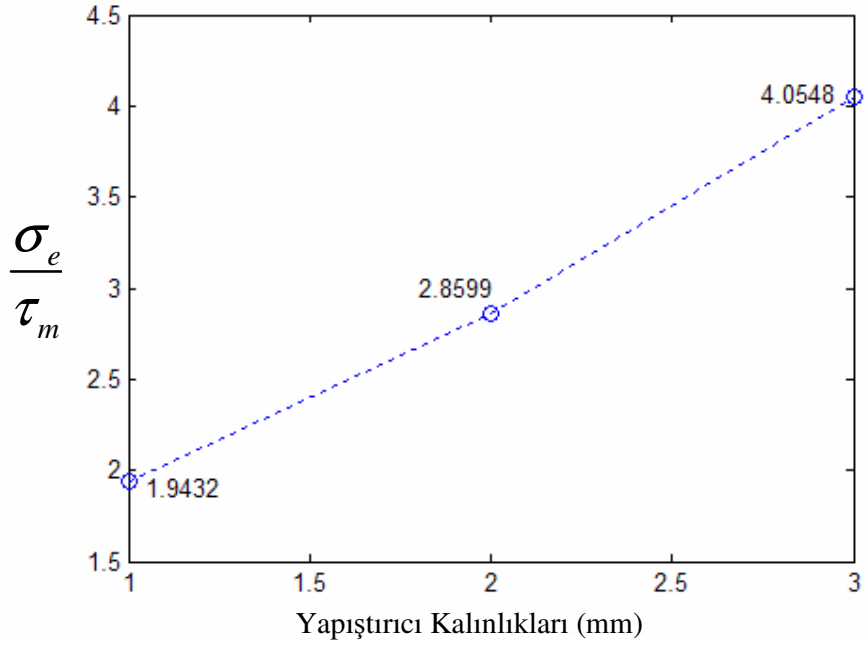
Şekil 5.21 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi (L=30mm).



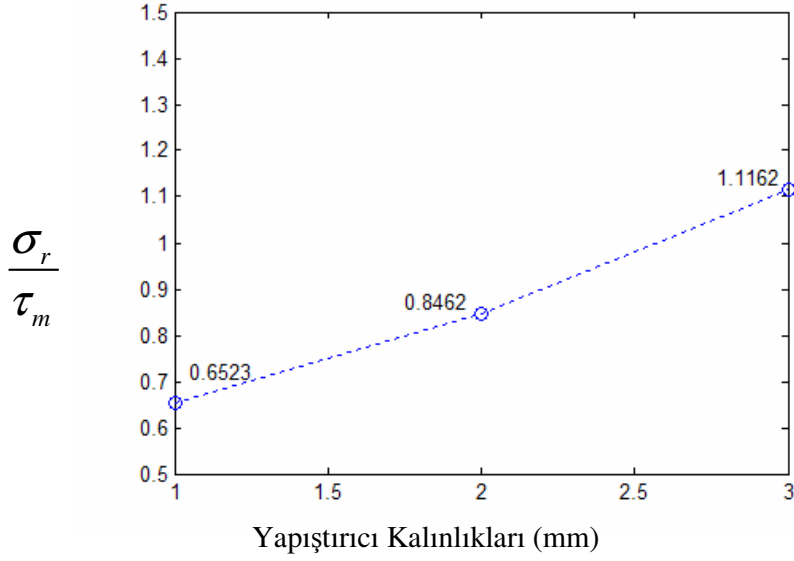
Şekil 5.22 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu durumda bindirme uzunluklarına göre σ_r 'nin maksimum değerleri.



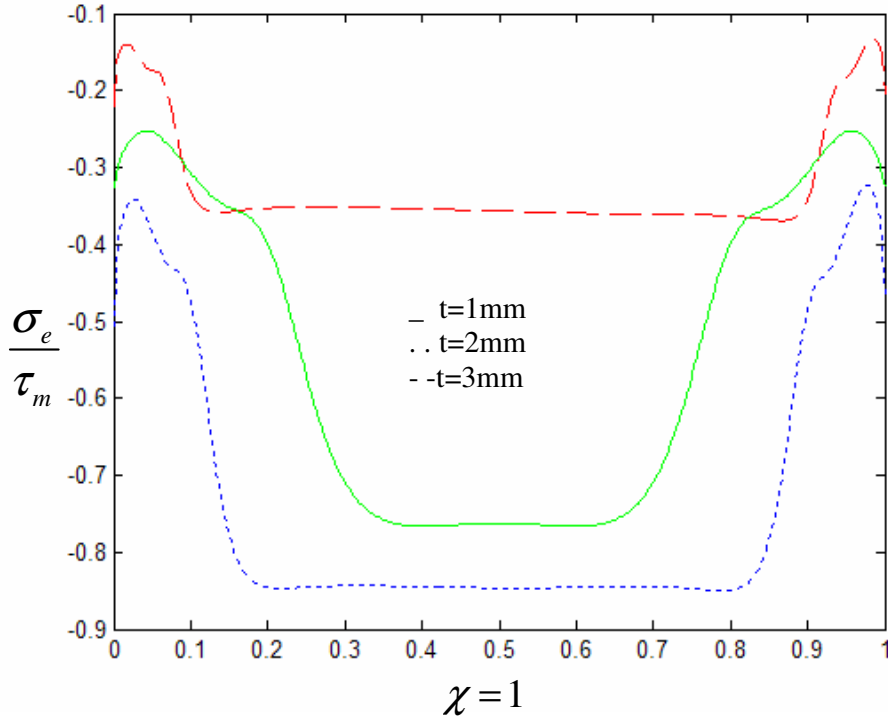
Şekil 5.23 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu durumda bindirme uzunluklarına göre σ_e 'nin maksimum değerleri.



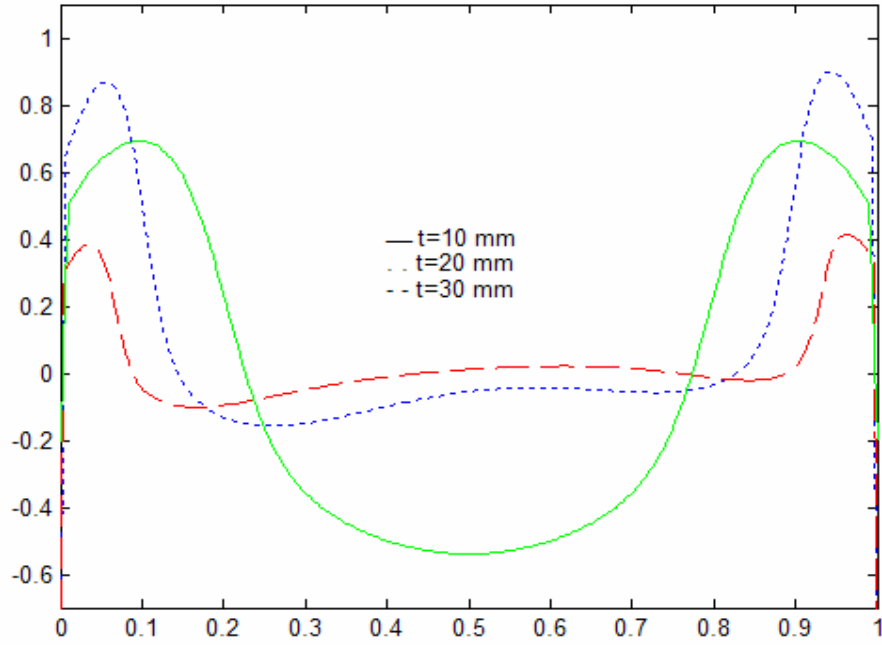
Şekil 5.24 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu durumda yapıştırıcı kalınlıklarına göre σ_e 'nin maksimum değerleri.



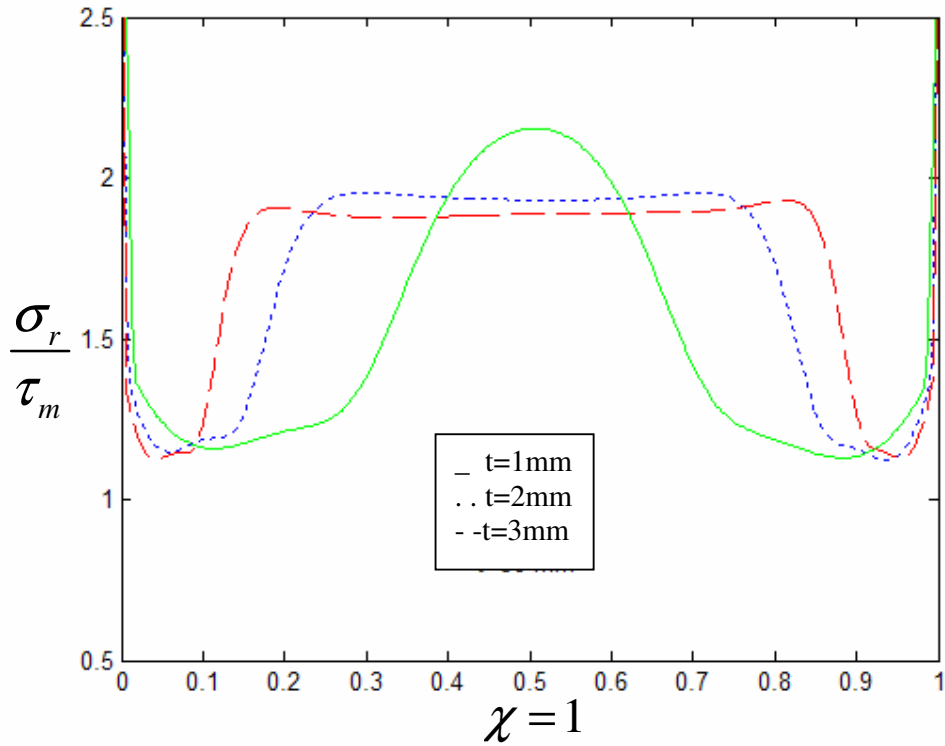
Şekil 5.25 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu durumda yapıştırıcı kalınlıklarına göre σ_r 'nin maksimum değerleri.



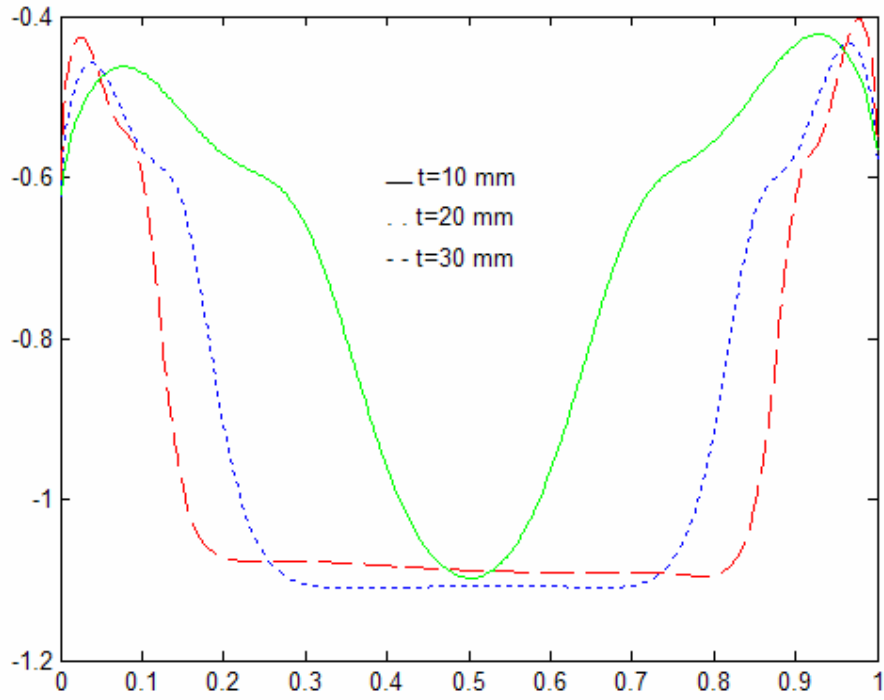
Şekil 5.26 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi (L=20mm).



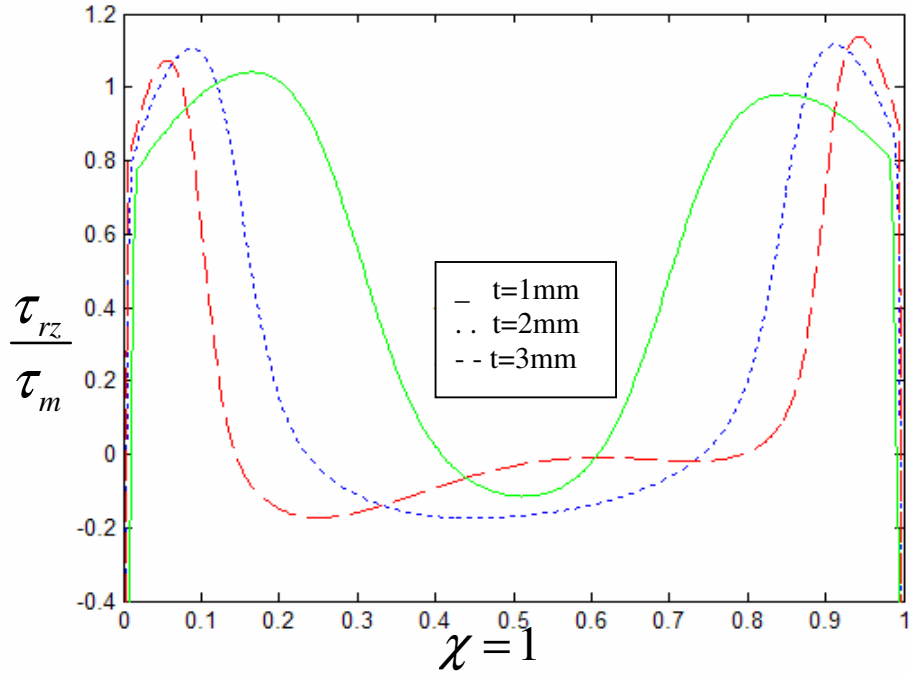
Şekil 5.27 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi (L=20mm)



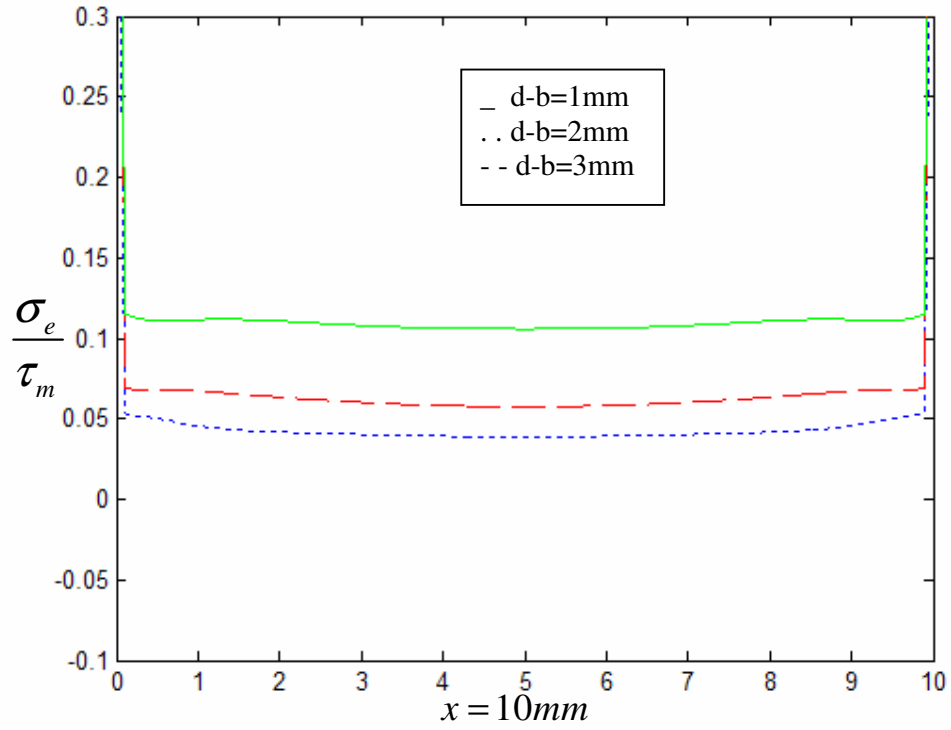
Şekil 5.28 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi (L=20mm)



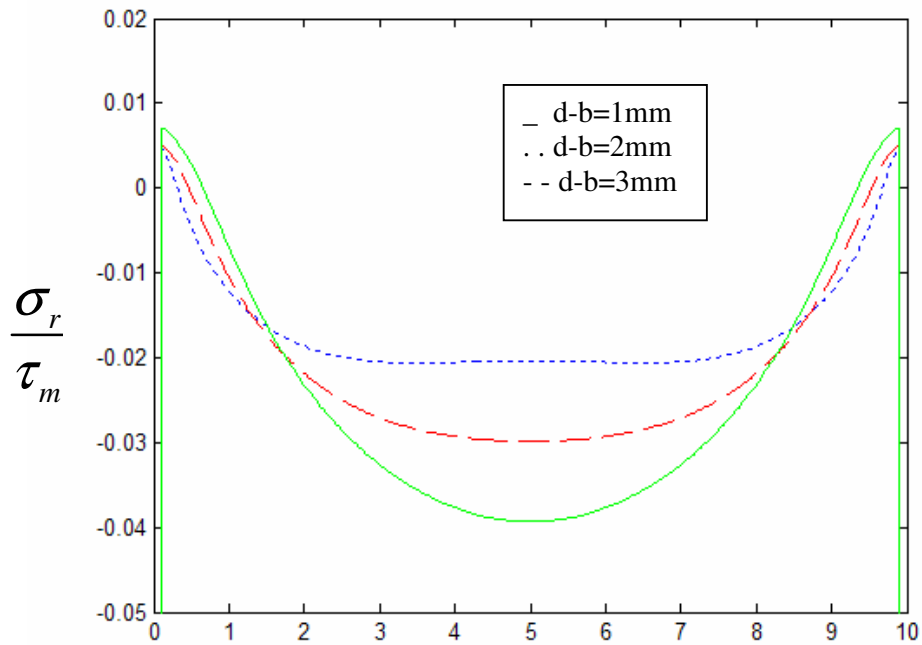
Şekil 5.29 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilme üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi (L=10mm)



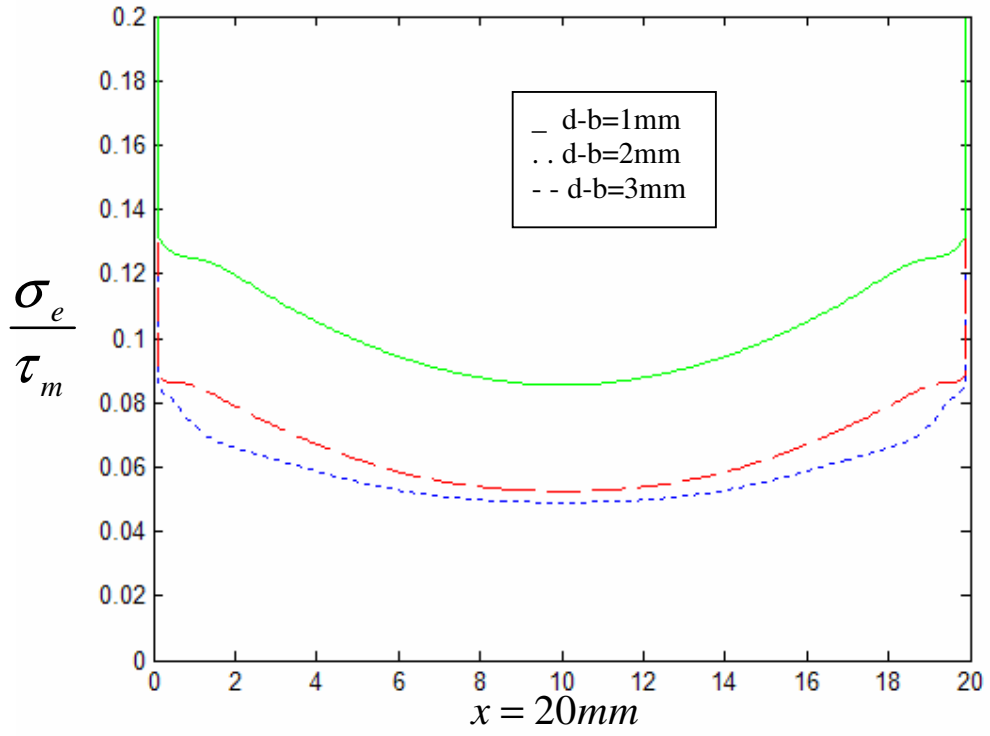
Şekil 5.30 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde kayma gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi (L=10mm)



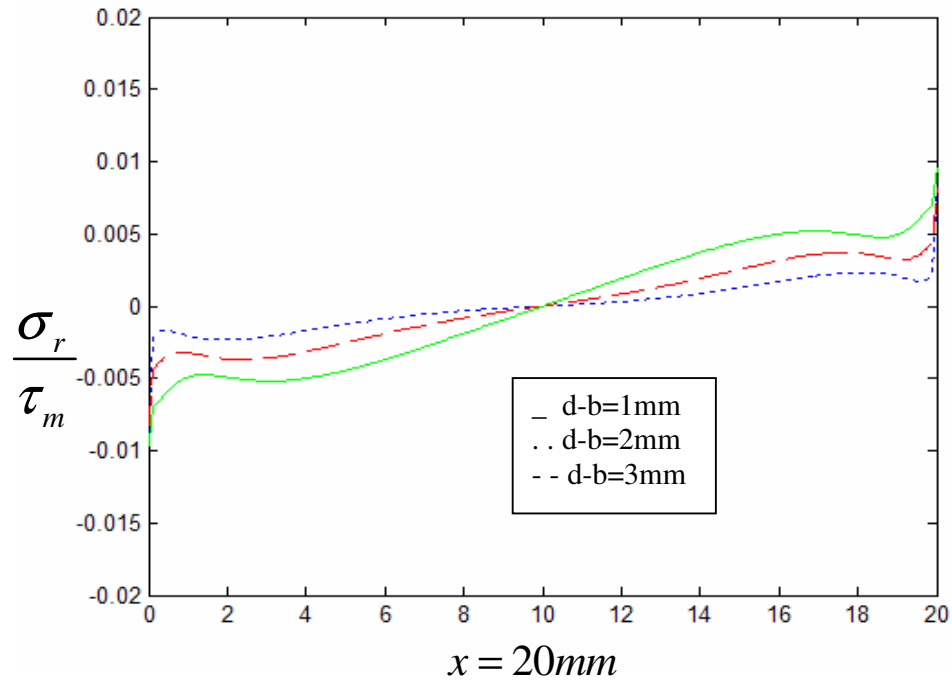
Şekil 5.31 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($t=0, L=10mm$)



Şekil 5.32 Yapıştırılan malzemelerin $x=10mm$ yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($t=0, L=10mm$)



Şekil 5.33 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde eş değer gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($t=0, L=20mm$)



Şekil 5.34 Yapıştırılan malzemelerin ve yapıştırıcının izotropik olduğu bağlantıda yapıştırıcı bölgesinde radyal gerilmesi üzerinde yapıştırıcı kalınlığının etkisi ($t=0, L=10mm$)

Yapıştırıcı tabakasında τ_{rz} kayma gerilmesi $L=20\text{mm}$ için bindirme uçlarına yakın bölgede maksimum değerlerini almakla birlikte büyük bir değişim göstermemektedir. Uç kısımlarda kayma gerilmesini değeri sıfır olmaktadır. Shi ve Cheng in analitik çözümü, çalışmada belirtildiği gibi yaklaşık bir çözümdür. Bağlantı izotropik olarak uçlarda kayma gerilmesi konsantrasyonu artmaktadır (Şekil 5.14). Yapıştırıcı kalınlığı azaldıkça kayma gerilmesi azalmakta uçlarda ise artmaktadır (Şekil 5.10).

Ayrıca radyal gerilme konsantrasyonu artmaktadır. Bindirme uzunluğu arttıkça gerilme konsantrasyonu artmakta, uç bölgelerde maksimum konsantrasyon meydana gelmektedir. Eş değer gerilme σ_e de, kayma gerilmeleri, τ_{rz} ve σ_r ye benzer bir dağılım göstermektedir. Bindirme uçlarında maksimum olmaktadır. Bindirme uzunluğu arttıkça gerilme konsantrasyonu artmaktadır. Yapıştırıcı kalınlığı arttıkça gerilme konsantrasyonu düşmektedir.

Yukarıda ayrıca ANSYS programından alınan gerilme grafikleri Şekil5.1... Şekil5.9'da verilmiştir. Mavi kısımlar gerilme değerinin daha az olduğu bölge olup, kırmızı kısımlar ise gerilmelerin maksimum olduğu kısımları vermektedir. Burada çekme yüküne maruz bıraktığımız kısımdaki parçanın uç kısımlarında gerilme değerinin maksimum değeri aldığı görülmektedir.

BÖLÜM 6

ÖNERİLER

Çalışmada genel olarak yapıştırma bağlantıda gerilme analizine sonlu eleman problemi olarak nasıl yaklaşılması gerektiğine değinilmiş ve somut bir yapıştırma problemi analiz edilmiştir.

Yapıştırma bağlantı problemi özellikle ülkemiz için yeni bir konu olduğu göz önünde tutularak konuyla ilgili kavramsal alt yapının ve terminolojinin oluşmasına katkı düşüncesiyle bağlantının bazı temel kavramlarının Türkçe karşılıklarına ve tanımlarına da yer verilmiştir. Tezin anlaşılması amacıyla yapıştırıcı bağlantılarda kısa bilgiler verilmiştir. Gerilme dağılımları çeşitli yapıştırma bağlantı durumları için sonlu eleman yöntemiyle analiz edilmiştir. Gerilme dağılımı üzerinde göz önüne alınan parametrelerin etkileri grafiklerde gösterilmiştir.

Literatürde yapıştırma bağlantılar üzerinde çok sayıda araştırma yapıldığı ve giderek bu araştırmaların sayısının artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Ancak tübüler bindirme bağlantılar ile ilgili çalışmaya açık literatürde çok az rastlanmamıştır. Daha çok iç içe bağlantılar ile ilgili dökümanlar bulunmuştur.

Yapılan çalışmada bindirme uzunluğunun ucuna yakın bölgelerde gerilme bileşenlerini tamamı maksimum değeri almaktadır. Grafiklerde de görüldüğü üzere kayma gerilmesi τ_{rz} denge şartı nedeniyle uç noktalarda sıfır değerini almaktadır. Burada sonlu eleman metodundan tutarlı bir sonuç alınabilmesi için yapıştırıcı kalınlığından çok daha küçük boyutlarda sonlu elemanlar kullanmak zorunludur.

Bağlantıda kritik bölge olan yapıştırıcı bölgesindeki σ_r radyal gerilme izotropik yapıştırıcı bağlantıda, bindirme uzunluğu büyüdükçe uçlarda görülen konsantrasyonun arttığı

görülmektedir. (Şekil5.22 ve Şekil5.23). Yapıştırıcı kalınlığı arttıkça σ_r 'nin maksimum değerlerinin azaldığı gözlenmektedir.

Tasarımda karşılaştırma gerilmesi olan σ_e de benzer bir değişim göstermektedir. Çünkü σ_e , τ_{rz} , σ_r ve σ_z bileşenleri ile birlikte denklem (3.27) kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu nedenle eş değer gerilme de büyük bindirme uzunluklarında daha büyük konsantrasyonlarda, yapıştırıcı tabaka kalınlığı arttıkça daha küçük konsantrasyonlarda meydana gelmektedir.

Yapısal yapıştırıcıların mekanik özelliklerinin (çekme ve kayma modülleri, Poisson oranı, akma ve çekme dayanımı vb.) doğru olarak belirlenmesi, yapıştırma bağlantısının tasarımında materyal seçimi, hasar kriterlerini belirleme, yüklü bağlantıdaki gerilme dağılımlarını hesaplayabilme ve kalite kontrol gibi parametrelerden dolayı oldukça önemlidir.

Bu çalışmada yapıştırıcı ve yapıştırılanlar izotropik malzeme olarak alınıp, gerilme analizleri yapılmıştır. Bu türdeki yapıştırıcı bağlantılar, hafiflik ve maliyet açısından ihtiyaç haline gelmesi nedeniyle çalışmanın sürekli devam edeceği bir konudur. Özellikle yapıştırıcı kalınlığının belirlenmesi için birçok çalışmalar yapılmalıdır. Yapıştırıcı kalınlığının az ya da gereğinden çok olması, gerilmenin yapıştırıcı bölgesinde artmasına ve dayanıklılığının azalmasına yol açmaktadır. Bu nedenle daha büyük yapıştırıcı kalınlıklarında da analizler yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- Adams, R. D. and Peppiatt A.** (1977) *Stress Analysis of Adhesive Bonded Joint Designe Analysis.*, J Adhesion, Vol 9, pp 1-8
- Adams, R. D. and Peppiatt N. A.** (1997) *Stress Analysis of Adhesive Bonded Tubular Lap Joints*, J.Adhesion,1997, Vol.9.pp.1-18, Gordon and Breach science Publishers Ltd.
- Aydemir, A.** (1995) *Yapıştırıcı Bağlı Silindirik Bindirme Bağlantıda Gerilme Analizi* Yüksek Lisans Tezi.
- Bigwood, D. A. and Crocombe** (1990) *Non Lineer Adhesive Bonded Joint Design Analysis*, Int.J.Adhesion and Adhesives, Vol. 10, No.1.
- Chang, F. V.** (1990) *Interlaminar Stresses of Laminated Composite Joints with Double Cover Plates*. Int. J. Solids Structures, Vol. 26, No.2, pp. 16-174, 1990
- Chang, D. J. and Muki, R.** (1994) *Stress Distrubition in Lap Joint Under Tension-Shear*. Int. Solids Structures, Vol. 10, pp. 503-517.
- Chen, D. and Cheng, S.** (1990) *Stress Distribution in Plane Scarf and Butt Joints*. Applied J. Mechanics, Vol. 57.
- Chen, D.** (1992) *Torsional Stress in Tubular Lap Joints*. J. Solids Structures, Vol.29, No. 7
- Chen, D. and Cheng, S.** (1991) *Torsional Stress in Tubular Lap Joints*,University of Wisconsin.
- Cheng, S. Chen, D. and Shi, Y.** (1991) *Analysis of Adhesive Bonded Joints with Nonidentical Adherends*, Journal of Engineering Mechanics, Vol 117, No.3.
- Choi, J. H. and Lee, D. G.** (1994) *The torque Transmission Capabilities of the Adhesively- Bonded Tubular Single Lap Joint and the Double Lap Joint*, Korea Advanced Institute of Science and Technology
- Clark, J. D. and Megregor, I. J.** (1993) *Ultimate Tensile Stress over azone: A New Failure Criter,on for Adhesive Joints* J. Adhesion, Vol. 42, pp. 227-245.
- Erdoğan, F. and Ratwani, M.** (1971) *Stresses Distribution in Bonded Joints*. J. Compos. Materials, Vol. 5, pp. 378.
- Günay, D. and Aydemir, A.** (1997) *Torsional Stress in the Adhesive-Bonded Tubular Lap Joint*, XIII Polish Conference on Computer Methods in Mechanics.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Graves, R. S. and Adams, D. F.** (1980) *Analysis of a bonded Joint in a Composite Tube Subjected to Torsion*, Composite Materials Research Group University of Wyoming.
- Jen, M. and Hsu, J. M.** (1991) *Residual Stresses in Symmetric Double Lap and Double St Joints*. Int. J. Solids Structures, Vol. 28, No.4, pp. 449-469
- Kim, H. and Kedward, K.** (2001) *Stress Analysis of in plane, shear-loaded, adhesively bonded composite joints and assemblies* Office of Aviation Research Washington
- Kinloch, A. J.** (1987) *Adhesion and Adhesive Science and Technology*. Chapman and Hall
- Mori, K. and Sugibayashi, T.** (1992) *Deformation and Strength of Stepped-Lap Joints with Bonded Adhesive Resin*. J.Strain Analysis, Vol. 27, No.3, pp. 171-175.
- Nakano, Y, and Sawa, T.** (1992) *Two Dimesional Thermal Stress Analysis of Butt Adhesive Joints*. JSME International Journal, Vol.35, No.2.
- Post, D. Han, B. Parks and Gerstle F. P.** (1994) *Thermal Stresses in a Bimetarial Joint An Experimental Analysis*. ASME J. Applied Mechanics, Vol. 61.
- Roy, S. and Reddy, N.** (1988) *Finite - -Element Models of Viscoelasticity and Difusion in Adhesively Bonded Joints* Int. J. For Numerical Methods in Engineering, Vol.26, pp.2531-256.
- Rosettos, J. N. and Zang, E.** (1993) *On the Peak Shear Stresses in Adhesive Joints With Voids*. J.Applied Mechanics, Vol.60,pp. 559-560.
- Standen, A.** (1963) *Kirk -Othmer Encyclopedia of Chemical Technology*. Vol. 1, pp.371- 405, John Wiley&Sons, Inc.
- Shi, Y. P. and Cheng** (1993) *Analysis of Adhesive-Bonded Cylindirical Lap Joints Sub jected to the Axial Load* J.Engineering Mechanics, Vol.119, No. 3, pp.584-602.
- Wooley, G. R. and Carver, D. R.** (1971) *Stress Concentration factor for Bonded Lap Joints*. J Aircraft, Vol8, No.10.
- Yang, C. Haung, H. Tomblinn, J. S. and Sun, W,** (2003) *Elastic-Plastic Model of Adhesive bonded single-lap Composite Joints*, Wichita State University.
- Yüceoğlu, U. and Updike, D.** (1980) *Stress Analysis of Bonded Plates and Joints*. ASCE J.Engineering Mechanics, Vol. 106, No. EM1, pp. 37-56.

ÖZGEÇMİŞ

Tuğçe Yayla YAZICI 1979'da Zonguldak'ta doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. 1998 yılında SAÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne girdi; 2002'de mezun olduktan sonra; 2003 yılında ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı, çalışma hayatına OTOKAR A.Ş.'de Proje Mühendisi olarak devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres: Yenigün Mah.Yavaş Sok.No:6
SAKARYA

Tel:

Faks:

E-posta: