

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ TABAKALI
KOMPOZİT ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ**

**Hazırlayan
Yusuf Erhan ARSLAN**

**Danışman
Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK**

Yüksek Lisans Tezi

**Ağustos 2017
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ TABAKALI
KOMPOZİT ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

**Hazırlayan
Yusuf Erhan ARSLAN**

**Danışman
Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK**

**Bu çalışma; Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi
Tarafından FYL-2017-7143 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Ağustos 2017
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve kaynak gösterdiğimi belirtirim.

Yusuf Erhan ARSLAN



YÖNERGEYE UYGUNLUK

“Yapıştırıcı ile Birleştirilmiş Tabakalı Kompozit Çubukların Burkulma Analizi”
adlı Yüksek Lisans, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma
Yönergesi’ne uygun olarak hazırlanmıştır.



Hazırlayan

Yusuf Erhan ARSLAN



Danışman

Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK



Makine Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK danışmanlığında **Yusuf Erhan ARSLAN** tarafından hazırlanan “**Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tabakalı kompozit çubukların burkulma analizi**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

...04 / 08 / 2017...

JÜRİ:

Danışman : Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK

Üye : Doç. Dr. Recep GÜNEŞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Alaettin ÖZER

ONAY:

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 08/08/2017 tarih ve 2017/33-25 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

17 / 10 / 2017
Prof. Dr. Mehmet AKKURT
Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

“Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tabakalı kompozit çubukların burkulma analizi” başlıklı tez çalışmasının seçiminde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçlarının değerlendirilmesinde destek ve yardımlarını esirgemeyen, çok değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK’a, Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’ndeki hocalarıma teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Maddi desteği ile tez çalışmamı mümkün kılan Erciyes Üniversitesi Rektörlüğü Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi’ne (Proje Kodu: FYL-2017-7143) teşekkür ederim.

Bugüne kadar bana verdikleri her türlü destek, göstermiş oldukları sabır ve hoşgörüden dolayı anneme, babama ve kardeşime teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Yusuf Erhan ARSLAN

Ağustos 2017, KAYSERİ

YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ TABAKALI KOMPOZİT ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ

Yusuf Erhan ARSLAN

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Ağustos 2017

Danışman: Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK

ÖZET

Bu tez çalışmasında, üretimleri laboratuvarında gerçekleştirilen plastik (epoksi) esaslı karbon elyaf takviyeli tabakalı kompozit plakalardan kesilerek imal edilen farklı boyutlarda ve $0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ elyaf açılarına sahip tabakalı karbon – epoxy kompozit çubuklar *AralditeTM* 2015 yapıştırıcı ile tam boy birleştirilmiştir. Bu çubukların lineer (özdeğer) burkulma analizi, küçük şekil değiştirme – büyük yer değiştirme teorisine dayanarak lineer olmayan burkulma analizi sonlu sonlu eleman yazılımı Abaqus ile gerçekleştirilmiş, kritik burkulma yüküne tasarım parametrelerinin tesirleri incelenmiştir. İki boyutlu lamina malzeme modeli ve tabakalı kabuk eleman, üç boyutlu ortotropik malzeme modeli ve katı eleman ile analizler gerçekleştirilerek hesaplamada başarımları karşılaştırılmıştır.

Farklı boyutlarda, elyaf açılı yapıştırılmış numuneler üretilerek basma yükü altında burkulma deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deneysel kritik yüklerin (özdeğer) lineer burkulma analizinin kritik yüklerinden çok daha düşük ve lineer olmayan burkulma analizinden elde edilen kritik yüklere daha yakın olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tabakalı kompozitler; Karbon elyaf; Özdeğer; Burkulma; İleri burkulma; Yapıştırıcı; Sonlu elemanlar yöntemi.

BUCKLING ANALYSIS OF ADHESIVELY BONDED LAMINATED COMPOSITE BEAMS

Yusuf Erhan ARSLAN

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, August 2017

Supervisor: Prof. Dr. Mustafa Kemal APALAK

ABSTRACT

In this thesis, carbon fibre reinforced plastic plates were produced in laboratory, and small sheets were cut in different dimensions so that each sheet can have a fibre angle of 0° , 30° , 45° , 60° and 90° . These identical sheets were fully bonded using epoxy – based adhesive *AralditeTM* 2015.

Both linear buckling (eigenvalue) analysis and geometrically non-linear analysis based on the small strain – large displacement theory were carried out using the finite element software Abaqus, and the critical buckling loads based on two analyses were calculated, the effects of design parameters on the buckling loads were determined. Two dimensional (in-plane) lamina model with 3D – continuum shell, three dimensional orthotropic material model with 3D – solid element were implemented to both analyzes and their computational performances were compared.

The experimental buckling loads of bonded unidirectional sheets were determined based on their compression tests. The experimental buckling loads were much lower than the calculated ones from the linear (eigenvalue) buckling analysis but close to ones obtained from the non-linear analysis.

Keywords: Laminated composites; Carbon fibre; Eigenvalue; Buckling; Post-buckling; Adhesive; Finite element method.

İÇİNDEKİLER

YAPIŞTIRICI İLE BİRLEŞTİRİLMİŞ TABAKALI KOMPOZİT ÇUBUKLARIN BURKULMA ANALİZİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	i
YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	ii
KABUL ONAY	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
ÖZET.....	v
ABSTRACT	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLolar LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

1.1. Tezin Konusu ve Amacı	3
1.2. Literatür Araştırması	4

2. BÖLÜM

2.1. Burkulma	10
2.1.1. Euler Formülü İle Çeşitli Mesnet Durumları İçin Kritik Yüklerin Bulunması.....	11
2.2. Kompozitler	15
2.2.1. Kompozit Malzeme Özellikleri.....	15
2.2.2. Kompozitin Mekanik Özelliklerine Elyafın Etkisi	17
2.2.3. Tabakalı Kompozitler	17
2.2.4. Kompozitlerin Mikromekanik Analizi	18
2.2.5. Elyaf Eksenine Paralel Yöndeki Elastik Modülü E_1	19
2.2.6. Elyaf Eksenine Dik Yöndeki Elastik Modülü E_2	20

2.2.7. Poisson Oranı ν_{12}	21
2.2.8. Kayma Modülü G_{12}	22
2.2.9. Kompozit Malzemelerde Gerilme Şekil Değiştirme Bağlılıları	23
2.2.10. Elyaf Ekseninin Uygulanan Kuvvet Doğrultusuna Dik veya Paralel Olması	23
2.2.11. Elyaf Ekseninin Uygulanan Kuvvet Doğrultusu ile Açı Yapması	23
2.2.12 Ortotropik Malzeme.....	25
2.2.13. Yapıştırıcı ile Birleştirilmiş Tabakalı Kompozit Çubuklar.....	26
2.3. Sonlu Elemanlar	27
2.3.1. Katı Eleman	28
2.3.2. Lineer (Özdeğer) Burkulma Analizi.....	30
2.4. Tasarım Parametrelerin Kritik Yüke Etkisi	32
2.4.1. Continuum Shell (Üç Boyutlu Kabuk) Eleman ve Lamina Malzeme Modeli.....	35
2.4.2. Solid (Üç Boyutlu Katı) Eleman ve Ortotropik Malzeme Modeli.....	41

3. BÖLÜM

3.1. Geometrik Bakımdan Lineer Olmayan Analiz	46
3.2. Küçük Şekil Değiştirme – Büyük Yer Değiştirme Teorisi.....	47
3.3. Geometrik Bakımdan Lineer Olmayan Burkulma Analizi.....	48

4. BÖLÜM

4.1. Deneysel Çalışmalar.....	74
4.2. Deneysel Yöntem	74
4.2.1. Numune Hazırlama	75
4.3. Burkulma Testi.....	81
4.4. Deneysel Sonuçlar	82

5. BÖLÜM

5.1. Sonuçlar ve Yorumlar.....	90
KAYNAKLAR	92
ÖZGEÇMİŞ.....	97

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Tabakalı kompozit malzemenin mekanik özellikleri	26
Tablo 2.2. <i>AralditeTM</i> 2015 yapıştırıcının mekanik özellikleri	26
Tablo 3.1. En narin ve direngen yapıştırılmış çubukların kritik yüklerinin karşılaştırılması	71
Tablo 4.1. ($L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) en direngen çubuk için deneysel ve teorik kritik yüklerin karşılaştırılması (lamina, continuum shell).....	86
Tablo 4.2. ($L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) en narin çubuk için deneysel ve teorik kritik yüklerin karşılaştırılması (lamina, continuum shell).....	86

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	P yükü taşıyan ve B ucu ankastre mesnetle mesnetlenmiş bir kolon	11
Şekil 2.2.		12
Şekil 2.3.		13
Şekil 2.4.		13
Şekil 2.5.		13
Şekil 2.6.		13
Şekil 2.7.	Değişik mesnet durumları için burkulma boyları	15
Şekil 2.8.	Kompozit malzemede gerilmenin elyaf doğrultusunda uygulanması	19
Şekil 2.9.	Kompozit malzemede gerilmenin elyaf doğrultusuna dik doğrultuda uygulanması.....	20
Şekil 2.10.	Kayma gerilmesi ve neden olduğu çarpılma miktarları.....	22
Şekil 2.11.	Elyaf ekseninin kuvvet doğrultusu ile θ kadar açı yapması	24
Şekil 2.12.	Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubuğun yapısı.....	26
Şekil 2.13.	Abaqus/CAE yazılımında farklı eleman yapısı ile mesh üretilmesi	28
Şekil 2.14.	Yapısal bir cismin kabuk eleman ve üç boyutlu kabuk eleman ile modellenmesi	29
Şekil 2.15.	C3D8R solid (katı) eleman tipi ve ortasında bir entegrasyon noktasıyla	29
Şekil 2.16.	Sonlu eleman ızgara yapısı	31
Şekil 2.17.	Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubuğun ilk dört özdeğeri ve tekabül eden burkulma modları	31
Şekil 2.18.	Deney düzeneği.....	33
Şekil 2.19.	a) Fiber açısı (θ), b) Çubuk boyu L , c) Çubuk genişliği W , d) Ön çubuk kalınlığı h_1 , e) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , f) Arka çubuk kalınlığı h_3 'ün kritik yüke P_{kr} tesiri	36

Şekil 2.20.	Yapıştırılmış çubukların (Lamina, Continuum Shell) kritik yüklerinde (P_{kr}) elyaf açısı θ 'nın a) Çubuk boyu L , b) Çubuk genişliği W , c) Ön plaka kalınlığı h_1 , d) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , e) Arka plaka kalınlığı h_3 ile ortak tesiri.....	38
Şekil 2.21.	Yapıştırılmış çubukların (Lamina, Continuum Shell) kritik yüklerinde (P_{kr}) çubuk boyu L 'nin a) Çubuk genişliği W , b) Ön plaka kalınlığı h_1 , c) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , d) Arka plaka kalınlığı h_3 ile ortak tesiri	39
Şekil 2.22.	Yapıştırılmış çubukların (Lamina, Continuum Shell) kritik yüklerinde (P_{kr}) çubuk genişliği W a) Ön plaka kalınlığı h_1 , b) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , c) Arka plaka kalınlığı h_3 ile ortak tesiri	40
Şekil 2.23.	Yapıştırılmış çubukların (Lamina, Continuum Shell) kritik yüklerinde (P_{kr}) ön plaka kalınlığı h_1 a) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , b) Arka plaka kalınlığı h_3 ile ortak tesiri	41
Şekil 2.24.	Yapıştırılmış kompozit çubukların kritik yüküne P_{kr} a) Elyaf açısının θ , b) Çubuk boyu L , c) Çubuk genişliği W , d) Ön çubuk kalınlığı h_1 , e) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 ve f) Arka çubuk kalınlığının h_3 tesiri ve malzeme modülleri ile eleman tipinin tesiri	43
Şekil 2.25.	Elyaf açısı θ 'nın a) Çubuk boyu L , b) Çubuk genişliği W , c) Ön plaka kalınlığı h_1 , d) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , e) Arka plaka kalınlığı h_3 nin kritik yüke (P_{kr}) ortak tesirleri ve malzeme modelleri ile eleman tiplerinin başarımlarının mukayesesi.....	45
Şekil 3.1.	Geometrik bakımından lineer olmayan analizde rijitlik matrisi	46
Şekil 3.2.	Lineer burkulma ve lineer olmayan burkulma davranışı	47
Şekil 3.3.	Küçük şekil değiştirme – büyük yer değiştirme davranışı [50]	47
Şekil 3.4.	Numune üzerinde yer değiştirmelerin dikkate alındığı noktalar	49
Şekil 3.5.	$\theta = 0^\circ$, $L = 200 \text{ mm}$, $W = 40 \text{ mm}$, $h_2 = 0.25 \text{ mm}$ için A noktasında aksenal yük P - aksenal yer değiştirme δx değişimlerinde ön yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)	51

- Şekil 3.6. $\theta = 0^\circ$, $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ için A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δx değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)..... 52
- Şekil 3.7. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δx değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell) 53
- Şekil 3.8. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δx değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell) 54
- Şekil 3.9. $\theta = 0^\circ$, $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ için B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δz değişimlerinde ön yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell) 56
- Şekil 3.10. $\theta = 0^\circ$, $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ için B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δz değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)..... 57
- Şekil 3.11. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δz değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell) 59
- Şekil 3.12. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δz değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell) 60
- Şekil 3.13. $\theta = 0^\circ$, $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ için A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δx değişimlerinde malzeme modellerinin ve ön yan yük Δ 'nın tesirleri 61

Şekil 3.14.	$\theta = 0^\circ$, $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ için A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δx değişimlerinde malzeme modellerinin ve ön yan yük Δ 'nın tesirleri.....	62
Şekil 3.15.	$\theta = 45^\circ$ ve 90° elyaf açılı, $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δx değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın tesiri (ortotropik malzeme, solid eleman)	63
Şekil 3.16.	$\theta = 45^\circ$ ve 90° elyaf açılı, $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δx değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın tesiri (ortotropik malzeme, solid eleman)	64
Şekil 3.17.	$\theta = 0^\circ$, $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ için B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δz değişimlerinde malzeme modellerinin ve ön yan yük Δ 'nın tesirleri	66
Şekil 3.18.	$\theta = 0^\circ$, $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ için B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δz değişimlerinde malzeme modellerinin ve ön yan yük Δ 'nın tesirleri	67
Şekil 3.19.	$\theta = 45^\circ$ ve 90° elyaf açılı, $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δz değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın tesiri (ortotropik malzeme, solid eleman)	68
Şekil 3.20.	$\theta = 45^\circ$ ve 90° elyaf açılı, $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$ boyutlarında yapıştırılmış çubukların B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δz değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın tesiri (ortotropik malzeme, solid eleman)	69
Şekil 4.1.	MTS Criterion Model 43 basma test cihazı	75
Şekil 4.2.	Karbon elyaf kumaş	76
Şekil 4.3.	Vakum çantalama sistemi	76
Şekil 4.4.	Ayırma kumaşı.....	76
Şekil 4.5.	Reçinenin yüzeye düzenli nüfuz edebilmesi için file	76
Şekil 4.6.	Reçine (Resin MGS LR160).....	77

Şekil 4.7.	Sertleştirici (Hardener MGS LH160)	77
Şekil 4.8.	Vakum infüzyon düzeneği (Hardener MGS LH160) [52].....	77
Şekil 4.9.	Vakumla üretimi yapılan kompozit sistemi	78
Şekil 4.10.	Etil alkol ile çubuk yüzeyinin temizlenmesi.....	78
Şekil 4.11.	Kompozit çubuk yüzeyine epoxy tabanca yardımıyla epoxy yapıştırıcının sürülmesi.....	79
Şekil 4. 12.	<i>AralditeTM</i> 2015 yapıştırıcı	79
Şekil 4.13.	Kalıp arasına konulan mastarlar	79
Şekil 4.14.	Kalıpta yapıştırıcının kurumaya bırakılması.....	80
Şekil 4.15.	Çubukların numaralandırması.....	80
Şekil 4.16.	Burkulma (basma) deneyinde ışıklandırma ve fotoğraflama düzeneği	81
Şekil 4.17.	($L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) en direngen çubukların deneysel ve teorik burkulma sonrası şekilleri.....	84
Şekil 4.18.	($L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) en narin çubukların deneysel ve teorik burkulma sonrası şekilleri.....	85
Şekil 4.19.	Yapıştırıcı ile birleştirilmiş ($L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$, $h_1 = h_3=1.2\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) farklı açılı çubukların eksenel yük – eksenel yer değiştirme eğrileri	87
Şekil 4.20.	Yapıştırıcı ile birleştirilmiş ($L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$, $h_1 = h_3=2.4\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) farklı açılı çubukların eksenel yük – eksenel yer değiştirme eğrileri	88
Şekil 4.21.	Yapıştırıcı ile birleştirilmiş ($L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$, $h_1 = h_3=1.2\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) farklı açılı çubukların eksenel yük – eksenel yer değiştirme eğrileri	88
Şekil 4.22.	Yapıştırıcı ile birleştirilmiş ($L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$, $h_1 = h_3=2.4\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) farklı açılı çubukların eksenel yük – eksenel yer değiştirme eğrileri	89

GİRİŞ

Tabakalı kompozit malzemelerin kullanımı hafif ve yüksek mukavemetli olmaları nedeniyle son yıllarda artmıştır. Uygulamada tabakalı kompozit çubuklar burkulmaya sebep olabilecek basma yükleri taşıyacak şekilde tasarlanabilirler. Bu nedenle, kompozit çubukların emniyetli ve güvenilir, yapısal kararlı tasarımı için çok önemlidir.

Yapıların birleştirilmesinde kaynak, civata, vida, perçin gibi bağlantı elemanları kullanılmaktadır. Fakat bu elemanlar birleştirilen elemanların delik çevresinde gerilme yığılmaları, ağırlık artışı ve bazı mekanik deformasyonlar meydana getirebilmektedir. Bu sorunları ortadan kaldırması nedeniyle endüstriyel birçok uygulamada yapıştırma ile gerçekleştirilmiş bağlantı elemanlarını görmek mümkündür. Yapıştırılan parçaların ve yapıştırıcının mekanik özellikleri yapıştırma bağlantılarının mukavemetini belirler. Yükleme koşullarına uygun yapıştırıcının seçimi ve yapıştırıcının parçaları bağlayabilmesi (bir arada tutabilmesi) önemlidir. Sandviç yapılar aynı veya farklı malzemeden yapılmış plakaların yapıştırılması ile mümkündür. En sık kullanılan sandviç yapılar çubuklardır. Bu tez çalışmasında tek fiber yönlü tabakalı kompozit plakaların yapıştırıcı ile birleştirilmesi ile üretilen çubuk elemanların eksenel basma yükü altında burkulma davranışı incelenmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi teorik modellerin çözümlenmesinde sayısal yöntem olarak tercih edilmiştir. Kompozit plakaların mekanik davranışı iki boyutlu lamina modeli ve üç boyutlu orthotropik malzeme modeli ile ele alınmıştır. Lamina modeli, üç boyutlu continuum shell (kabuk) elemanla, ortotropik malzeme modeli üç boyutlu katı eleman ile çubukların alt parçalara bölünmesi sağlanmıştır. İki ve üç boyutlu elastisite modellerinin burkulma davranışını tahmin etme başarısı araştırılmıştır. Lineer (özdeğer) hesabı, geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizleri gerçekleştirilerek şekil değiştirme küçük, fakat yer değiştirmelerin büyük olduğu, direngenlik matrisinin sabit

kalmadığı bu problem tipinde kritik burkulma yükünün hesabında doğruluk mertebeleri araştırılmıştır.

Yukarıda bahsedilen malzeme modelleri, seçilen kinematik deformasyon modelleri ve uygun sonlu eleman tipleri kullanımı ile elde edilen kritik burkulma yükü, burkulma mod şekillerini doğrulamak ve başarımlarını belirlemek için farklı elyaf doğrultularına sahip kompozit plakalardan oluşan *AralditeTM* 2015 ile yapıştırılmış çubukların aynı uç şartları altında basma deneyleri yapılmış, kritik burkulma yükleri ve son deforme olmuş geometrilerin sonlu eleman çözümleri karşılaştırılmıştır. Tüm test numuneleri için kompozit malzemeler ile laboratuvarında üretilmiş, kesilmiş, yapıştırılmıştır.

Tüm sayısal analizlerde elastik malzeme kabulü yapılmış, büyük yer değiştirme teorisinin gerekliliği tespit edilmiş, deneysel sonuçlar numunelerdeki matris plastisitenin ve direngenlik kaybına neden olan farkın kompozit hasar modellerinin doğru kritik burkulma yükü tespitinde ilaveten gerek olduğu ortaya çıkmıştır.

1. BÖLÜM

1.1. Tezin Konusu ve Amacı

Son yıllarda özellikle havacılık ve uzay endüstrisinin ihtiyaç duyduğu, düşük ağırlık ve yüksek mukavemet özelliklerine sahip tabakalı kompozit malzemelerin kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Korozyona direnç, yüksek dayanım ve ağırlık oranından ötürü, havacılık ve uzay sanayisi başta olmak üzere askeri ve savunma sanayi, otomotiv, inşaat ve spor sektörleri gibi birçok sektörde tabakalı kompozit kirişler yapı malzemesi olarak kullanılmaktadır. Kompozit malzemelerin yapısında, elyaf malzeme ve bu malzemeyi bir arada tutan bir matris malzeme bulunmaktadır. Kompozitin malzeme içinde elyafların eksenel yöne göre 0° , 30° , 45° , 60° , 90° gibi farklı elyaf açılarına göre dizilmesi dış kuvvete karşı mevcut kompozit malzemenin göstereceği dayanımı etkileyecektir. Ayrıca tabakalı kompozit malzemelerin imalatında tabaka sayısı kalınlığı etkileyen önemli bir parametredir.

Yapısal eleman olarak kullanılan kompozit kirişler basma yükü altında bazı elyaf açıları için burkulmaya elverişli olduğundan tasarım iyi etüt edilmelidir. Mühendislik yapı elemanın tasarım ve boyutlandırma süreçlerinde burkulma dikkatli bir şekilde üzerinde durulması gereken bir konudur. Zaman içerisinde yapı ve makine elemanları daha mukavemetli ve ekonomik açıdan malzeme tasarrufu sağlanan yapı elemanları oldular, ancak kesit alanları veya gereken boyutları küçüldü. Kesit alanının küçülmesi tasarım boyutlarını ve kütlesini düşürmüştür, fakat bu basma yükü altında çubuk elemanlarda çok daha muhtemel burkulma gerçekleşmesi sorununu yaratmıştır. Bu nedenle burkulma olayı büyük önem kazanmıştır. Burkulma olayı bir stabilite (denge) problemidir. Burkulmanın oluşması için parçadaki hesaplanan gerilmenin muhakkak gerilme sınırlarını aşması veya bu sınırlara yaklaşması zorunlu değildir. Bu değerler emniyetli mukavemet değerlerinin çok çok altında olabilir. Çubuk elemanın ideal bir doğru olması ve eksenel kuvvetin tam kesit geometrik merkezinden geçecek şekilde

tesir etmesi mümkün olamayacağından, burkulma olayı her an oluşabilecektir. Özdeğer burkulma analizi ideal elastik bir yapının teorik burkulma yükünü belirler. Malzeme yapısında hatalar, eleman yapısında lineersizlikler çoğu gerçek yapının teorik elastik burkulma mukavemet değerine ulaşmasını engeller. Bu nedenle özdeğer hesabı kritik burkulma yükü değerinde kesin sonuçlar vermez. Mühendislik problemlerinde tasarımın sınır burkulma yükü hakkında bilgi verir.

Kompzoit malzemeler farklı elyaf açılarında tabakaların isteğe bağlı sayıda üst üste birleştirilmesi yöntemiyle üretilebilir. Üretilmiş plakaların belirli boyutlarda yapıştırılması ile çubuk elemanlar tasarlanabilir. Bu tez çalışmasında yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek elyaf yönlü plakalardan oluşan çubuk elemanların basma yükü altında burkulma davranışı analiz edilmiştir. Çubuğun bir ucu tamamen sabit iken diğer ucu eksenel yüke maruz ve yalnızca yük yönünde hareket edebilecek şekilde uç şartları planlanmıştır.

Lineer özdeğer burkulma analizi, geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizi sonlu elemanlar yöntemi ile çözümlenmiştir. Küçük şekil değiştirme – büyük yer değiştirmelerin çubuğun burkulma sonrası davranışı, kritik yük düzeylerinde tesirleri araştırılacaktır. İki boyutlu elastisite teorisi (lamina), üç boyutlu elastisite teorisi (ortotropik malzeme) yaklaşımlarıyla problem ele alınacaktır. Problemin çözümünde başarımları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak tespit edilecektir. Lamina malzeme için üç boyutlu continuum shell eleman, ortotropik malzeme için üç boyutlu katı eleman uyarlanacaktır.

Kompozit plakalar epoxy ve karbon elyaflardan üretilip, *Araldite™* 2015 yapıştırıcı ile birleştirilecek, farklı boyutlarda numuneler üretilerek testleri yapılacaktır. Sonuçlar aynı boyutlara sahip numuneler her iki teorik modelin uyarlandığı sonlu elemanlar burkulma kritik yük ve burkulma sonrası analizlerinin tasarım parametreleri üzerindeki kritik yük ve burkulma sonrası davranışta inceleyecektir.

1.2. Literatür Araştırması

Tabakalı kompozitler ağırlık tasarrufunun ve yüksek mukavemetin önemli olduğu çeşitli mühendislik alanlarında, yüksek mukavemet/ağırlık ve rijitlik/ağırlık oranlarıyla, iyi enerji ve ses emilimi, ve genellikle düşük üretim maliyeti sunduklarından yaygın bir

şekilde kullanılmaktadır. Tabakalı kompozitler havacılık, denizaltı ve otomotiv yapılarında en yaygın kullanıma sahiptir. Uygulamada, tabakalı kompozitler sıklıkla tek ve çift eksenli basmalara tabi tutulurlar [1]. Plastik (epoksi) esaslı elyaf takviyeli kompozit malzemelerin askeri ve savunma sanayisinde kullanımı 1940 yıllarına kadar dayanmaktadır. Kompozitlerin mükemmel özellikleri (hafiflik, paslanmazlık, manyetik olmayan vb.) sayesinde yüksek performans gerektiren uzay araştırmaları ve hava taşımacılığı gibi alanlarda 1960'lar ve 1970'lerde çokça kullanıldı. Plastik (epoksi) esaslı elyaf takviyeli kompozit malzemeler üzerinde yapılan çalışmalar, gelişmeler ve uygulamaları 1980'lerden bugüne kadar yapı malzemelerinde kullanılmaya devam etmektedir. Bakis ve diğerleri, plastik (epoksi) esaslı elyaf takviyeli kompozit malzemelerin inşaat mühendisliği alanında yapı malzemelerine uygulanmasını kapsamlı incelemiştir [2]. Karrech vd. genellikle üretim aşamasında, depolama sürecinde ve mükemmel malzeme simetrisi eksikliğinden kaynaklanan kusurlarından dolayı geometrik bakımdan lineer olmayan kompozit plakaların davranışını araştırmışlardır [3]. Yapıştırıcı (adhesive), ASTM tarafından "*yüzey teması ile malzemeleri bir arada tutabilen madde*" olarak tanımlanmaktadır [4]. Yapıştırıcı bağlantıların günlük hayatta verimli ve güvenli kullanılabilmeleri için mekanik davranışlarının modellenmesi hala zor bir mekanik problemidir. Xiaocong, yapıştırıcı bağlantılarının mekanik davranışlarının sonlu elemanlar yöntemiyle incelendiği mevcut çalışmaları derlenmiştir [5]. Arenas vd. yapıştırıcı bağlantılarının mukavemetinin iyileştirilmesinde alüminyum ve kompozit plakalarının birbirine birleştirilmesi yoluyla elde edilen bağlantıların iyi bir seçenek olduğunu, ve şekilde kullanılan bağlantıların tasarımın daha emniyetli olmasını ve daha fazla mekanik direnç göstermesini sağladığını gösterdiler [6]. Budhe vd. yapıştırıcı ile birleştirilmiş yapıların başarımını etkileyen; yapıştırıcı kalınlığı, plakaların üst üste bindirme uzunluğu, bağlantı geometrisi, yapıştırıcı malzemesinin, nem, sıcaklık, mekanik özellikleri gibi parametreleri mevcut araştırmaları ele alarak değerlendirmiştir [7]. Davis ve Bond teoride, yapıştırma yöntemi sayesinde yapıştırılan malzemelerin mukavemetinden daha yüksek yükleri taşıyabilen bir yapı elemanı tasarlanabileceğini, fakat yapıştırıcı bağlantıları gerçekte uygularken, eksik tasarım ve kötü malzeme yapısı yüzünden, hatalar ile karşılaşılabilineceğini ifade ettiler [8]. Lee vd. yapıştırıcı ile birleştirilmiş bağlantılarda uygun şartların oluşması için yapıştırıcının mekanik özelliklerinin bilinmesinin yeterli olmayacağını ve bununla birlikte yapıştırıcı-yapışan malzeme arasındaki ara yüzey davranışlarının bilinmesi gerektiğini ileri sürmüşlerdir.

Geniş bir uygulama alanına sahip yapışkan bölge (cohesive zone) sayısal modelini kullanarak çalışmalarını sayısal ve deneysel gerçekleştirmişlerdir [9]. Banea ve Silva yapıştırıcı ile birleştirilmiş elyaf takviyeli plastik kompozit yapılar için yapıştırıcı yüzeyi hazırlama, bağlantı şekilleri, yapıştırıcı özellikleri ve çevresel faktörler ele alınarak mevcut çalışmalar derlenmiştir. Yapışkanla birleştirilen bağlantıların doğru bir şekilde mukavemet tahmininin, tasarım aşamasında pahalı test miktarını azaltmak için önemli olduğunu vurgulamışlardır [10]. Yapıştırıcı ile birleştirme tekniği, mekanik bağlantılara göre delik gerektirmeden, sisteme az bir ağırlık katarak ve yüksek yorulma direnci kazandırarak yükü daha geniş bir alana dağıtabilir. Başarılı olmak için, dikkatli yapıştırıcı yüzey hazırlanması ve yüzey hazırlanması için uygun ortam koşulları gereklidir [11]. Vaidya vd. çalışmasında, Boeing 747 uçağının yüzey alanının %62'sinin yapıştırıcı kullanılarak birleştirildiği ve Lockheed C-5A uçağının 3250 m^2 yapıştırılmış yapıya sahip olduğu belirtmektedir [12]. Bigwood ve Crocombe yapıştırıcı yüzeyindeki kayma ve soyulma gerilmelerinin denklemlerini elde etmişler ve bu diferansiyel denklemleri çözmüşlerdir. Çözümleri, sonlu elemanlar yöntemi kullanarak karşılaştırmış ve yorumlamışlardır [13]. Li vd. dik açılı bir plakanın rijit bir plakaya yapıştırıcı ile bağlandığı T birleşim civarındaki gerilmeler sonlu elemanlar yöntemi ile hesapladılar. Bağlantı uzunluğu, yapıştırıcı kalınlığı ve yapıştırılan plakaların kalınlığının birleşme yerinin tasarımında için önemli faktörler olduğunu gösterdiler. Sonlu eleman analizi sonuçları, deney sonuçları ile iyi bir uyum gösterdi [14]. Apalak ve Güneş yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek tesirli bindirme bağlantısında yapıştırıcı ve yapıştırılan malzemelerin ısı özelliklerindeki uyumsuzluktan dolayı oluşan ısı gerilmeleri sonlu eleman yöntemiyle analiz etmişlerdir. Büyük yer değiştirmelerin etkisini çalışmalarında dikkate almışlar, neticede bağlantıdaki en kritik bölgenin yapıştırıcı - yapıştırılan malzeme ara yüzeylerinin serbest uçları olduğunu, alt ve üst yapıştırılan malzeme yüzeylerinde büyük ısı gerilmelerin oluştuğunu belirtmişlerdir [15]. Temiz çalışmasında farklı mekanik davranışlar gösteren bir az sünek ve bir iyi esnek iki yapıştırıcının birlikte uygulamasının sonuçlarını analiz etmiştir. Plakanın orta kısmına az sünek yapıştırıcı uyguladı, kenarlarına iyi sünek yapıştırıcı uyguladı. Tek tip yapışkan ile birleştirilmiş bağlantılara kıyasla, bu tür çift yapışkanla birleştirilmiş bağlantıların daha fazla yük taşıdığını ve daha yüksek mukavemete sahip olduğunu gösterdi [16]. Kinloch yapıştırıcıların mahiyeti ve kullanımlarındaki gelişmeleri, otomotiv ve uçak sanayisindeki kompozit malzemelerde kullanımını ele almış;

yapıştırıcıların kullanılma usullerini ve kullanımını kısıtlayan faktörleri vurgulamıştır. Adhezyon, kohezyon ve sertleşme olaylarını açıklanmaya çalışmıştır [17]. Khalili vd. yüksek gerilme yığılmaları olan perçinleme ve civatalama gibi mekanik bağlantı yöntemleriyle karşılaştırıldığında, yapışkan ile bağlantıların daha düzenli gerilme dağılımları sergilediklerine değinmişlerdir. [18]. He ve Oyodiji yapısal yapıştırıcıların günümüz klasik bağlantı elemanları somun ve perçinin yerine kullanılmakta olduğunu ve ara yüzeye sürülen yapıştırıcının çok daha hafif ve gerilmenin bindirme boyunca daha düzenli dağılmasını sağladığını belirtmiştir [19]. Turvey ve Marshall kompozit levhaların burkulma davranışı üzerine yapılan araştırmaların kapsamlı bir incelemesini sunmuştur [20]. Zhi-Min ve Pizhong geometrik parametreler, sınır şartları ve malzeme özelliklerinin tabakalı kompozit kirişlerde ileri burkulma yükü kuvveti hesaplanmasında önemli etkenler olduğunu göstermiştir [21]. Hazimeh vd. yapıştırıcı ile birleştirilmiş çift bindirme kompozit bağlantılarda kayma yükü altında elyaf yönlerinin etkisini deneysel olarak incelemiştir. Kayma yükü; elyaf yönü ile paralel olması durumunda hata şekil değiştirmesi en az, elyaf yönüne dik olması durumunda hata şekil değiştirmesi en fazla olduğunu belirtmiştir [22]. Chai vd. tabakalı kompozit plakalarda burkulma olayını sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Bahsedilen teoriyi ve sonuçlarını doğrulamak için TV-lazer holografi ve gerinim ölçer (strain-gauge) ölçüm aletlerinin kullanıldığı kapsamlı deneysel çalışma yürütülmüştür. Yapılan ölçümlerde daha doğru ve hassas sonuçlar elde edilmiştir. Deneysel veriler ile öngörülen sonuçlar iyi uyum göstermiştir [23]. Hwang ve Liu çoklu tabakalar arası ayrılma içeren tabakalı kompozitlerin tek eksenli basma yükü altındaki burkulma ve burkulma sonrası davranışlarını deneysel incelemiş, ve sonlu elemanlar yöntemi ile lineer olmayan burkulma analizini gerçekleştirmiştir. Lineer olmayan burkulma analizi sonuçları deneysel sonuçlarla daha uyumlu bulunmuştur [24]. Rasul ve Ganesan yalnızca iki yük adımına ihtiyaç duyan kararlı (stabil) sınır yükünü ön görmek için basitleştirilmiş bir yöntem geliştirdi. Lineer olmayan yük-şekil değiştirme eğrisinden hesaplanan lineer olmayan burkulma yükünü hesaplamak için çok sayıda yük adımı gerekliydi. Önce ince konik plakaların stabilite yük miktarlarını inceledi ve sonra plakaların kritik boylarını ve parametrelerini belirledi. Mevcut yöntemi kullanarak hesaplanan kararlılık sınırı yüklerinin, lineer olmayan burkulma analizi yöntemine dayanan lineer olmayan yük-şekil değiştirme eğrisi temel alınarak hesaplanan kararlılık sınırı yükleri ile iyi uyum içinde olduğunu göstermiştir [25]. Lee ve Park tabakalı kompozit yapıların burkulma

davranışlarını incelemiştir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak plakaların genişlik/kalınlık oranı, tabakalar arası ayrılmanın yeri ve tabaka elyaf açıları gibi parametreler kullanılarak burkulma mukavemetlerini bulmaya çalışmışlardır [26]. Zor karbon-epoksi kompozit plakalarda tabakalar arası şerit biçimde ayrılmanın burkulma yüküne etkisini, tabakalar arası ayrılma genişlik boyutları ve elyaf açısının tesirini araştırmıştır [27]. Onkar vd. tabakalı kompozit malzemelerin ağırlık oranlarına göre mukavemetini incelemişlerdir ve bu kompozit yapılarda en büyük yüklerde oluşan hasarı gözlemlemişlerdir. [28]. Ganesan ve Kowda kompozit kirişlerin burkulma davranışını malzeme özelliklerini rastgele seçerek istatistiksel yöntemlerle incelemiş, kritik yükün ortalama ve standart sapma değerlerini elde etmiştir [29]. Ifayefunmi çelik silindirin burkulma kuvvetini incelemiştir. Burkulma kuvvetini önce Abaqus yazılımıyla hesaplamış, sonra gerçek koşullar altında deneyini gerçekleştirmiştir. Deneysel ve Abaqus'ten elde edilen burkulma kuvvetleri çok yakın çıkmıştır [30]. Dinis ve Camotim elastik ve elastik-plastik soğuk şekillendirilmiş çelik kolon üzerine etki eden burkulma modu etkisinin sayısal araştırmıştır. Analizleri, Abaqus sonlu elemanlar yazılımıyla ve hassas 4 düğüm noktasına sahip izoparametrik kabuk elemanı kullanarak yapmışlardır [31]. Prusty ve Satsangi desteklenmiş lamina kompozit kabukların burkulma analizini çeşitli yüklemeler için gerçekleştirmiş ve sonuçları mevcut çalışmalar ile karşılaştırmıştır [32]. Hayman vd. cam elyaf takviyeli polimer plakaların basma yükü altında burkulma davranışını çalışmışlardır. Tabakalı plakaların imalatını, malzeme testlerini, gelişmiş sonlu elemanlar modelleme ve deneysel çalışmaları yapmışlardır. Test sırasında deformasyonları izlemek için (ARAMIS 4M) üç boyutlu hareket ve deformasyon sensörü içeren iki adet dört megapiksel dijital kamera kullanılmıştır. Böylece sayısal görüntüler dijital olarak analiz edilmiş, her bir fotoğraf karesi için bir yüzeyin üç boyutlu yer değiştirme alanı ve iki boyutlu gerilme alanı oluşturulmuştur [33]. Sonlu elemanlar yönteminin mekanik sistemler için önemli olduğunu ve lineer olarak yapılan analizler için basit ve tesirli olması ile birlikte karmaşık geometrilerin analizine imkan sağlamaktadır. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş bağlantıların mekanik analizinde sonlu elemanlar yönteminin iyi uygulanması gerekir [34]. Jeandrau burulma ve çekme yükleri altında yapıştırılmış bağlantıların elastik, elastoplastik ve plastik gerilme dağılımlarını sonlu eleman yöntemini kullanarak hesaplamışlardır [35]. Kumar ve Pandey çekme yüküne maruz bırakılan çift yapıştırıcı kullanılarak yapıştırılan bağlantıları sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla iki boyutlu ve

üç boyutlu olarak analizlerini gerçekleştirmiştir. Daha basit ve hızlı çözüm elde etmek için kalınlık boyunca kayma gerilmelerinin iki boyutlu analizde ihmal edildiğini, ancak üç boyutlu analizle karşılaştırıldığında kayma gerilmelerinin gerçekte ihmal edilemeyecek büyüklükte olduğunu göstermişlerdir. Esnek karakterli yapıştırıcının kullanılması gerilme yığılmalarını ve ayrıca dayanımı artırdığı kanısına varmışlardır [36]. Czapski ve Kubiak basmaya maruz bırakılan ince cidarlı kare kesit alanına sahip tüplerin, lineer ve lineer olmayan analizlerini ANSYS yazılımı yardımıyla gerçekleştirerek, burkulma ve burkulma sonrası davranışlarını araştırmışlardır. Deneysel ve sonlu elemanlar analizi verilerini karşılaştırmıştır [37]. Ufayefunmi aksel basmaya maruz kalmış çelikten imal edilmiş silindirik yapıların burkulmasını incelemiştir. Abaqus sonlu elemanlar yazılımı ile elde edilen sonuçların -7% ile $+2\%$ arasında değişen farkla deneysel verilere çok yakın olduğunu gösterdi. Üretim sürecinin, teorik ve deney sonuçlarını etkileyebileceğini önermiştir [38]. Arc-Length yöntemi dikkate alınan problem için bir veya daha fazla kritik nokta sergilediğinde lineer olmayan denklem sistemlerini çözmede çok etkin bir yöntemdir. Riks bu yöntemi burkulma ve ani kırılma problemlerine artımsal yaklaşımla uyarlanmıştır [39].

Mevcut çalışmalar dikkate alındığında yapıştırıcı ile birleştirilmiş kompozit malzemelerden imal edilmiş yapı elemanlarının basma yükü altında burkulma davranışları araştırılmaya başlanmış, ancak yeterli bilgi veren sayıca az çalışma mevcuttur. Bu nedenle tek elyaf açılı dar kompozit plakaların yapıştırılması ile imal edilen çubukların basma yükü altında burkulma davranışları incelenecektir. Büyük yer değiştirmelerin çubukların burkulma davranışında tesirleri dikkate alınacaktır. İki boyutlu lamina malzeme kabulü; üç boyutlu ortotropik malzeme kabulünün kritik burkulma hesabında, burkulma sonrası davranış tahmin etmede başarımı araştırılacaktır. Sonlu elemanlar yönteminde her iki malzeme modeli üç boyutlu continuum shell ve katı elemanlar ile modellenmiş, sayısal sonuçlardaki iyileşme oranları tartışılacaktır. Burkulma ve burkulma sonrası analizlerinde tüm malzemelerin elastik özelliğe sahip olduğu kabul edilecektir.

Kompozit malzemeler üretilip, uygun boyutlarda kesilip, yapıştırılarak elde edilen çubuk numunelerinin burkulma testleri yapıp kritik yükler diğer her iki teori ile elde edilen kritik yükler ile karşılaştırılacaktır.

2. BÖLÜM

2.1. Burkulma

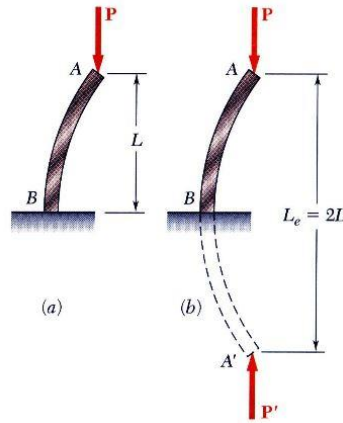
Yük taşıyan yapılar, yapı türüne, destek koşullarına, yük çeşitlerine ve kullanılan malzemelere bağlı olarak farklı şekillerde yük taşımada başarısız olabilir. Örneğin, bir araçtaki bir aks, tekrarlanan yükleme döngüleri ile aniden kırılabilir veya bir kiriş istenilen işlevleri yerine getiremeyecek şekilde aşırı sapabilir. Bu tür hatalar en büyük gerilmeler ve en büyük şekil değiştirmelerin kabul edilebilir sınırlar içinde tutulmasıyla önlenabilir. Bu nedenle, mukavemet (akma veya kırılma) ve rijitlik tasarım aşamasında göz önüne alınması gereken önemli faktörlerdir [40].

Kesitin yeterince geniş olmadığı durumlarda çubuk gibi yapısal elemanların narinleşmesi basma yükü altında burkulmaya meyil etmesi olağan tasarım problemlerinden biridir. Kesit boy oranı küçük olan bir sütuna ekseninden bir basma kuvveti uygulanması sütunun burkulmasına neden olabilir. Burkulma olayı sütunlarla sınırlı değildir. Burkulma, birçok yapısal elemanda oluşabilir ve birçok biçime sahip olabilir. Boş bir alüminyum kutunun üstüne bastığımızda ince silindirik cidarlar ağırlığımızın altında çöker. Aşırı basma gerilmeleri altında bir köprünün çelik levhaları bükülebilir. Burkulma, yapıların yük taşıma kabiliyetini ortadan kaldırır ve bu ihtimal daima tasarımda düşünülmelidir.

Burkulma bir stabilite, yani denge problemidir. Burkulmada karşılaştırma kriteri kritik burkulma yüküdür. Burkulma kritik yükü Euler formülü ile yaklaşık ve burkulma analizi ile kesin bulunabilir.

2.1.1. Euler Formülü İle Çeşitli Mesnet Durumları İçin Kritik Yüklerin Bulunması

Bir ucu sabit ve bir ucu serbest olan bir kolon Şekil 2.1a, iki ucu mafsallı bir kolonun üst yarısı gibi davranır. Bu yük Euler formülünde L yerine plaka gerçek boyunun iki katı konularak elde edilebilir.



Şekil 2.1. P yükü taşıyan ve B ucu ankastre mesnetle mesnetlenmiş bir kolon [41].

Şekil 2.1 de görülen plakanın eşdeğer burkulma boyu $2L$ 'ye eşit olmak üzere $L_e = 2L$ değerini Euler formülünde yerine koyarız:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (2.1)$$

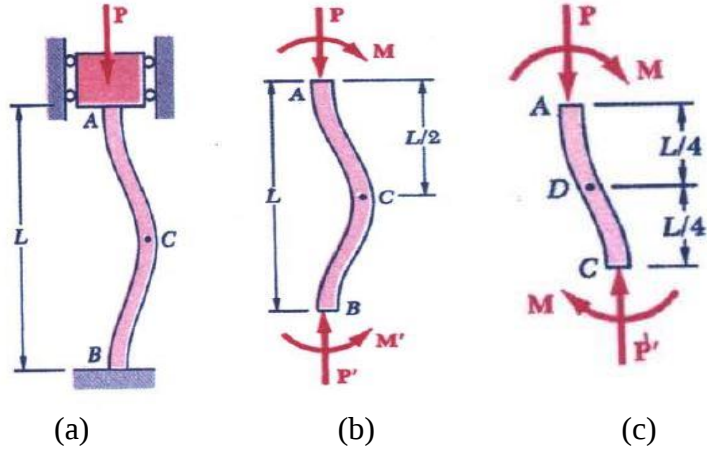
Bu denklem (2.1), İsveç matematikçisi Leonhard Euler'e atfen, Euler formülü olarak bilinir. Kritik yükle ilgili gerilme değerleri, kritik gerilme olarak tanımlanır ve σ_{cr} ile gösterilir. A, kesit alanı ve r, yarıçap olmak üzere denklem (2.1)'de $I = Ar^2$ yazarak (2.3) denklemini elde ederiz.

$$\sigma_{kr} = \frac{P_{kr}}{A} = \frac{\pi^2 E Ar^2}{AL^2} \quad \sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{(L_e/r)^2} \quad (2.2)$$

elde ederiz.

(L/r) büyüklüğü, kolonun narinlik oranı olarak isimlendirilir. Verilen burkulma gerilmesi denkleminde narinlik derecesinin küçülmesi ile burkulma gerilmesinin büyüdüğünü görürüz. Gerçek hayatta bu basma gerilmesinin yüksek olduğu durumu

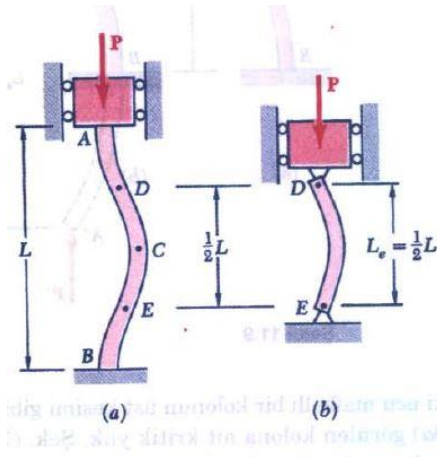
gösterir. Malzeme plastik deformasyonlara daha hızlı maruz kalacaktır. Bu durumda Euler'in varsayımı olan elastik sınırı aşma tehlikesi doğar ve "narinlik sınırı" tanımını gerektirir. Plastik deformasyonların oluşmaması için hesaplanan burkulma gerilmesinin malzemenin orantılı mukavemet değerine σ_{kr} 'e eşit veya küçük olması gereklidir.



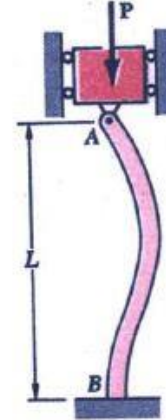
Şekil 2.2.

Burada L_e/r büyüklüğü, plakanın burkulma narinlik oranı olarak tanımlanır ve yukarıda sözü edilen durumda $2L/r$ ye eşit olarak alınır. Daha sonra Şekil 2.2a gibi, bir P yükünü taşıyan iki ucu ankastre mesnetlenmiş bir çubuğu ele alalım. Şekil 2.2b de orta nokta olan C noktasından geçen yatay eksene göre mesnetlerin ve yüklemenin simetrik olması sonucu C noktasındaki kesme kuvveti ve A ve B mesnetlerinde ki reaksiyonların yatay bileşenleri sıfır olur. Buradan çubuğun üst yarısına Şekil 2.2c A noktasındaki mesnet tarafından uygulanan kuvvetler, alt yarı CB tarafından uygulanan kuvvetlere denk olur. AC parçası da orta nokta olan D noktasına göre simetrik olmak zorunda ve bu nokta eğilme momentinin sıfır olduğu dönme noktası olmak zorundadır. Aynı gerekçelerle, Şekil 2.3 de plakanın alt parçasının orta noktası olan E noktasında da eğilme momenti sıfır olmak zorundadır. mesnetleri mafsallı olan plakaların uçlarında eğilme momenti sıfır olduğundan, Şekil 2.3a da görülen plakayı DE parçası iki ucu mafsallı bir plaka gibi çalışacaktır (Şekil 2.3b). Bunun sonucu olarak uçları ankastre mesnetlenmiş plakaların burkulma boyunun $L_e=L/2$ olduğu yorumunu yapabiliriz.

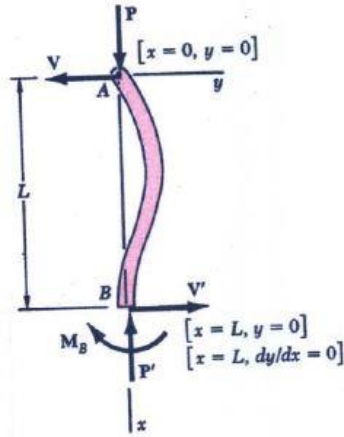
Bir plakanın B ucundan ankastre mesnetle ve A ucundan sabit mesnetle mesnetlenmiş olması durumunda (Şekil 2.4), çubuğun burkulma boyunu tayin etmek için elastik eğriye ait diferansiyel denklemi yazmak ve çözmek zorundayız.



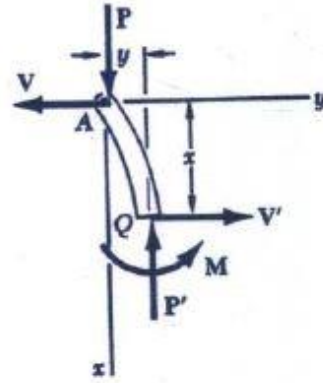
Şekil 2.3.



Şekil 2.4.



Şekil 2.5.



Şekil 2.6.

Verilen çubuğun tamamına ait serbest cisim diyagramından Şekil(2.5), plakanın A ucuna eksenel P yüküne ilaveten yatay bir V yükünün tesir ettiğini görürüz. Bu yatay kuvvet hiperstatik bir kuvvettir.

Plakanın AQ parçasının serbest cisim diyagramını dikkate alarak Şekil(2.6), Q noktasındaki eğilme momentini yazabiliriz.

$$M = -P_y - V_x \quad (2.3)$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} = -\frac{P}{EI}y - \frac{V}{EI}x \quad (2.4)$$

şeklinde yazabiliriz. y değişkenini denklemin sol tarafına aktarıp

$$p^2 = \frac{P}{EI} \quad (2.5)$$

değeri yerine yazarak

$$\frac{d^2y}{dx^2} = p^2 y = -\frac{V}{EI} x \quad (2.6)$$

İkinci mertebeden sabit katsayılı homojen olmayan lineer diferansiyel denklemini elde ederiz. Bu denklemin homojen çözümü

$$y_h = A \sin px + B \cos px \quad (2.7)$$

özel çözümü

$$y = -\frac{V}{p^2 EI} x \quad y = -\frac{V}{p} x \quad (2.8)$$

olmak üzere genel çözümü

$$y = A \sin px + B \cos px - \frac{V}{p} x \quad (2.9)$$

olur. Şekil 2.6 daki sınır şartlarından A ve B sabitleri ile yatay kuvvet V nin büyüklüğü elde edilir. $x=0$, $y=0$ için $B = 0$ bulunur. $x = L$, $y = 0$ için

$$A \sin pL = \frac{V}{p} L \quad (2.10)$$

bulunur. $x = L$ de $dy/dx = 0$ için eğim denkleminde

$$\frac{dy}{dx} = A p \cos px - \frac{V}{p} \quad (2.11)$$

$$A p \cos pL = \frac{V}{p} \quad (2.12)$$

elde edilir. Denklem 2.10 nun 2.12 ye taraf tarafa bölünmesiyle denklem 2.9 un çözümü sadece ve sadece,

$$\tan pL = pL \quad (2.13)$$

olması halinde mevcut olabileceği sonucuna varabiliriz. Bu denklemi deneme yanılma yöntemiyle çözerek denklem 2.13 ü sağlayan en küçük pL değeri

$$pL = 4.493 \quad (2.14)$$

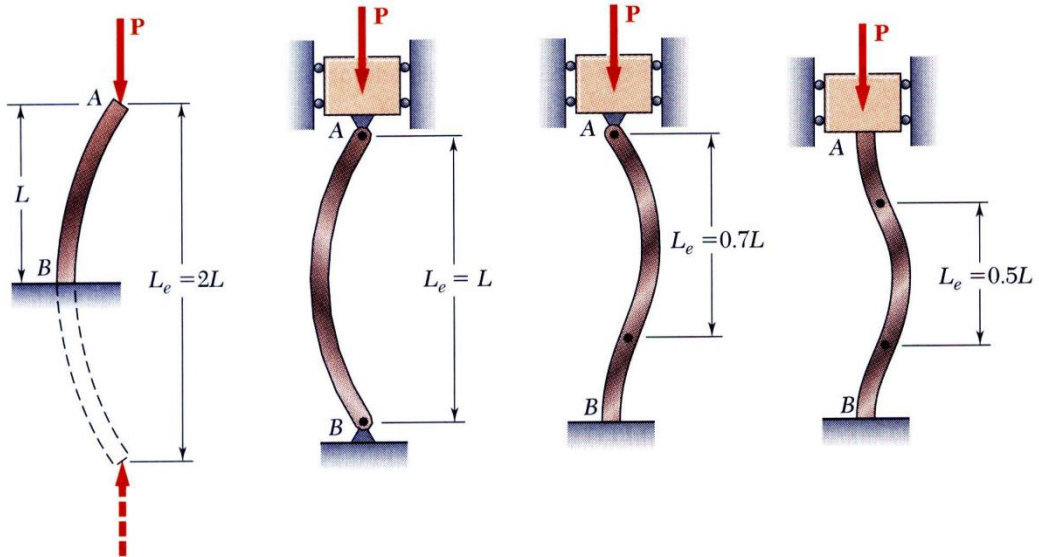
bulunur. Denklem 2.14 de yer alan p nin değerini denklem 2.5 e aktararak ve elde edilen ifadeyi p için çözerek Şekil 2.5 deki çubuk için kritik yük ifadesi

$$P_{kr} = \frac{20.19EI}{L^2} \quad (2.15)$$

bulunur. Kritik yük ifade denklem 2.1 e eşitlenirse

$$\frac{\pi^2 EI}{L_e^2} = \frac{20.19EI}{L^2} \quad (2.16)$$

ve L_e için çözülrse, bir ucu ankastre, diğer ucu mafsallı çubuk için burkulma boyu olarak $L_e = 0.699L$, $L = 0.72L$ sonucunu buluruz [41].



Şekil 2.7. Değişik mesnet durumları için burkulma boyları [41].

2.2. Kompozitler

Kompozit malzemeler genel anlamda iki ya da daha fazla malzemenin özelliklerini tek malzemede toplayarak oluşturulan malzemelerdir. Metalik alaşımların aksine, her malzeme ayrı kimyasal, fiziksel ve mekanik özelliklerini korur. Kompozit malzemelerin temel faydaları, düşük malzeme yoğunluğuyla birlikte yüksek mukavemet ve sertliktir.

2.2.1. Kompozit Malzeme Özellikleri

Kompozitlerin yüksek maliyetle üretilmesi kritik bir konudur. Örneğin, karbon/epoksi kompozitten yapılmış bir parça, malzeme maliyetlerinin 10 ila 15 katına mal olabilir.

Kaw'a göre, bitmiş bir karbon/ epoksi kompozit parça, kilogram başına 650-400 dolara mal olabilir [42]. İşleme ve üretim tekniklerindeki ilerlemeler, gelecekte bu maliyetleri düşürecektir.

Bir kompozit yapının mekanik olarak analiz edilmesi, bir metal yapınınkinden daha karmaşıktır. Metallerin aksine, kompozit malzemeler izotropik değildir, yeni özellikleri her yönde aynı değildir. Bu nedenle, analizlerde daha fazla malzeme parametresinin bilinmesini gerektirirler. Örneğin, bir karbon - epoksi kompozitinin tek bir katmanını dikkate alırsak, mekanik analizi gerçekleştirmek için dokuz tane rijitlik ve mukavemet sabiti gerektirir. Bu sabit değerlerini bulmak için gerçekleştirilen basınç dayanımları gibi bazı kompozit özelliklerin değerlendirme ve ölçüm teknikleri hala tartışılmaktadır. Kompozitlerin onarımı, metaller ile karşılaştırıldığında basit bir işlem değildir. Bazen kompozit yapılardaki kritik kusurlar ve çatlaklar fark edilmeyebilir.

Ayrıca kompozitler diğer geleneksel malzemelere göre birçok üstünlüğe sahiptir. Örneğin, yüksek mukavemet, rijitlik, yorulma ve darbe dayanımı ısı iletkenlik, korozyon direnci gibi.

Kompozit malzemeler üretilirken kullanılması düşünülen yer ve istenilen nitelik için aşağıdaki hususiyetlerden bazıları veya birkaçı göz önünde bulundurulur: Mekanik dayanım (basma, çekme, eğilme, çarpma), rijitlik, ağırlık, görünüm, ısı iletkenliği, kırılma tokluğu, korozyon direnci, elektrik iletkenliği, yorulma dayanımı, yüksek sıcaklığa dayanıklılık, akustik iletkenliği ve sesi absorbe edebilme kabiliyeti [43].

Kompozit malzemenin yapısında takviye ve matris olmak üzere en az iki eleman bulunur. Takviye elemanı mukavemet ve sertlik sağlar ve malzeme üzerine uygulanan yükleri taşıma görevi görür. Çoğu durumda takviye elemanı, matristen daha sert, daha kuvvetli ve direngendir. Bir elyaf, çapından daha büyük bir uzunluğa sahiptir ve eksen boyunca daha fazla yük taşıyabilir.

Tasarımda en büyük zorluklardan birisi kompozit malzemelerin izotropik özellikler göstermemesidir. Bu yüzden tasarımcı, parçaya her yönden ne kadar yük geleceğini ve parçanın hangi noktasında ne kadar mukavemete ihtiyaç olduğunu iyi kavrayıp, elyafların yerleşim açılarını ona göre hesaplamalıdır. Gerçekte malzemelerin mukavemeti, genellikle teorik belirtilenden küçüktür. Bu fark, maddenin doğal

kusurlarından kaynaklanmaktadır. Bu kusurların giderilmesi malzemenin dayanıklılığını artırabilir. Eğer elyafların çapı daha küçülür ise, materyalin doğal bir kusur ihtimali azalır. Örneğin, bir çelik levha yaklaşık olarak 689 MPa mukavemet gösterebilirken, aynı çelik levhadan yapılmış bir telin gücü 4100 MPa olabilir [42].

2.2.2. Kompozitin Mekanik Özelliklerine Elyafın Etkisi

Uzunluk: Elyaflar uzun veya kısa olabilir. Uzun, sürekli elyafların yönlenmesi ve işlenmesi kolaydır, ancak kısa elyaflar doğru yönlendirme için tam olarak kontrol edilemez. Uzun elyaflar, kısa elyaflara göre birçok fayda sağlar. Kısa liflerin kusurları daha azdır ve bu nedenle daha yüksek mukavemete sahiptir.

Elyaf Yönelimi: Tek yönde yönlendirilmiş elyaflar aynı yönde çok yüksek sertlik ve mukavemet kazandırır. Elyaflar birden fazla yönde yönlendirilirse, elyaf yönelimleri doğrultusunda yüksek sertlik ve mukavemet olacaktır.

Şekil: Elyafların en yaygın şekli daireseldir, çünkü imalatı kolaydır. Altıgen ve kare biçimli elyaflar mümkündür ancak mukavemet ve kolay ambalajlanma gibi faydaları olmasına rağmen işleme zorluklarından dolayı fazla bulunmaz.

Malzeme: Elyaf malzemesi bir kompozitin mekanik başarımını doğrudan etkiler. Elyafların genellikle yüksek elastik modül ve kuvvetlere sahip olmaları beklenir, ki bu doğrudan maliyete etki eden faktördür [44].

2.2.3. Tabakalı Kompozitler

Tabakalı kompozit malzemeler, değişik özelliklere sahip birden çok malzemenin matris malzemeleriyle birleştirilmesiyle oluşturulur. Bu tür kompozitler, “Lamine Kompozit Malzeme” diye adlandırılmaktadır.

Tabakalı kompozitler genelde levha malzeme niteliğindedir. Lamine kirişler veya direkler gibi elemanlar, parçaların üst üste yapıştırılması yoluyla, lamina tekniğiyle üretilmektedir. Ancak bu malzemeler, son derece sınırlı bir grubu oluşturmaktadır. Üretimin büyük bir kısmı, boyutlarından biri diğer ikisine oranla çok daha küçük olan levha şeklindedir. Bu levhalar, değişik nitelik gösteren tabakaların birleştirilmesiyle meydana getirilirler.

Çeşitli tabakaların birbirine yapıştırılmaları şeklindeki üretimin bir sonucu olarak, tabakalı kompozit malzemeler, yapısal nitelikleri bakımından diğer kompozit malzeme türlerinden farklılık göstermektedir. Diğer kompozit malzeme türlerinde, taneli kompozitlerde veya liflerle donatılı kompozitlerde yapılan sürekli faz ve dağılı faz veya matris ve faz gibi niteleme ve ayrımlar, tabakalı malzeme için aynı anlamda genelde kullanılmaktadır.

Tabakalı kompozit malzemeler, çeşitli yönlerden farklılıklar gösteren tabakaların bir araya getirilmesiyle üretilmektedir. Bu farklılık, mukavemet, ısı iletimi, gözeneklilik, ağırlık, yüzey sertliği, suya veya dış etkenlere karşı direnç gösterme gibi çok çeşitli etmenlerden dolayı olabilmektedir. Tabakalı kompozitlerde genelde kompozit malzemeleri oluşturan farklı özelliklere sahip tabakalardan her biri kompoziti iki yönde katetmektedir. Bu tabakalar, herhangi bir teknikle veya yapıştırıcıyla bir araya getirilmektedir.

Tabakalı kompozitler en az iki tabakadan oluşur. Ancak, dayanım ve mekanik özelliklerin önemli olduğu ve kompozitin tabakalar düzeninde birbirine dik iki ayrı doğrultuda birbirine yakın özelliklerin beklenmesi durumunda, malzemenin hedeflenen özelliklere sahip olabilmesi için en az üç veya daha fazla tabaka kullanılmaktadır. Bu tabakaları oluşturan malzemeler farklı olabileceği gibi, aynı tür malzemedan de üretilbilirler [45].

2.2.4. Kompozitlerin Mikromekanik Analizi

Burada mekanik özelliklere ait denklemlerin çıkarılmasında dört temel varsayım yapılır [46].

- a) Kompozitte sürekli elyaflar yükü taşır,
- b) Kompozit malzeme ve kompoziti oluşturan elemanlar lineer elastik davranış gösterir,
- c) Eksenel çekme dayanımları oluşur,
- d) Elyaf ve matris bileşenleri arasında tam bağ mevcuttur.

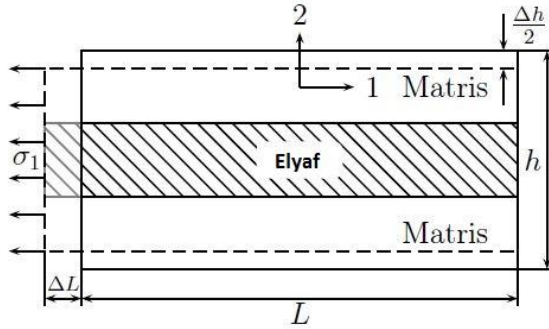
Kompozitin, elastisite modülü, bileşenlerin modülleri ve hacim oranları cinsinden $E = (E_f \cdot V_f + E_m \cdot V_m)$ şeklinde ifade edilir. Burada E elastisite modülü, V hacim

oranıdır. m matrisi, f elyafı temsil etmektedir. Kompozitin mikro mekaniğine; elyaf özellikleri, matris malzemesinin özellikleri, geometrik şekil, darbe direnci, eksenel çekme, eksenel çekme dayanımı, kırılma tokluğu, fabrikasyon işlem değişimleri, çevre şartları gibi faktörler etki etmektedir [45].

2.2.5. Elyaf Eksenine Paralel Yöndeki Elastik Modülü E_1

Matris ve elyaf arasında mükemmel bir ara yüzey bağı mevcut olduğu kabul edilmek şartıyla

$$\varepsilon_{11} = \frac{\Delta L}{L} = \varepsilon_f = \varepsilon_m \quad (2.17)$$



Şekil 2.8. Kompozit malzemede gerilmenin elyaf doğrultusunda uygulanması

Kompozit malzemede oluşan σ_1 gerilmesi ile bunun matris ve elyafta oluşturacağı gerilmeler,

$$\sigma_1 = E_1 \varepsilon_1$$

$$\sigma_f = E_f \varepsilon_f \quad (2.18)$$

$$\sigma_m = E_m \varepsilon_m$$

Kompozit malzemenin 1 yönünde taşıdığı kuvvet

$$F_1 = F_f + F_m \quad (2.19)$$

dir. Elyafın kesit alanı A_f , matrisin kesit alanı A_m olmak üzere kompozitin toplam kesit alanı A_1 'dir.

$$A_1 = A_f + A_m \quad (2.20)$$

2.19 denklemi gerilmeler ve kesit alanları cinsinden

$$\sigma_1 A_1 = \sigma_f A_f + \sigma_m A_m \quad (2.21)$$

olur. Denklem 2.18 ve 2.21'in birlikte değerlendirilmesi

$$E_1 = \frac{A_f}{A} E_f + \frac{A_m}{A} E_m \quad (2.22)$$

İfadesini verir. Elyaf ve matris hacim oranları V_f ve V_m ile gösterilirse,

$$V_f = \frac{A_f}{A} \quad (2.23)$$

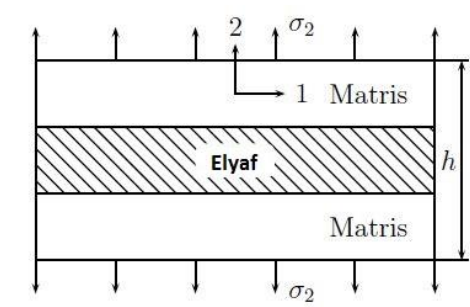
$$V_m = \frac{A_m}{A}$$

Denklem 2.23, denklem 2.22'de yerine yazılırsa kompozitin E_1 elastik modülü

$$E_1 = E_f V_f + E_m V_m \quad (2.24)$$

şeklinde bulunur.

2.2.6. Elyaf Eksenine Dik Yöndeki Elastik Modülü E_2



Şekil 2.9. Kompozit malzemede gerilmenin elyaf doğrultusuna dik doğrultuda uygulanması

Kompozit malzemenin takviye elemanı elyaf eksenine dik doğrultuda bir σ_2 gerilmesi uygulandığını kabul edersek, h kalınlıklı kompozitin uzamasını Δh ile, matrisin uzama miktarını Δh_m ile, Δh_f ile elyafın uzamasını temsil edelim. Kompozitin uzaması

$$\Delta h = \Delta h_f + \Delta h_m \quad (2.25)$$

2 yönünde şekil değiştirme

$$\varepsilon_2 = \frac{\Delta h}{h} \quad (2.26)$$

yazılabilir. Elyaf ve matrisin şekil değiştirmeleri cinsinden elyaf ve matriste uzamalar

$$\Delta h_f = \varepsilon_f h_f \quad (2.27)$$

$$\Delta h_m = \varepsilon_m h_m$$

yazılabilir. (2.25 - 2.27) denklemlerinin birlikte değerlendirilmesi ile

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_f V_f + \varepsilon_m V_m \quad (2.28)$$

elde edilir. Hooke kanunu

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (2.29)$$

(2.28-2.29) denklemleri E_2 için

$$\frac{1}{E_2} = \frac{E_f}{V_f} + \frac{E_m}{V_m} \quad (2.30)$$

ifadesini verir.

2.2.7. Poisson Oranı ν_{12}

Poisson oranı genel anlamda enine birim daralmanın ε_2 , boyuna birim uzamaya ε_1 , oranı olarak tanımlanır:

$$\nu_{12} = -\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \quad (2.31)$$

ve şekil değiştirmeleri cinsinden kısaltmalar,

$$\Delta h = -h\varepsilon_2 = h\nu_{12}\varepsilon_1 \quad (2.32)$$

Burada Δh denklem 2.25 de verilmiş olan matris ve elyaf malzemesinin kısaltmaları toplamıdır. Denklem 2.32 den faydalanarak

$$\Delta h_f = hV_f\varepsilon_1\nu_f \quad (2.33)$$

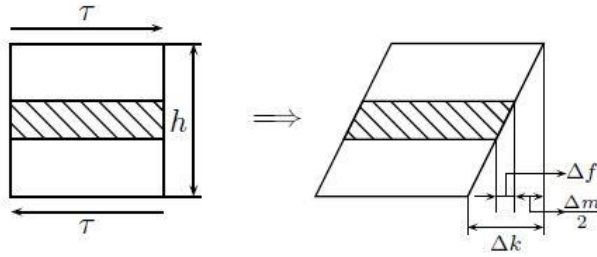
$$\Delta h_m = hV_m\varepsilon_1\nu_m$$

şeklinde elde edilir. Denklem 2.32 ve 2.33'den faydalanarak poisson oranı ν_{12} aşağıdaki gibi elde edilir.

$$v_{12} = v_f V_f + v_m V_m \quad (2.34)$$

2.2.8. Kayma Modülü G_{12}

Düzlem içinde bir laminenin kayma modülü G_{12} , elyaf ve matris üzerindeki kayma gerilmelerinin aynı olduğu varsayılarak malzemelerin mekanik özelliklerinden belirlenir.



Şekil 2.10. Kayma gerilmesi ve neden olduğu çarpılma miktarları

$$\Delta f = h V_f \gamma_f \quad (2.35)$$

$$\Delta m = h V_m \gamma_m$$

Burada γ_f elyafın, γ_m matrisin, τ kayma gerilmesi altında oluşan kayma açılarıdır. Kompozit malzemenin toplam kayma deformasyonu Δk ,

$$\Delta k = h \gamma_{12} = \Delta f + \Delta m \quad (2.36)$$

Elyaf ve matriste kayma gerilmeleri aynı olduğu kabul edildiği için Hooke kanunundan

$$\tau_{12} = \tau = \tau_f = \tau_m \quad (2.37)$$

$$\gamma_{12} = \frac{\tau_{12}}{G_{12}}, \quad \gamma_f = \frac{\tau}{G_f}, \quad \gamma_m = \frac{\tau}{G_m}$$

elde edilir. Denklem 34, 36, 37 nin değerlendirilmesinden kayma modülü G_{12}

$$\frac{1}{G_{12}} = \frac{V_f}{G_f} + \frac{V_m}{G_m} \quad (2.38)$$

şeklinde bulunur.

2.2.9. Kompozit Malzemelerde Gerilme Şekil Değiştirme Bağlılıları

Ortotropik kompozit malzemelerde uygulanan kuvvetin elyaf eksenini ile yaptığı açı dikkate alınarak gerilme-şekil değiştirme bağıntıları tekrar ifade edilebilir. Bu bağıntılar düzlem içi deformasyon ve gerilmeleri dikkate aldığı için iki boyutludur.

2.2.10. Elyaf Ekseninin Uygulanan Kuvvet Doğrultusuna Dik veya Paralel Olması

Elyaf ekseninin uygulanan kuvvet doğrultusuna dik veya paralel olması durumunda $\sigma - \varepsilon$ bağıntıları aşağıdaki gibi olur.

$$\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \tau_{12} \end{pmatrix} \quad (2.39)$$

Buradaki 1 ve 2 indisleri; elyaf malzeme doğrultusunun, kuvvet doğrultusuna dik veya paralel olduğu doğrultuları ifade eder. Eşitliğin sağındaki ilk matris $[Q]$ rijitlik matrisidir.

$$Q_{11} = \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \quad (2.40)$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{12}E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{21} = \frac{\nu_{21}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} = Q_{12}$$

$$Q_{22} = \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{66} = G_{12}$$

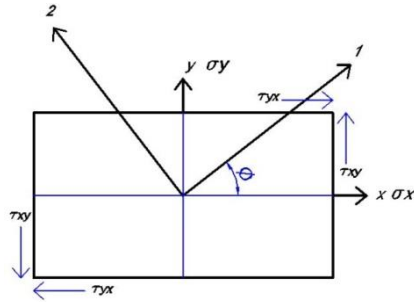
2.2.11. Elyaf Ekseninin Uygulanan Kuvvet Doğrultusu ile Açı Yapması

Uygulanan kuvvet elyaf eksenini ile açı yapması durumunda gerilme şekil değiştirme ($\sigma - \varepsilon$) bağıntıları

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{16} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{26} \\ Q_{16} & Q_{26} & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} \quad (2.41)$$

şeklini alır. Denklem 2.41'deki rijitlik matrisinin $[Q]$ elemanları ise

$$[Q] = [T]^{-1} [Q] [T] \quad (2.42)$$



Şekil 2.11. Elyaf ekseninin kuvvet doğrultusu ile θ kadar açı yapması

Burada $[T]$ dönüşüm matrisi olup

$$[T] = \begin{pmatrix} n^2 & m^2 & 2mn \\ m^2 & n^2 & -2mn \\ -mn & mn & n^2m^2 \end{pmatrix} \quad (2.43)$$

Burada $n = \cos \theta$ ve $m = \sin \theta$ 'dır. Denklem 2.42 ve 2.43'den faydalanılarak rijitlik matrisinin elemanları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} Q_{11} &= Q_{11}n^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})m^2n^2 + Q_{22}m^4 \\ Q_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66})m^2n^2 + Q_{12}(m^4 + n^4) \\ Q_{21} &= Q_{11}m^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})m^2n^2 + Q_{22}m^4 \\ Q_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})n^3m + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})m^3n \\ Q_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})m^3n + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66})n^3m \\ Q_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})m^2n^2 + Q_{66}(m^4 + n^4) \end{aligned} \quad (2.44)$$

2.2.12 Ortotropik Malzeme

Ortotropik malzemede mekanik özellikleri eksenlerinin her birinin yönleri boyunca farklıdır. Birbirine dik üç düzleme göre malzeme simetrisi olan malzemelere denir. Orthotropic malzemeler anizotropiktir. Özellikleri, ölçüm yapılan yöne bağlıdır. İki simetri eksenli ortotropik malzemenin bir örneği grafit liflerle takviye edilmiş bir polimer malzeme olacaktır. Kompozit malzemenin mukavemeti ve sertliği, genellikle, enine yönüne göre elyaflara paralel bir yönde daha büyük olacaktır.

Ortotropik malzemede lineer elastiklik dokuz bağımsız elastik rijitlik değişkeni ile tanımlanabilir. Elastik rijitlik matrisini belirterek ortotropik malzemeyi tariflersek

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{1111} & D_{1122} & D_{1133} & 0 & 0 & 0 \\ D_{1122} & D_{2222} & D_{2233} & 0 & 0 & 0 \\ D_{1133} & D_{2233} & D_{3333} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{1212} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & D_{1313} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{2323} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{Bmatrix} \quad (2.45)$$

şeklinde olur. Ortotropik bir malzeme için mühendislik sabitleri matrisi

$$D_{1111} = E_1(1 - \nu_{23}\nu_{32})Y$$

$$D_{2222} = E_2(1 - \nu_{13}\nu_{31})Y$$

$$D_{3333} = E_3(1 - \nu_{12}\nu_{21})Y$$

$$D_{1122} = E_1(\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23})Y = E_2(\nu_{12} + \nu_{32}\nu_{13})Y$$

$$D_{1133} = E_1(\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32})Y = E_3(\nu_{13} + \nu_{12}\nu_{23})Y \quad (2.46)$$

$$D_{2233} = E_2(\nu_{32} + \nu_{12}\nu_{31})Y = E_3(\nu_{23} + \nu_{21}\nu_{13})Y$$

$$D_{1212} = G_{12}$$

$$D_{1313} = G_{13}$$

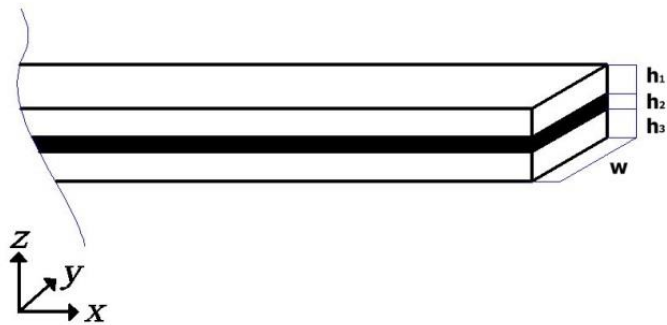
$$D_{2323} = G_{23}$$

$$Y = \frac{1}{1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{23}\nu_{32} - 2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13}} \quad (2.47)$$

şeklinde olacaktır [48].

2.2.13. Yapıştırıcı ile Birleştirilmiş Tabakalı Kompozit Çubuklar

Tezin çalışma kapsamında üretimi gerçekleştirilen karbon-epoxy tabakalı kompozit malzemeler *AralditeTM* 2015 yapıştırıcı ile birleştirilen çubuklarda kullanılmıştır. Karbon elyafların kompozit malzeme içinde hacimsel oranı yaklaşık $v_f=0.63$ alınmıştır. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar Sonlu Elemanlar Yöntemi yardımıyla gerçekleştirilen analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.12. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubuğun yapısı

Şekil 2.14’de h_1 kalınlıktaki iki kompozit çubuğun h_2 kalınlığındaki yapıştırıcı ile yapıştırılmasıyla elde edilen son hali görülmektedir. Çalışmamız kullandığımız kompozit yapının ve *AralditeTM* 2015 yapıştırıcının mekanik özellikleri tablo 2.1 ve 2.2 de verilmiştir.

Tablo 2.1. Tabakalı kompozit malzemenin mekanik özellikleri

Karbon/Epoxy ($v_f=0.63$) Malzeme Özellikleri					
E_{11}	142000 MPa	E_{22}	10300 MPa	E_{33}	10300 MPa
v_{12}	0.27	v_{23}	0.27	v_{13}	0.36
G_{12}	7200 MPa	G_{13}	3800 MPa	G_{23}	7200 MPa

Tablo 2.2. *AralditeTM* 2015 yapıştırıcının mekanik özellikleri

<i>AralditeTM</i> 2015 Malzeme Özellikleri	
Elastiklik modülü (MPa)	3300
Poisson oranı (ν)	0.33

şeklinde kullanılmıştır.

2.3. Sonlu Elemanlar

Sonlu elemanlar yöntemi, mühendislik ve temel bilimlerde karşılaşılan kısmi diferansiyel denklemleri çözmek için sayısal bir yöntemdir. Mühendislik ve temel bilimlerle ilgili olan yapısal analizlerde, ısı transferinde, akışkan akışlarında ve benzeri problemlerde sonlu elemanlar yöntemi yaygınca kullanılmaktadır. Karmaşık geometrileri, yapı üstüne yüklenen kuvvetleri, malzeme özelliklerini matematiksel, diferansiyel veya integral denklemler yardımıyla ifade büyük ölçüde ifade edilebilir, fakat çözümlerini elde etmek kolay olarak mümkün olmamaktadır. Yaklaşık çözümleri için sonlu elemanlar yöntemi gibi sayısal yöntemlere sıkça ihtiyaç duyulmaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık geometrileri daha basit alt bölgelere ayırarak çözümün her bir alt bölgede bulunduğu bir çözüm yöntemidir. Sonlu elemanlar yöntemi şu temel özellikleri kullanır:

İlk olarak, geometri sonlu elemanlar olarak isimlendirilen küçük alanlara (elemanlara) bölünür. Elemanlar çözümün mantıklı sonuçlar verecek kadar küçük ve hesaplama süresini azaltacak kadar büyük olmalıdır. Bu eleman boyutları bilgisayarlarda çözüm yaparken rahatlıkla sonlu elemanlar yöntemini kullanan analiz programlarında düzenlenebilir. Sonlu elemanlar analizinde kullanılan elemanların en uygun seçimi, problem tipine göre gerçekleştirilir.

Bir yaklaşık yöntem olduğundan her bir elemanda interpolasyon denklemlerin seçimi gereklidir. Seçilen düğüm noktalarının konum koordinatları ve yer değiştirmesi cinsinden şekil fonksiyonları belirlenir. İnterpolasyon fonksiyonu eleman tipine ve çözülecek denklemin derecesine bağlıdır. Her bir sonlu elemanda yer değiştirmeleri tanımlamak için düğüm noktalarında yer değiştirmeler cinsinden (polinom veya yüksek mertebeden) fonksiyonlar seçilir. Bu seçilen polinomun derecesi elemanın sahip olduğu düğüm sayısına bağlıdır.

Elemanlara bölünen tüm sistemin özellikleri elemanların elemanların özellikleri birleştirilerek elde edilir. Her bir elemanın davranışını ifade eden matris denklemleri birleştirilerek sistemin ana davranışını ifade eden matris denklemleri oluşturulur. Sistemin matris denklemleri, bir elemanın matris denklemleriyle aynı biçimdedir. İç

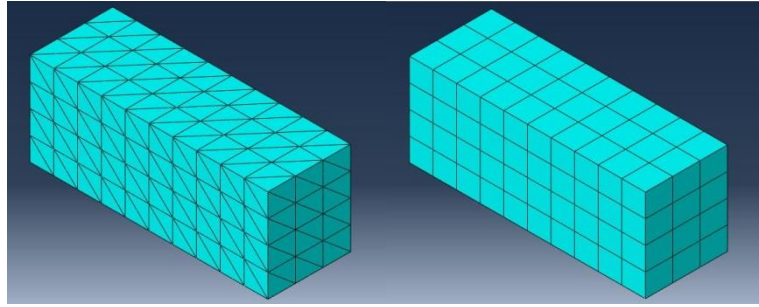
kuvvetler ve dış kuvvetler arasındaki denge, düğüm noktalarının yer değiştirmeleri ve malzeme özellikleri cinsinden

$$\{f\} = [K]\{U\} \quad (2.48)$$

bağıntısı mevcuttur. $\{f\}$ sütun matris olup dış kuvvetlerin tamamını göstermektedir. $[K]$ sistemin toplam rijitlik matrisidir. $\{U\}$ düğüm yer değiştirmelerini gösteren matristir. $\{f\}$ dış kuvvet yer matrisi ile $[K]$ rijitlik matrisi biliniyorsa önce yer değiştirmeler, daha sonra şekil değiştirmeler ve nihayet gerilmeler hesaplanabilir [47].

2.3.1. Katı Eleman

Abaqus/Standard geniş çeşitlilikte disiplin problemleri modellemek için farklı eleman yapıları kullanmaktadır. Katı elemanlar bileşen içindeki küçük malzeme bloklarının basit şekilde modellenmesini sağlar. Yüzlerinde veya orta noktalarındaki izafi olarak yerleştirilmiş düğüm noktaları sayesinde herhangi biriyle diğer elemanlara bağlanabildikleri için, katı elemanlar herhangi bir yüklemeye maruz kalan modeller oluşturmak için kullanılabilir.

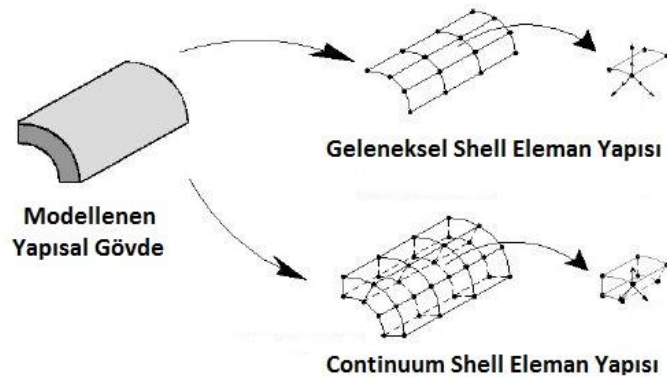


Şekil 2.13. Abaqus/CAE yazılımında farklı eleman yapısı ile mesh üretilmesi

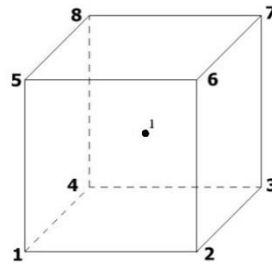
Problem tipine uygun eleman tipi seçimi yapılır. Aranılan doğruluk mertebesine göre eleman formülasyonu düzenlenerek probleme uyarlanabilir. Problemin çözüm süresi ve analiz sonuçların yeterli doğrulukta olması önceliklidir. Örneğin, problem bölgesi küçük sonlu elemanlara böldüğü zaman her düğüm noktasında yüksek serbestlik dereceli eleman seçtiğimizde çözüm süremizde aşırı derecede artış olacaktır. Ayrıca kalınlığı ince olan sac gibi bir plaka yapısını sonlu elemanlar uygulamasında kabuk (shell) elemanlarla bölmek yerine katı (üç boyutlu) elemanlara bölmek daha doğru sonuçlar elde etmemizi sağlar, fakat uzun çözüm süresine neden olur. Doğruluk derecesinden

kısmen feragat ederek iki boyutlu eleman yapısı seçersek daha az çözüm maliyeti ile sonuç elde ederiz.

Tezdeki analizlerde sekiz düğüm noktalı üç boyutlu SC8R continuum shell (kabuk) eleman tipi ve sekiz düğümlü C3D8R solid (katı) eleman tipi kullanılmıştır. İki farklı eleman yapısı çözüm doğruluğunda kaybı ölçebilmektir. Üç boyutlu kabuk eleman (continuum shell) eleman yapısı, genellikle ince olan yapıların modellenmesinde kullanılmak üzere iki boyutlu gerilme - yer değiştirme elemanlarıdır. Kabuk (shell) eleman tipine benzer çalışırlar, fakat üç boyutlu geometrinin topolojisini kullanırlar. Kalınlık boyunca arzu edildiği kadar integrasyon noktası seçilebilir, analizlerimizde üç ile sınırlandırılmıştır.



Şekil 2.14. Yapısal bir cismin kabuk eleman ve üç boyutlu kabuk eleman ile modellenmesi



Şekil 2.15. C3D8R solid (katı) eleman tipi ve ortasında bir entegrasyon noktasıyla

C3D8R solid (katı) eleman tipi, köşelerinde toplam sekiz düğüm noktası vardır. Gerilimler, şekil değiştirmeler entegrasyon noktalarında hesaplanır ve düğüm noktalarına interpolate edilir. C3D8R elemanının entegrasyon noktası elemanın merkezinde bulunur. Bu nedenle, muhtemel gerilme yığılmalarının ortaya çıktığı bölgelerde daha küçük boyutta elemanlara ihtiyaç duyulmaktadır.

2.3.2. Lineer (Özdeğer) Burkulma Analizi

Lineer burkulma (özdeğer burkulma) analizi genellikle direngen yapıların kritik burkulma yükünü tahmin etmek için kullanılır. Lineer analizde şekil değiştirmeler uygulanan yükle doğrusal olarak değişir. Geometrideki şekil değişikliklerinin küçük olduğu kabul edilir. Bu nedenle özdeğer burkulma analizi büyük yer değiştirmelerin lineer olmayan tesirini dikkate almaz. Rijitlik matrisi sabit kalır.

Elastik direngen bir yapının basit bir örneği olan Euler sütunu önce eksenel basma yüküne karşı çok rijit bir davranış gösterir. Kritik burkulma yüküne ulaştıktan sonra sütun aniden eğilir ve çok hızlı yük taşıma kabiliyetini kaybeder.

Bir yapıda lineer olmayan şekil değişimi oluşsa bile, lineer burkulma analizi bize burkulma olmadan önceki muhtemel burkulma şekilleri için faydalı tahminler sağlayabilir. Bu nedenle, özdeğer burkulma analizi pratik hayattaki mühendislik problemleri için gerçek çözümler sunmaz. Sadece yol gösterici olarak kullanılabilir. Bir özdeğer burkulma probleminde, rijitlik matrisine karşılık sıfırdan farklı $u^M \neq 0$ çözümünü ararız.

$$K^{MN}u^M = 0 \quad (2.49)$$

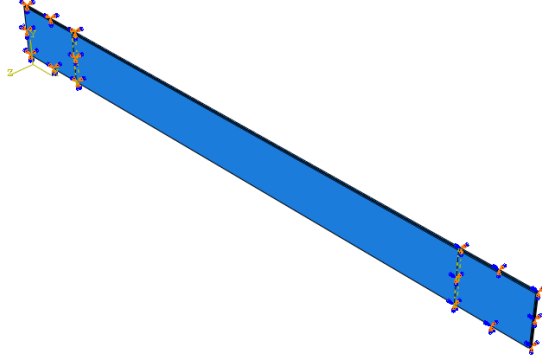
K^{MN} rijitlik matrisini ve u^M ise yer değiştirme sütun matrisini temsil eder. Uygulanan yükler; basma yükü, yayılı yük, termal yük olabilir. Genel bir özdeğer burkulma problemi

$$(K_0^{NM} + \lambda_i K_{\Delta}^{NM})u_i^M = 0 \quad (2.50)$$

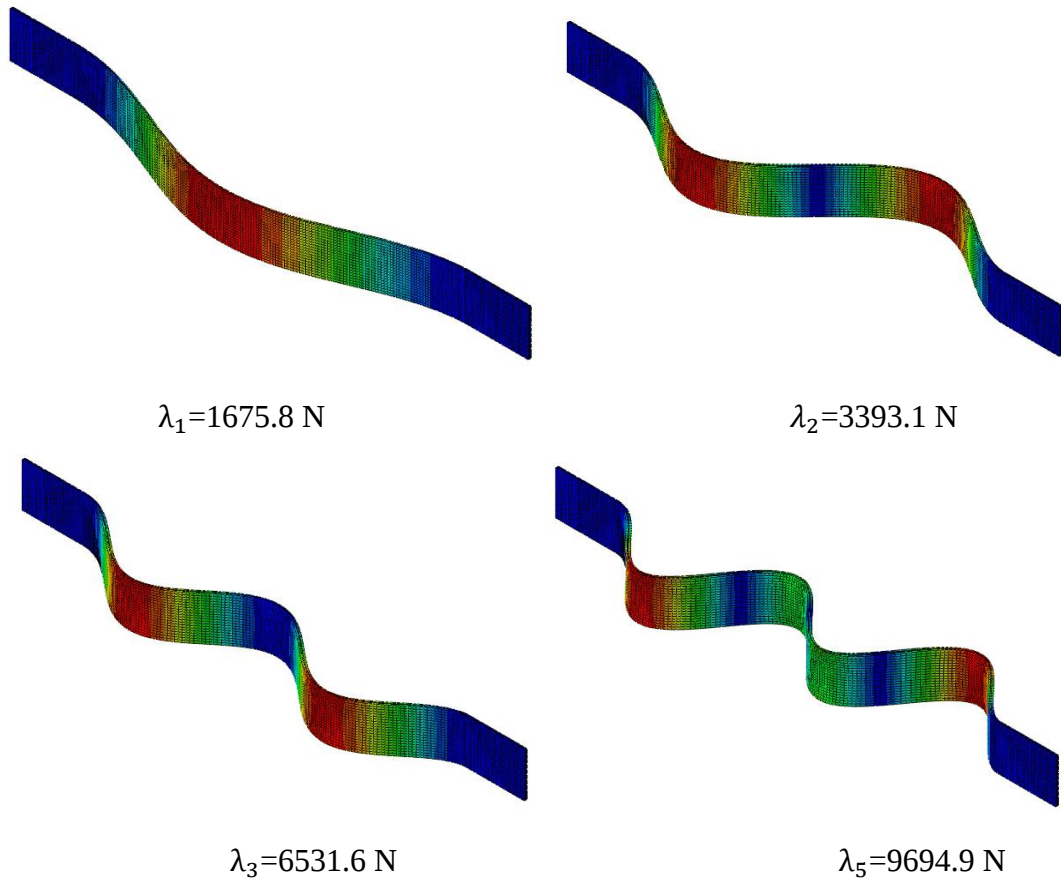
şeklinde yazılabilir. K_0^{NM} eğer varsa önyüklemelerin etkilerini içeren ilk duruma karşılık gelen rijitlik matrisi. K_{Δ}^{NM} artımsal yükleme modeli nedeniyle diferansiyel başlangıç gerilimi ve yük katılık matrisidir. λ_i , özdeğerlerdir. u_i^M inci burkulma moduna karşılık gelen yer değiştirmelerdir. Burkulma modu serbestlik derecelerini M ve N, burkulma mod sayısını i ifade eder [48].

Abaqus yazılımında kritik burkulma yükünü bulmak için çubuğa öncelikle 1 N luk yük uygulanmaktadır, ardından özdeğer analizi yapılmaktadır. Analiz sonucunda ilk beş

modun kritik yük değerleri dikkate alındı. Kritik yükleri bulmak için Substep ve Block Lanczos yöntemleri arasından Block Lanczos tercih edilmiştir.



Şekil 2.16. Sonlu eleman ızgara yapısı



Şekil 2.17. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş çubuğun ilk dört özdeğeri ve tekabül eden burkulma modları

Block Lanczos geniş serbest derecelerinden oluşan matris denklemlerin özdeğerleri hesabında daha etkin ve hızlıdır. Boyutları $L=350 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_1=1 \text{ mm}$ (4 tabakalı), $h_2=0.25 \text{ mm}$, $h_3=1 \text{ mm}$ (4 tabakalı) $\theta = 0^\circ$ elyaf açılı boydan boya yapıştırılmış çubukların Abaqus sonlu elemanlar yazılımıyla gerçekleştirilen burkulma analizinden elde edilen ilk dört özdeğer ve mod şekilleri şekil 2.18 ve 19 da gösterilmiştir.

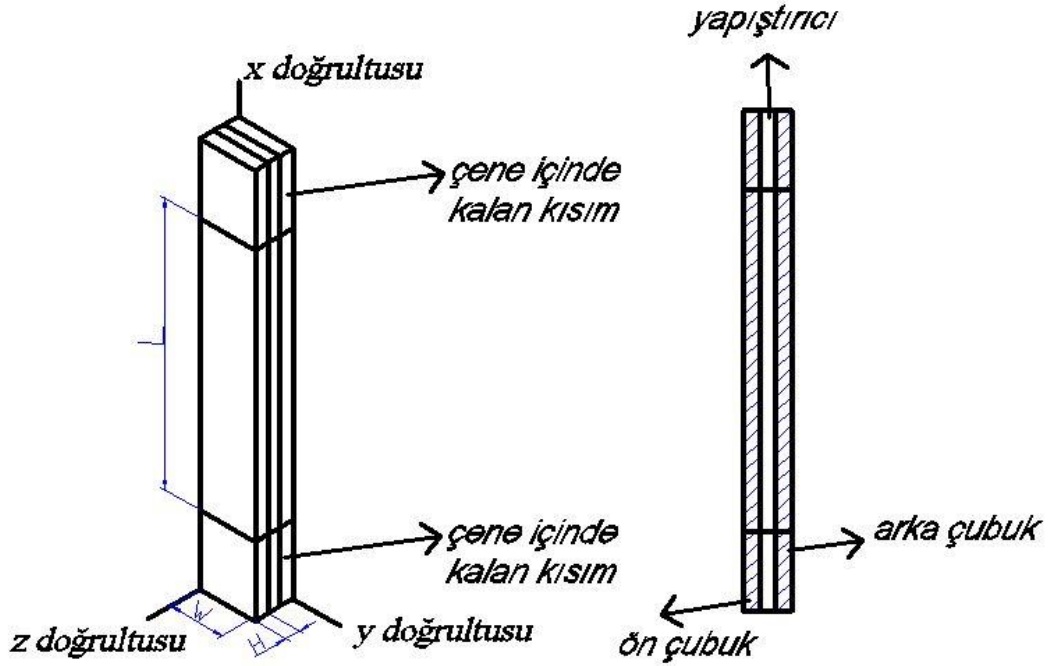
İlk özdeğer kritik burkulma yükü olarak değerlendirilir. İlk dört özdeğer için çubukta oluşan deformasyonlar periyodiktir. İlk yük adımıyla çubuk burkulmaktadır. Kritik burkulma yükü aşıldığı zaman çubuk, stabil halden çıkıp diğer burkulma moduna uygulanan yük seviyesine göre geçebilmektedir.

2.4. Tasarım Parametrelerin Kritik Yüke Etkisi

Bu bölümde farklı geometrik boyutlarda epoxy yapıştırıcı ile birleştirilmiş dikdörtgen kesitli karbon-epoksi tabakalı kompozit malzemeden yapılmış çubuğun burkulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.20 de görüldüğü gibi bir ucu sabit (ankastre) ve diğer ucu sadece x ekseninde serbest mesnetli uç şartları çubuklara uygulanmıştır. Abaqus yazılımıyla özdeğer burkulma analizi yapılmıştır. Deneysel çalışma için üretilecek numunelerin ebatlarına karar vermede bize bir ön fikir vermesi için parametrik olarak çalışılmıştır. Tasarım parametreleri, elyaf açısı, çubuk boyu, genişliği, ön/arka çubuk kalınlığı ve yapıştırıcı kalınlığı seçilmiştir.

Tasarım parametrelerinin etkisini inceleyebilmek amacıyla yapılan 3888 yapıştırılmamış tek çubuğun analizi, 3888 yapıştırılmış çubukların analizi olmak üzere toplam 7776 analiz gerçekleştirilmiştir. Üretilen özdeğer kullanılarak her bir parametrenin kritik yüke tesirini gösteren grafikleri matlab programı yardımıyla çizilmiştir. Ayrıca yapıştırıcının oluşturulan yapıda neden olduğu mukavemet kaybı, tek çubuktan elde edilen sonuçlarla yapıştırılmış çubuktan elde edilen sonuçların karşılaştırılmasıyla belirlenecektir. Yapıştırılmamış tek ve yapıştırılmış çubukların boyutları; çubuk boyu $L=200-350 \text{ mm}$, çubuk genişliği $W=20-40 \text{ mm}$, ön/arka plaka kalınlıkları h_1 ve $h_3=1.0-2.0 \text{ mm}$, yapıştırıcı kalınlığı $h_2=0.25-1.0 \text{ mm}$, ve elyaf açısı $\theta = 0, 30, 45, 60$ ve 90° şeklinde değiştirilerek her bir yeni çubuk boyutları ve elyaf açısı için lineer (özdeğer) burkulma analizi sonlu eleman yöntemi ile tekrarlanmıştır. Üretilen

kompozit plakaların her bir tabakası 0.3 mm kalınlıkta olup toplam 1.2 mm lik bir plaka 4 tabakadan, toplam 1.8 mm lik bir plaka 6 tabakadan, toplam 2.4 mm lik bir plaka 8 tabakadan oluştuğunu anlarız.



Şekil 2.18. Deney düzeneği

Basma cihazında iki çene içine gelecek çubuk kısımları net çubuk uzunluğunda dikkate alınmamıştır. Ancak sonlu eleman analizinde $C=55 \text{ mm}$ lik her bir çene payı çubuk L boyuna eklenerek bu kısımlara sınır şartı uygulanmıştır. Örneğin, $L=200 \text{ mm}$ lik çubuk net boyu için $L^T = 200 + 2 \times 55 = 310 \text{ mm}$ toplam boyun ilk 55 mm lik kısmı ankastre, diğer 55 mm lik kısmı x yönünden serbest olmak kaydıyla diğer yönlerde sabitlenmiştir.

Lineer (özdeğer) burkulma analizleri iki malzeme modeli ile gerçekleştirilmiştir. İlkinde kompozit ön ve arka çubuklara lamina malzeme modeli atfedilmiştir. Bu mekanik model düzlem içi, yani iki boyutlu olup içi yükleri taşıyabileceği kabul edilir. Lamina kalınlığı boyunca gerilme ve şekil değiştirme bileşenleri ihmal edilir. Ancak çubukların üç boyutlu geometrisinde her bir elemanın düğüm noktalarında birleştirilmesi imkanı sunan continuum shell (kabuk) elemanlar ile modellenmiştir. Bu elemanların kinematiği iki boyutlu fakat geometrileri üç boyutludur.

İkinci olarak kompozit çubuklar ortotropik malzeme modeli ile üç boyutlu modellenmiştir. Gerilme, şekil değiştirme ve yer değiştirmeler üç boyutlu elastisite

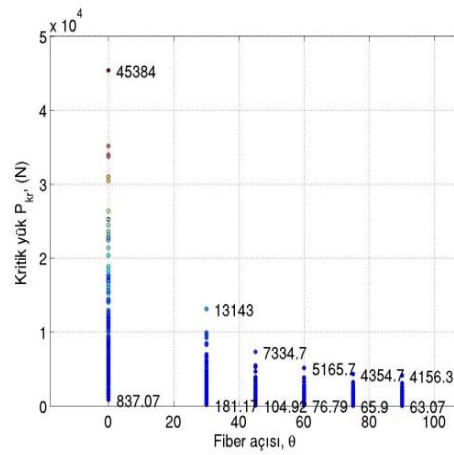
teorisine dayanarak ele alınır. Uygun sonlu eleman, üç boyutlu her bir düğüm noktasında üç yer değiştirme bileşenine (serbestlik derecesi) sahip katı (solid) elemandır. Bu eleman merkezinde tek integrasyon noktasına sahip iken continuum shell (kabuk) elemanda her bir katmanda 1, 3, 5, 7 şeklinde arzu edilen sayıda integrasyon noktası tanımlamak mümkündür. Kabuk eleman (lamina malzeme) modeli analizde hız ve makul doğruluk; solid (katı) eleman ve ortotropik malzeme modelinin daha doğru sonuçlar vermesi, fakat daha uzun çözüm süresi ve bilgisayarda daha fazla işlem kapasitesi gerektirdiği diğer mühendislik problemlerine uygulama testlerinden bilinmektedir.

Bu bölümde ön ve arka kompozit plakalar için lamina malzeme modeli kullanılmıştır. Çubuklar continuum shell (kabuk) sonlu elemanlar ile modellenmiştir. Gerilme, şekil değiştirmeler, yer değiştirmeler düzlem içidir, plakalar düzlem içi yük taşıyabilirler. Yapıştırıcı ve plakalara ait ara yüzeylere komşu elemanların sürekli birleştirilmeleri için tasarlanmış bu sonlu eleman üç boyutlu geometriye sahiptir. Kinematik kabul iki boyutludur. Ön ve arka kompozit laminaların her bir katmanının $\Delta h = 0.125 \text{ mm}$ kalınlığa sahip olduğu kabul edilmiştir. Bahsedilen tasarım parametrelerinin diğer aralıkları için lineer burkulma analizleri gerçekleştirildi. Bu her bir parametrenin kritik burkulma yükünde tesiri Şekil 2.21 de gösterilmiştir.

Önemli bir eleman, yapıştırıcı tabakasıdır. Yapıştırıcının ve laminanın mekanik özellikleri birbirinden farklıdır. Yapıştırıcı tabakasının varlığının kritik burkulma yüklerinde tesiri ayrıca araştırılmıştır. Bu amaçla yapıştırıcı tabakası malzemesinin, lamina malzemesi ile aynı kabul edilerek modellenen yapıştırılmamış tek çubukların özdeğerleri (kritik burkulma yükleri) hesaplanarak yapıştırılmış kompozit çubukların ki ilk karşılaştırıldı. Bu karşılaştırma Şekil 2.21 de ayrıca gösterilmiştir.

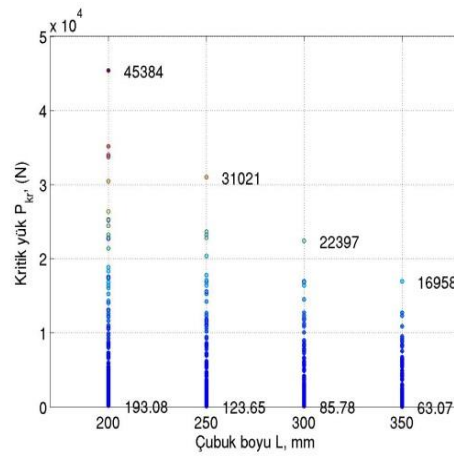
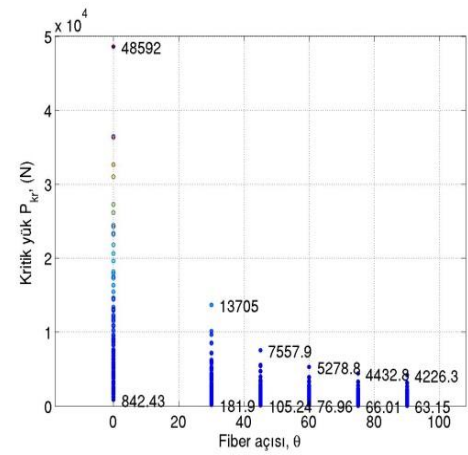
2.4.1. Continuum Shell (Üç Boyutlu Kabuk) Eleman ve Lamina Malzeme Modeli

Yapıştırılmış Çubuk

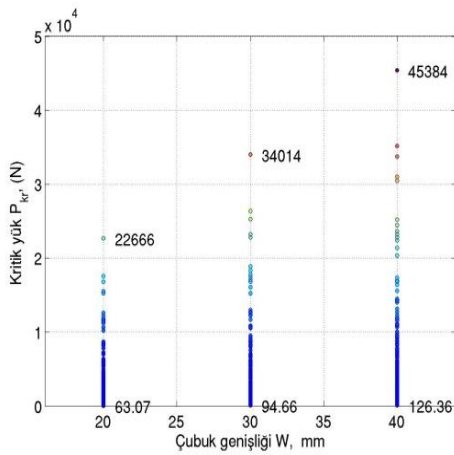
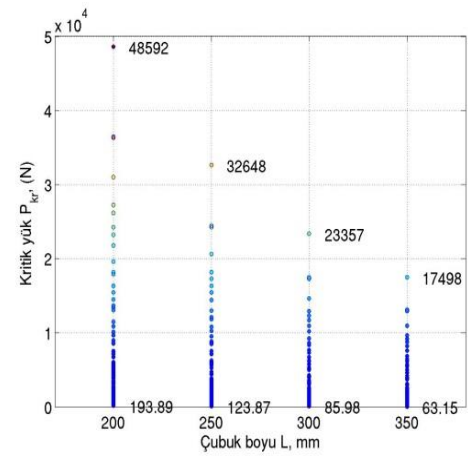


(a)

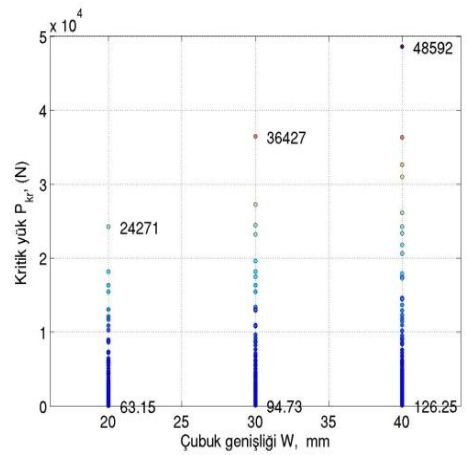
Yapıştırılmamış Tek Çubuk



(b)

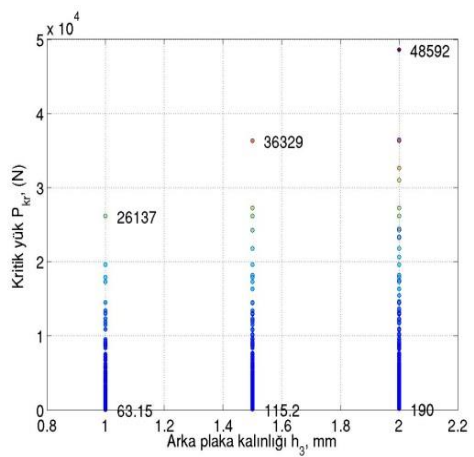
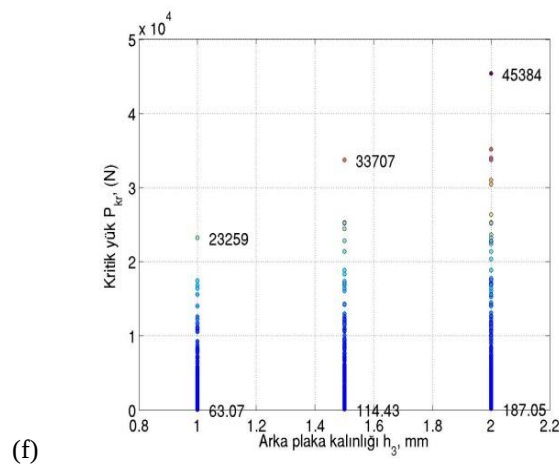
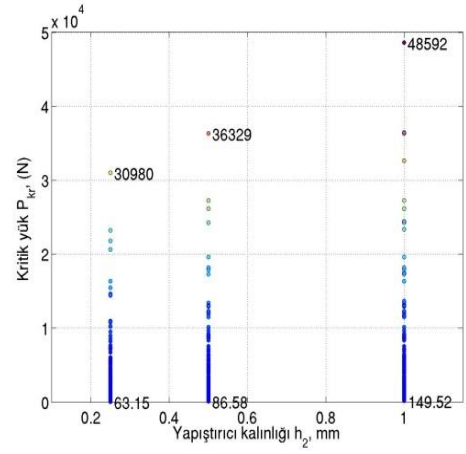
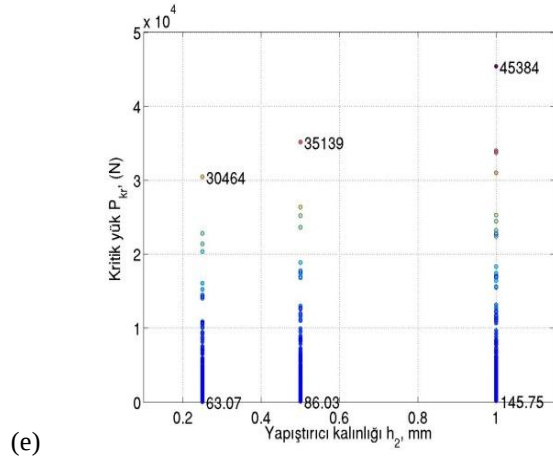
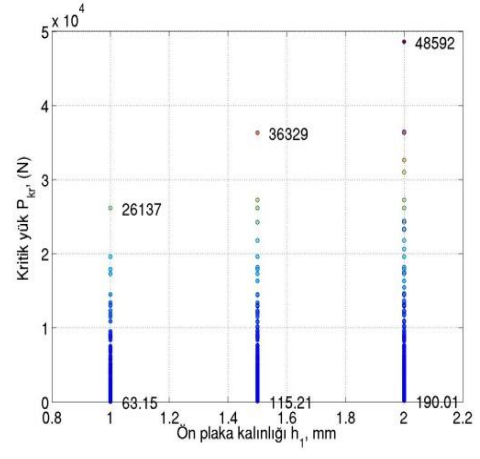
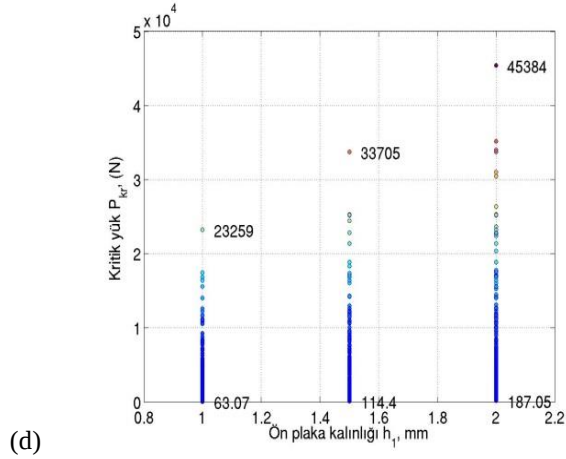


(c)



Yapıştırılmış Çubuk

Yapıştırılmamış Tek Çubuk



Şekil 2.19. a) Fiber açısı (θ), b) Çubuk boyu L , c) Çubuk genişliği W , d) Ön çubuk kalınlığı h_1 , e) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , f) Arka çubuk kalınlığı h_3 'ün kritik yüke P_{kr} tesiri

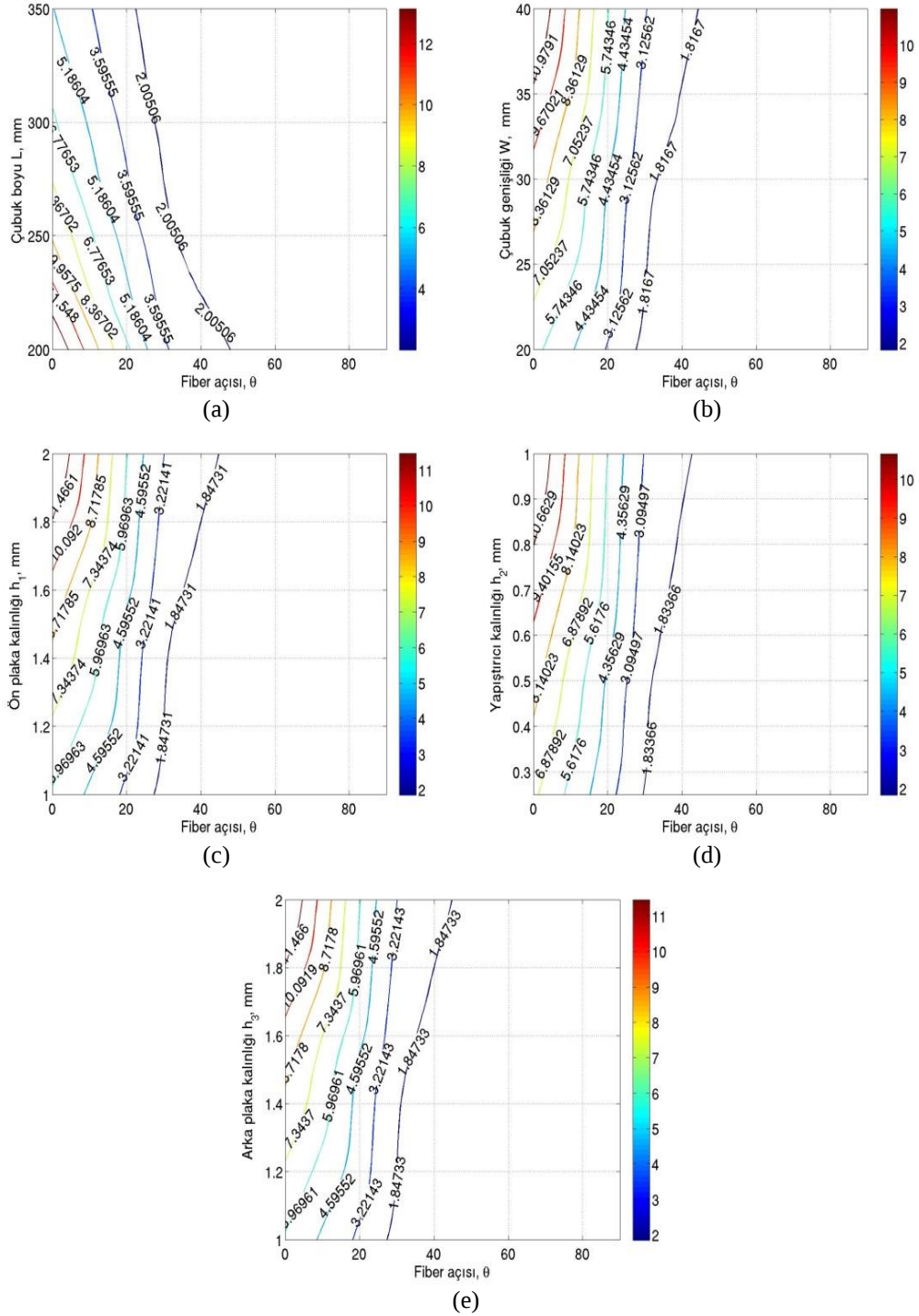
Gerek yapıştırılmış, gerekse yapıştırılmamış tek kompozit çubukların kritik burkulma yükleri P_{kr} artan elyaf açısı ve çubuk boyu ile belirgin bir düşme gösterir iken, artan çubuk genişliği , ön/arka plaka kalınlığı ve yapıştırıcı kalınlığı ile kritik yük değerleri yükselmiştir. Şöyleki, kritik yükte 0° den 90° ye elyaf açısı artışı %91'lik düşüşe, çubuk boyunu (200-350 mm) arttırma %63'lük düşüşe, çubuk genişliğini (20-40 mm) arttırma %95'lik artışa, ön plaka kalınlığını (1.0-2.0 mm) arttırma %95'lik artışa, yapıştırıcı kalınlığını (0.25-1.0 mm) arttırma %49'luk artışa ve arka plaka kalınlığını (1.0-2.0 mm) arttırma %95'lik artışa neden olmuştur (Şekil 2.21).

Etkin tasarım parametreleri sırasıyla elyaf açısı, çubuk genişliği, ön/arka plaka kalınlığı, çubuk boyu ve yapıştırıcı kalınlığı olarak ortaya çıkmaktadır. Ayrıca yapıştırılmamış tek çubuklarda kritik burkulma yükü %2-7 arasında daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Yapıştırıcı malzemesinin daha düşük elastisite modülüne sahip olması nedeniyle eğilmeye karşı çubuk kesitinin direngenliği kısmen düşmektedir, bu nedenle yapıştırılmış kompozit çubuklar daha düşük yüklerde burkulmaya meyil etmektedir.

Şekil 2.22-25 mevcut tasarım parametrelerinin kritik burkulma yükünde ikili ortak tesirlerini göstermektedir. Bu dağılım diyagramları aynı koordinatta tekabül eden çakışık kritik yük değerlerinin ortalaması alınarak çizilmiştir. Amaç genel eğilimi göstermektir.

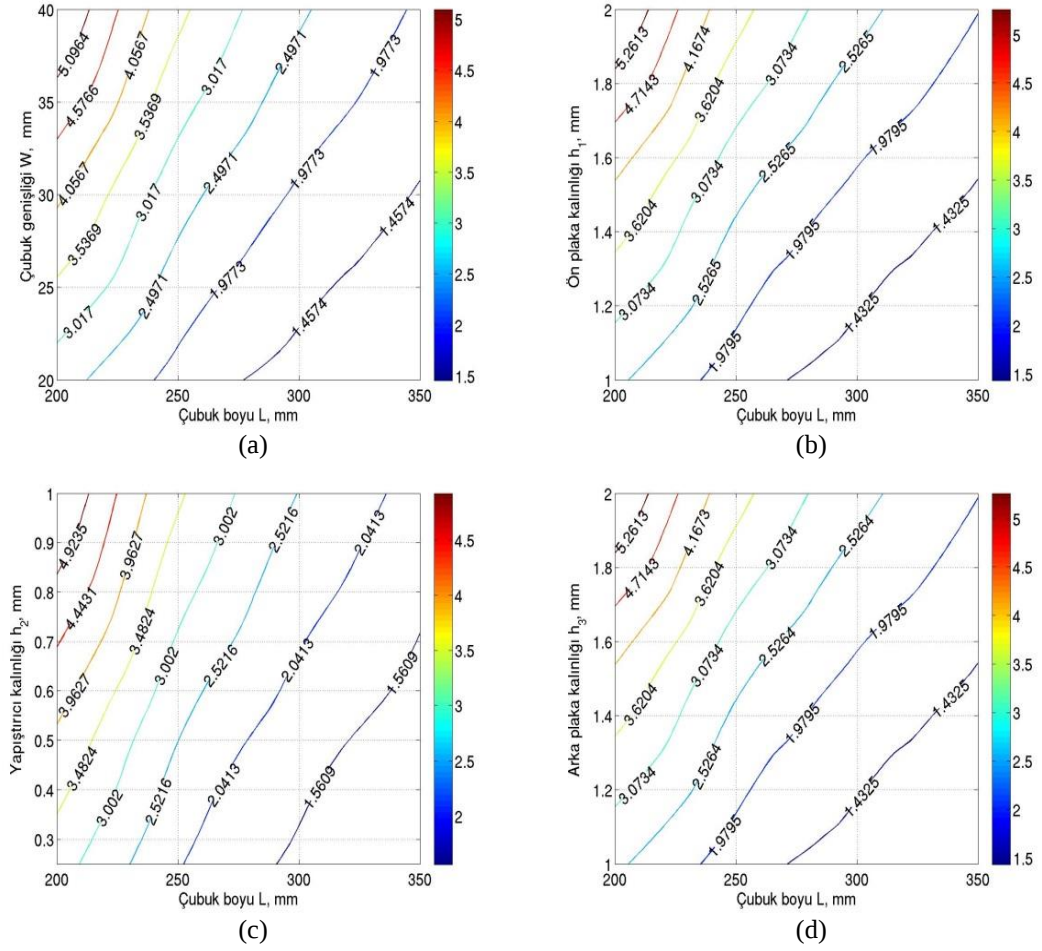
Şekil 2.22 elyaf açısının kritik yüke tesirini diğer parametreler ile birlikte karşılaştırmaktadır. 20° den büyük elyaf açısı θ kritik yükte belirgin kayba neden olmaktadır. Diyagramlarda beyaz bölgeler burkulma yükü değeri bakımından emniyetsiz bölgelerdir. Çubuk boyunun gereğinden uzun olması belirgin kritik yükü düşürmektedir.

Yapıştırılmış Çubuk (Lamina, Continuum Shell)



Şekil 2.20. Yapıştırılmış çubukların (Lamina, Continuum Shell) kritik yüklerinde (P_{kr}) elyaf açısı θ 'nın a) Çubuk boyu L , b) Çubuk genişliği W , c) Ön plaka kalınlığı h_1 , d) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , e) Arka plaka kalınlığı h_3 ile ortak tesiri

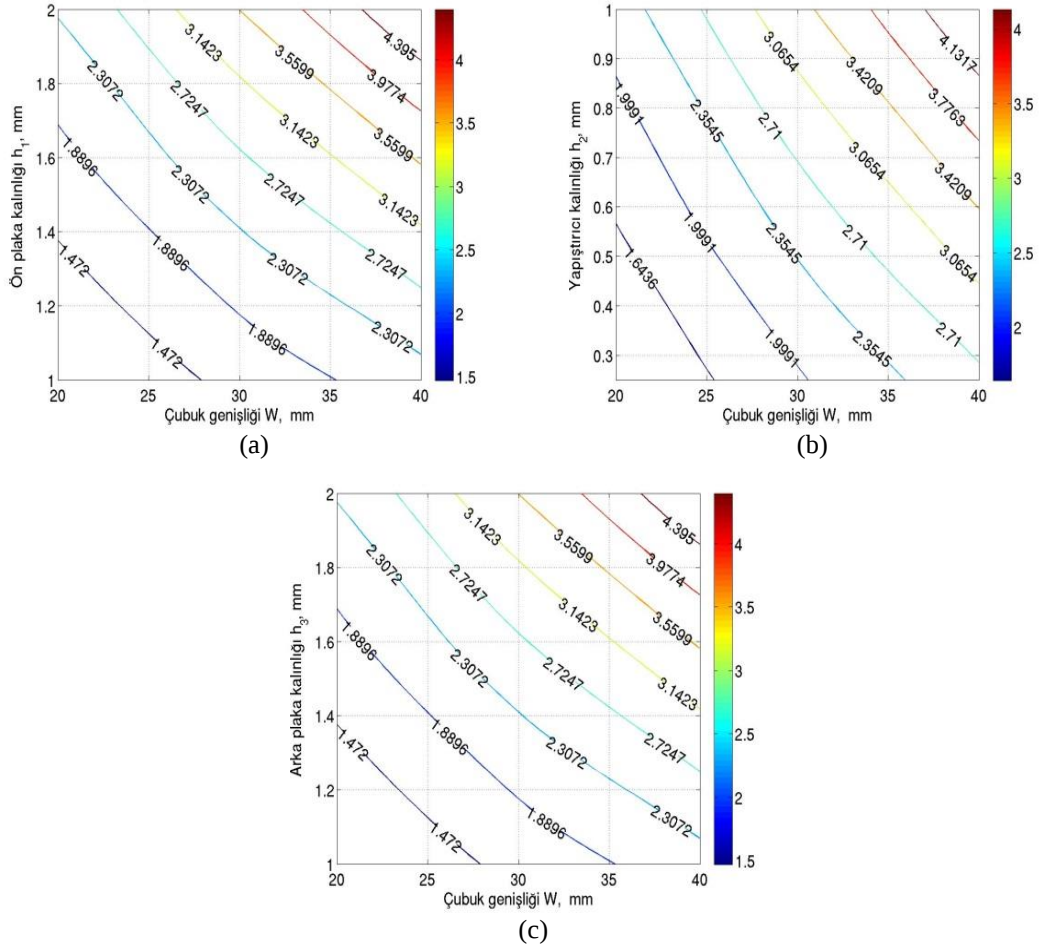
Yapıştırılmış Çubuk (Lamina, Continuum Shell)



Şekil 2.21. Yapıştırılmış çubukların (Lamina, Continuum Shell) kritik yüklerinde (P_{kr}) çubuk boyu L 'nin a) Çubuk genişliği W , b) Ön plaka kalınlığı h_1 , c) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , d) Arka plaka kalınlığı h_3 ile ortak tesiri

Şekil 2.23 göstermektedir ki, çubuk boyu L diğer kritik yükü belirgin etkileyen boyuttur. Uzun (kritik) boylarda çubuk kesiti alanının uygunca artırılması gerekmektedir. Plaka genişliği veya kalınlıkları artırılarak bu sağlanabilmektedir. En yüksek kritik yük 5.1 kN, en düşük kritik yük 1.43 kN olduğuna göre, uzun çubuk boyu zorunlu olması durumunda çubuk genişliği ve plaka kalınlıklarını arttırmak kritik yük seviyelerini iyileştirebilmektedir.

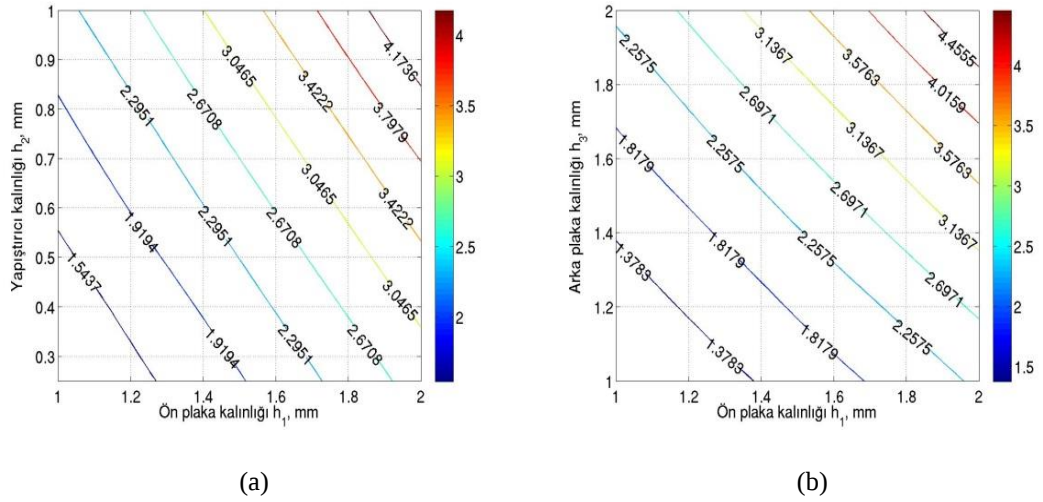
Yapıştırılmış Çubuk (Lamina, Continuum Shell)



Şekil 2.22. Yapıştırılmış çubukların (Lamina, Continuum Shell) kritik yüklerinde (P_{kr}) çubuk genişliği W a) Ön plaka kalınlığı h_1 , b) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , c) Arka plaka kalınlığı h_3 ile ortak tesiri

Şekil 2.24 çubuk genişliğinin ve ön/arka plaka kalınlıklarının kritik yükte önemli tesiri olduğunu göstermektedir. Çubuk genişliğinin dar olması durumunda plaka kalınlığı artırılarak kritik yük düzeyi artırılabilir. Şekil 2.25 göstermektedir ki, yapıştırıcı kalınlığının genelde ince olması nedeniyle toplam kesit alanında katkısı ve dolayısıyla burkulmaya karşı çubuğun direngenliği çok az etkilemektedir. Yapıştırılmış ve yapıştırılmamış tek kompozit çubukların kritik yüklerini etkileyen en kritik geometrik boyutlar sırasıyla; çubuk boyu, elyaf açısı, plaka genişlik ve kalınlıklarıdır. Çubuk genişliği ve plaka kalınlıkları kesit alanını etkilediğinden çubuk kesitin burkulmaya direngenliği değişmektedir. En az etkili olan yapıştırıcı kalınlığıdır.

Yapıştırılmış Çubuk (Lamina, Continuum Shell)



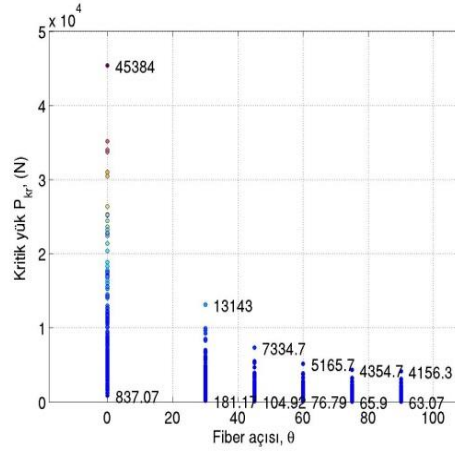
Şekil 2.23. Yapıştırılmış çubukların (Lamina, Continuum Shell) kritik yüklerinde (P_{kr}) ön plaka kalınlığı h_1 a) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , b) Arka plaka kalınlığı h_3 ile ortak tesiri

2.4.2. Solid (Üç Boyutlu Katı) Eleman ve Ortotropik Malzeme Modeli

Şekil 2.26 dan elyaf açısı, çubuk boyu ve genişliği, çubuk kalınlığının etkin parametreler olduğu görülmektedir. Yapıştırıcı kalınlığı daha az etkindir. Şekil 2.27 de fiber (elyaf) açısının diğer geometrik parametreleri ile birlikte ikili kritik yüke tesirini göstermektedir. Lamina ve ortotropik malzeme modelleri ile ilgili sonlu eleman tipinin başarımını göstermektedir. Tasarım parametrelerinin ikili tesirleri tamamen aynı tesir dağılımları sergilemektedir.

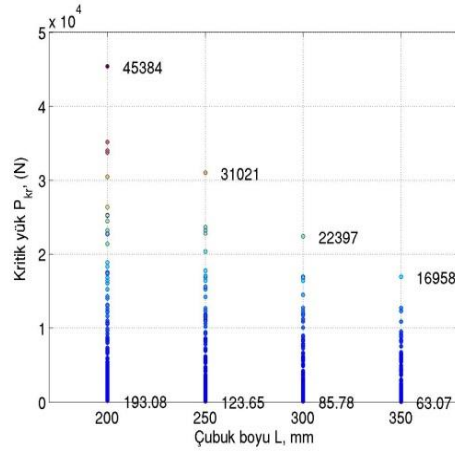
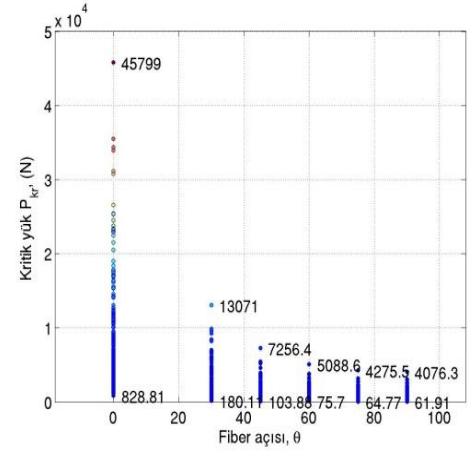
Her iki malzeme modeli ve sonlu eleman tipi aynı sonuçları vermektedir, kritik yüklerdeki fark %1 civarındadır. Tasarım parametrelerinin etkilerinin incelenmesinde lamina malzeme modeli ve continuum shell elemanı iki boyutlu kinematik modele dayanmalarına rağmen tercih edilmesi, hesaplamalarda süreden belirgin tasarruf sağlaması bakımından önerilir. Plaka kalınlıkları çok kalın olmamak üzere %1 lik hata kabul edilebilir.

Lamina, Continuum Shell

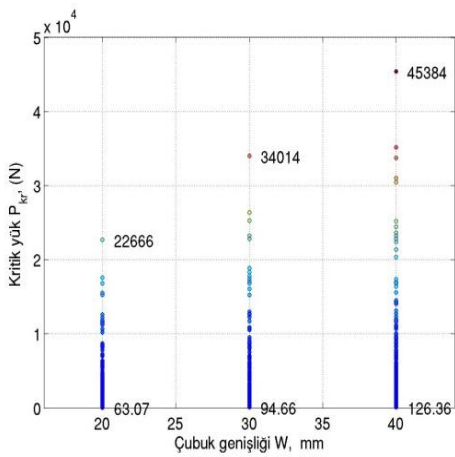
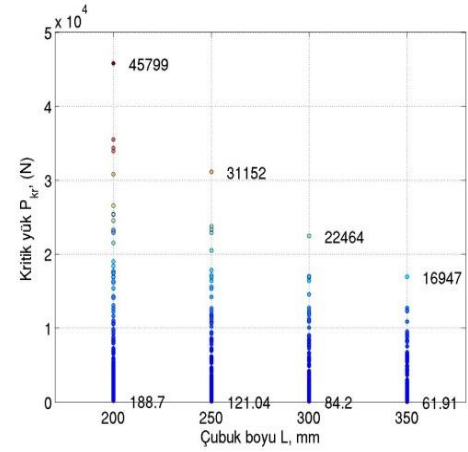


(a)

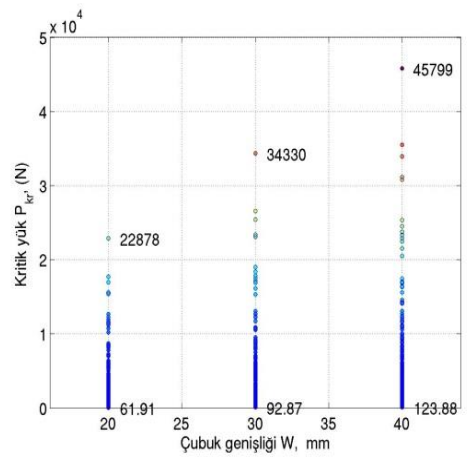
Ortotropik, Solid

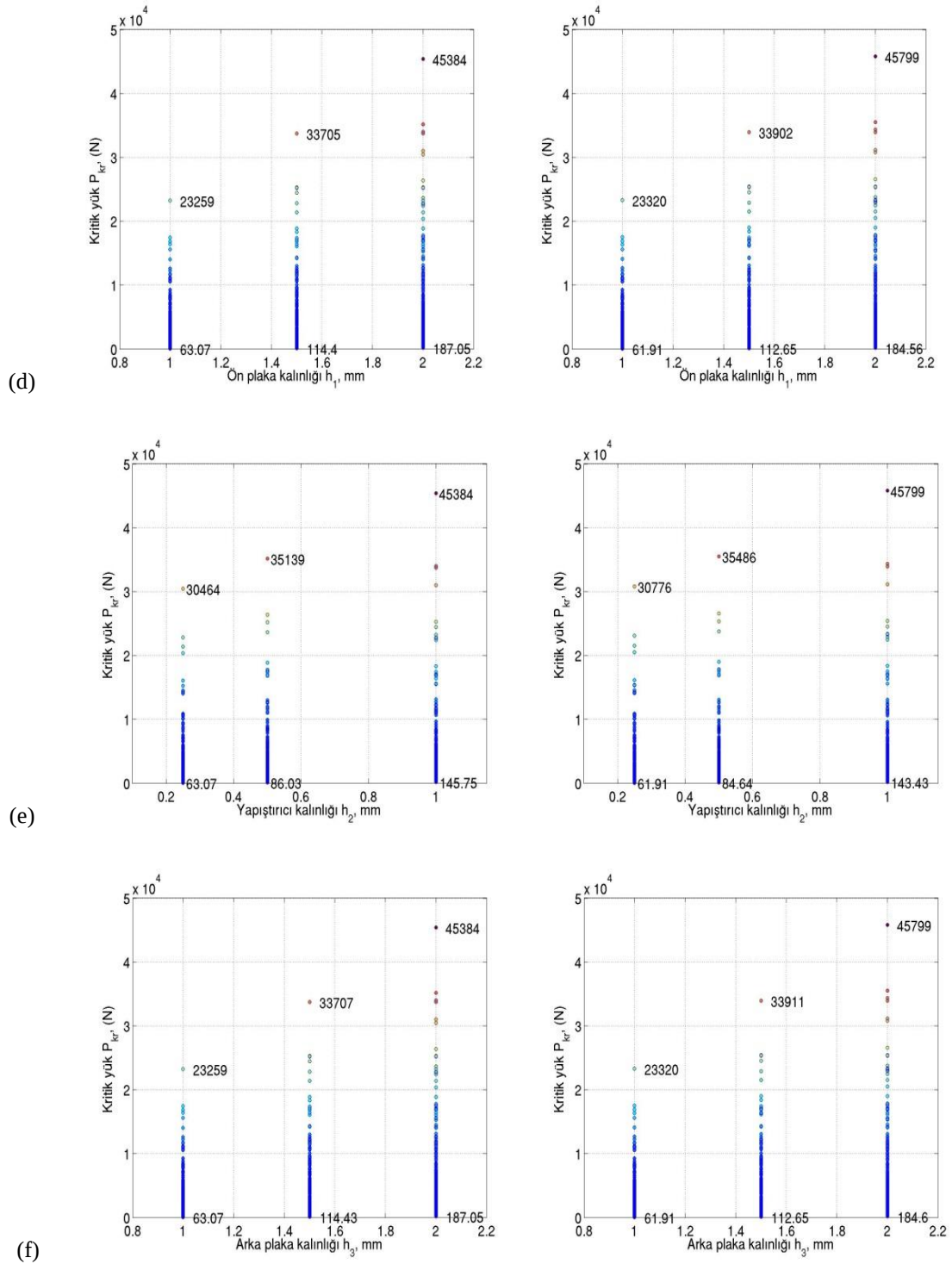


(b)



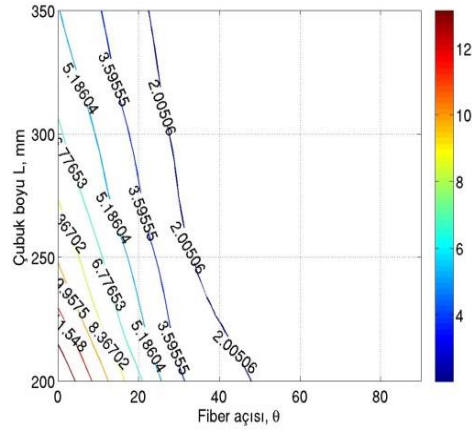
(c)





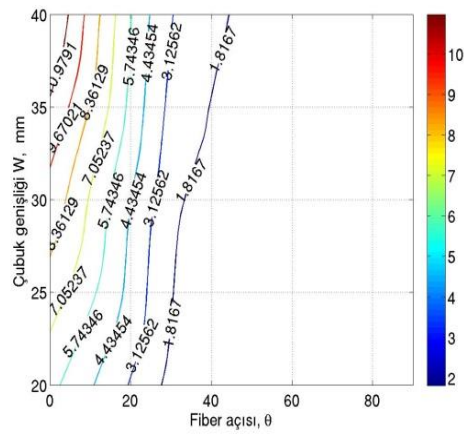
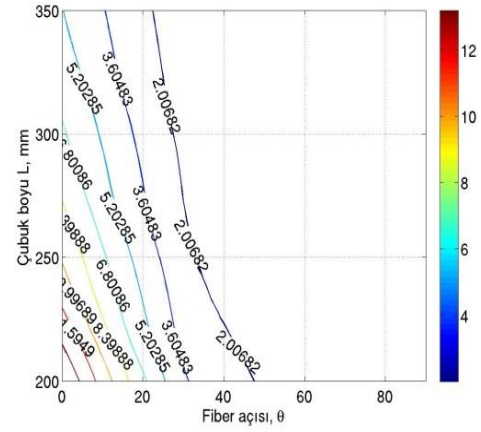
Şekil 2.24. Yapıştırılmış kompozit çubukların kritik yüküne P_{kr} a) Elyaf açısının θ , b) Çubuk boyu L , c) Çubuk genişliği W , d) Ön çubuk kalınlığı h_1 , e) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 ve f) Arka çubuk kalınlığının h_3 tesiri ve malzeme modülleri ile eleman tipinin tesiri

Lamina, Continuum Shell

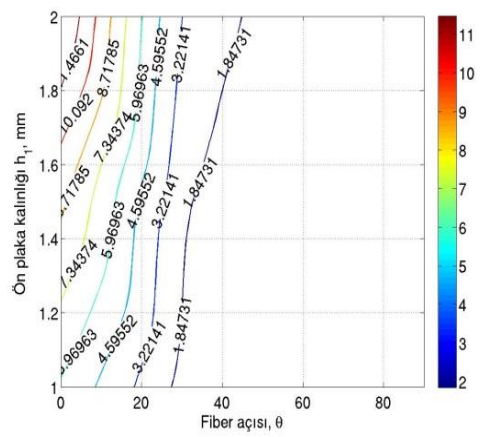
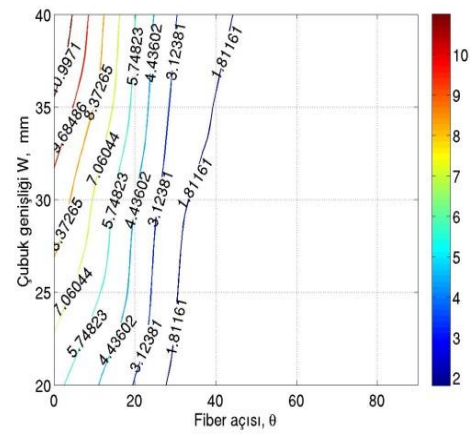


(a)

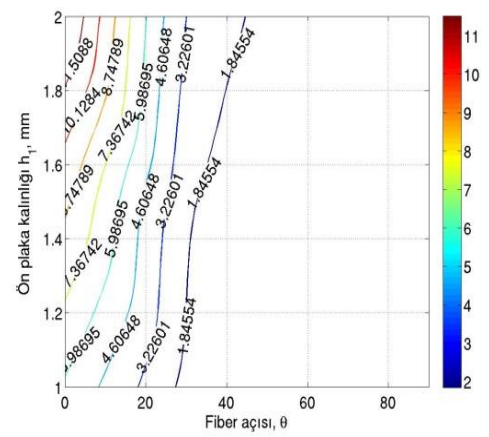
Ortotropik, Solid

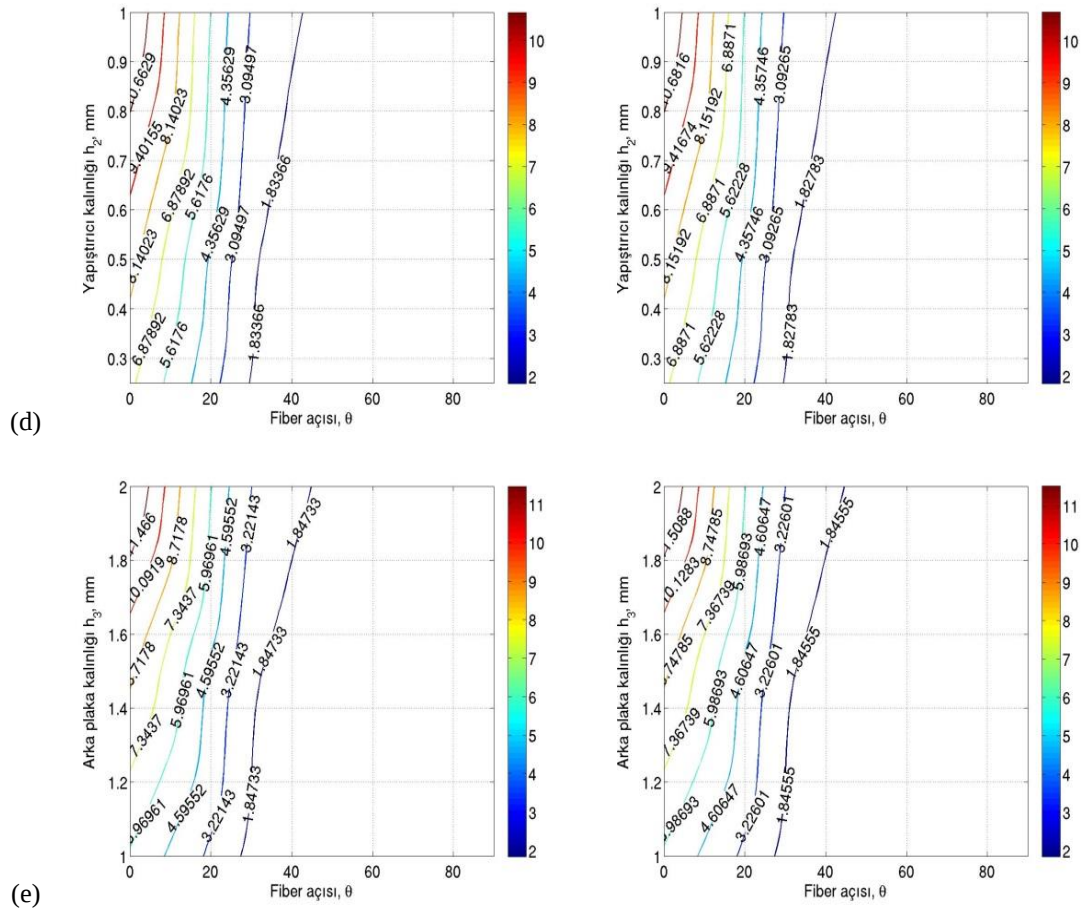


(b)



(c)



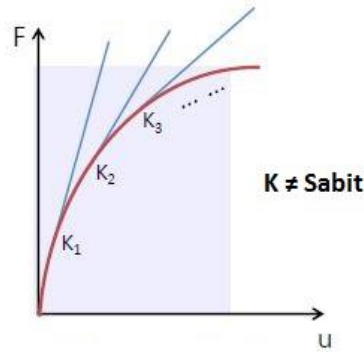


Şekil 2.25. Elyaf açısı θ 'nın a) Çubuk boyu L , b) Çubuk genişliği W , c) Ön plaka kalınlığı h_1 , d) Yapıştırıcı kalınlığı h_2 , e) Arka plaka kalınlığı h_3 nin kritik yüke (P_{kr}) ortak tesirleri ve malzeme modelleri ile eleman tiplerinin başa rım mukayesesi

3. BÖLÜM

3.1. Geometrik Bakımdan Lineer Olmayan Analiz

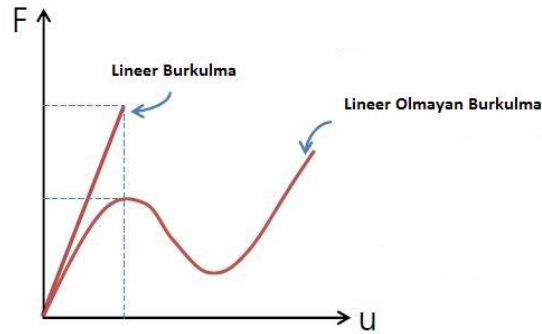
Geometrik bakımdan lineer olmayan analiz; küçük yer değiştirme-büyük yer değiştirme teorisine dayanır. Büyük yer değiştirme veya dönmelerin dış kuvvetlerin etkilerini belirgin etkilemesi durumunda kullanılır. Burkulma problemlerinin ileri burkulma aşamaları bu tür davranışların ortaya çıktığı problemlerdir. Lineer analiz küçük yer değiştirme-küçük yer değiştirme teorisine dayanır. Rijitlik matrisi sabit kalır iken, bu tür problemde her yük arttırımında değişir. Yani yer değiştirmeler uygulanan yüklerle doğrusal olmayan şekilde değişir. Bu problem şekil değiştirmelerin yapının geometrisinde önemli değişikliklere yol açtığı durumlarda ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.1. Geometrik bakımından lineer olmayan analizde rijitlik matrisi

$$K(U)u = f \quad (3.1)$$

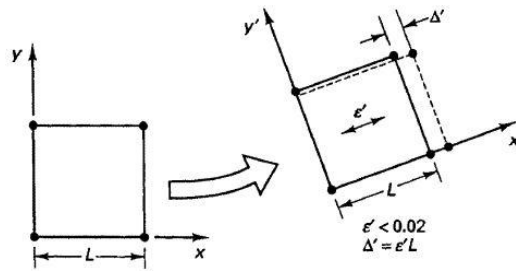
u = yer değiştirme , f = dış yük , $K(U)$ = rijitlik yer değiştirme fonksiyonu



Şekil 3.2. Lineer burkulma ve lineer olmayan burkulma davranışı

Yapıştırıcı bağlantılarının yapıştırıcı tabakasının uç kısımları normal gerilmelere karşı oldukça zayıftır. Bu nedenle yapıştırıcı bağlantıları bu tip gerilmelere karşı en yüksek direngenliğe sahip olacak şekilde tasarlanır. Yapıştırıcıların bu gerilmelere mukavemetini belirlemek için soyulma testlerine tabii tutulurlar. Bu tip testlerde dönme hareketi meydana gelir. Bu da yer değiştirme ve şekil değiştirmelerin yük artar iken lineer değişmemesine neden olur ki; elastisitenin küçük şekil değiştirme-küçük yer değiştirme teorisi bu tür problemlere gereken doğrulukta çözümü sunamaz. Problemi küçük şekil değiştirme-büyük yer değiştirme teorisi ile ele almak gerekir [49].

3.2. Küçük Şekil Değiştirme – Büyük Yer Değiştirme Teorisi



Şekil 3.3. Küçük şekil değiştirme – büyük yer değiştirme davranışı [50]

Küçük şekil değiştirme-küçük yer değiştirme teorisinde üç boyutta küçük şekil değiştirme tensörü yer değiştirme bileşenleri cinsinden

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.2)$$

ve dönme tensörü

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir. Burada X cismin üzerinde bir maddesel noktanın deforme olmamış cisim geometrisindeki konum vektörüdür. Sonlu şekil değiştirme, cismin deforme olmamış ya da deforme olmuş geometrileri temel alınarak tanımlanabilir. İlk yaklaşım başlangıç deforme olmamış haldeki uzaysal koordinatları kullanırken, ikincisi deforme olmuş haldeki uzaysal koordinatları kullanır. Cismin deforme olmamış geometri cinsinden formülasyon Lagrangian kinematiği olarak isimlendirilirken, deforme olmuş hal cinsinden formülasyon da Eulerian kinematiği olarak isimlendirilir. Küçük şekil değiştirme-büyük yer değiştirme teorisinde, yer değiştirme bileşenlerinin grandyantları cinsinden Green şekil değiştirme tensörü

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) \quad (3.4)$$

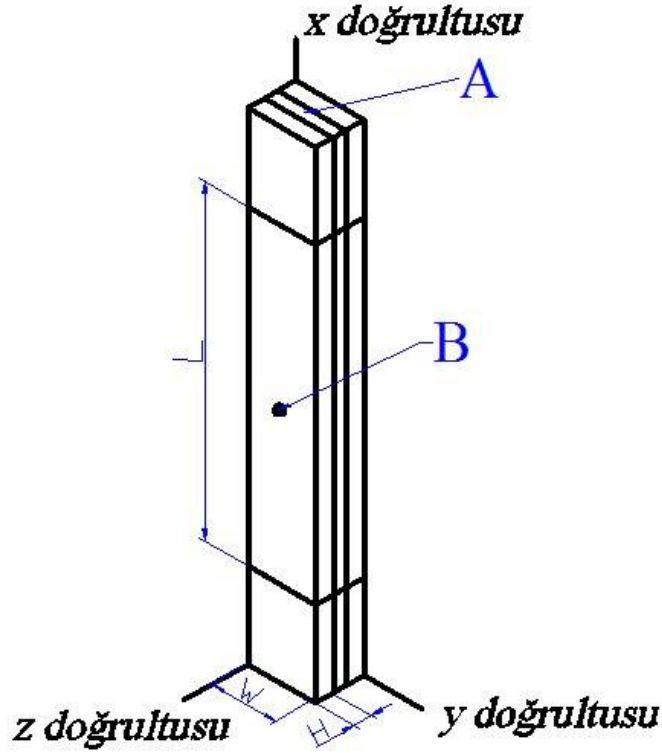
şeklinde tariflenir [51]. (3.2 ve 3.4) denklemleri mukayese edildiğinde $\frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j}$ terimlerinin büyük yer değiştirme teorilerini içerdiğini görürüz.

3.3. Geometrik Bakımdan Lineer Olmayan Burkulma Analizi

Önceki bölümde yapıştırıcıyla birleştirilmiş kompozit çubukların burkulma yükleri (λ_{kr}) özdeğer analizi ile belirlenmiş ve geometrik çubuk boyutlarının burkulma yüküne tesirleri ayrıca irdelenmiştir. Bu analizde lamina ve ortotropik malzeme modelleri şekil değiştirme ve yer değiştirmelerin küçük olduğu farz edilmiştir. Özdeğer analizi çubuğun denge (kararlılık) kaybettiği kritik yükü bize vermektedir, ileri burkulma davranışı hususunda ek bilgi vermemektedir. Ancak kritik yüke en narin ve en direngen temel çubukları ($L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.2 \text{ mm}$, direngen) ve ($L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.2 \text{ mm}$, narin) şeklinde belirlenmiştir.

Bu bölümde bu iki temel çubuk boyutları esas alınarak elyaf açısı $\theta = 0, 45, 90^\circ$ için ön ve arka plaka kalınlıkları $h_1=1.0\text{-}2.0 \text{ mm}$ ve $h_3=1.0\text{-}2.0 \text{ mm}$ alınarak küçük şekil değiştirme-büyük yer değiştirme teorisine dayanan geometrik bakımdan lineer olmayan burkulma analizleri gerçekleştirilerek, söz konusu parametrelerin kompozit çubukların burkulma verileri burkulma davranışına tesirleri araştırılacaktır. Ayrıca analizler, kompozit plaka malzemesi için iki boyutlu düzlem-içi lamina malzeme modeli tatbik

edilerek malzeme modeli ve üç boyutlu ortotropik malzeme modeli tatbik edilerek malzeme modelinin boyutunun (iki veya üç boyutlu) sonuçlara tesiri incelenecektir. Bu maksatla tabakalı üç boyutlu continuum shell ve üç boyutlu katı eleman analizlerde test edilecektir.



Şekil 3.4. Numune üzerinde yer değiştirmelerin dikkate alındığı noktalar

Lineer olmayan burkulma analizi iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.4 te gösterilen test cihazında alt çene içine giren kısmı ankastre, üst çeneye bağlı olan kısmı ise x doğrultusunda hareket edebilecek şekilde mesnetlenmiştir. Bu tür sınır şartında üst kesit yüzeyine bir basma yükü uygulandığında sonlu elemanlar yönteminde bu yapı hep rijit davranır. Yani kuvvet-yer değiştirme direngenlik ilişkisini ifade eden denklem sistemleri tekil olur ve yer değiştirme vektörü çözümü elde edilemez. Bu nedenle önceki bölümde elde edilen ilk burkulma yükünde çubukta ortaya çıkan eğrilik göz önüne alınarak çubuğun arka plakasının orta noktasından z yönünde bir ön yer değiştirme δ_z ön yan yük (ihmal edilir seviyede) çubuğun ilgili noktasına uygulanarak geometrik bakımdan lineer olmayan analiz gerçekleştirilmiştir. Bu aşamanın sonuçları ikinci aşamanın başlangıç şartları olmak üzere kullanılmıştır. İkinci aşamada çubuğun uç şartları korunmuş, ön yan yük δ_z iptal edilmiş ve çubuğun üst kesit yüzeyindeki tüm

düğüm noktalarına çubuğun net boyunun %10'a kadar, örneğin $L=200 \text{ mm}$ ise $\delta_x=20 \text{ mm}$, bir yer değiştirme x - eksen boyunca basma tarzında uygulanmış ve ikinci lineer olmayan burkulma analizi icra edilmiştir. Ön yan yükün δ_z değerinin ikinci adımda ki çözümü nasıl etkilediği her bir çubuk analizi için, ön yan yük $\Delta= 0.05, 0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0$ ve 2.0 mm için tekrarlanmıştır.

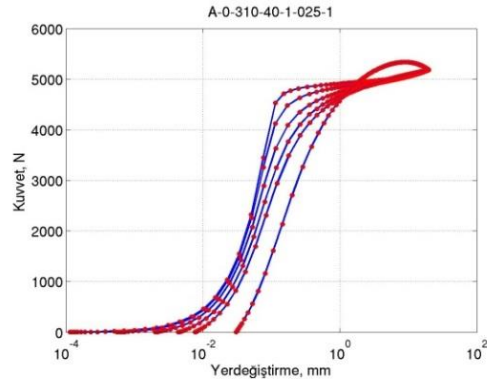
Birinci ve ikinci lineer olmayan analiz sonuçları kullanılarak çubuk üst kesit yüzeyinde orta A noktasında eksenel kuvvet P - eksenel yer değiştirme δ_x diyagramları, çubuğun ön plakasının ön yüzü orta B noktasında eksenel yük P – yanal yer değiştirme δ_z diyagramları çizilmiştir. Bu diyagramlarda her bir ön yan $\Delta=0.05 - 2.0 \text{ mm}$ için ilgili eğriler karşılaştırılarak eğrilerin eğiliminde ön yan yükün tesiri gösterilmiştir. İlk $\theta = 0^\circ$ lik elyaf açısına sahip ($L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$, direngen) ve ($L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_2=0.25 \text{ mm}$, narin) kompozit çubukların kritik yüklerinde ön yan yük Δ ve çubuk kalınlıklarının tesirleri incelenmiştir. Kompozitler malzemeler lamina malzeme modeli ile ve continuum shell (kabuk) eleman ile modellenmiştir.

Yapıştırılmış ve yapıştırılmamış kompozit tek çubuklar için sonuçlar Şekil 3.5 ve 3.6 da mukayese edilmiştir. Tüm eksenel kuvvet – eksenel yer değiştirme eğrileri benzer davranış göstermektedir. Ön yan yük Δ değeri 0.05 den 2.0 ye doğru artar iken çubuğun daha hızlı burkulma sonrası eğildiği gözlenmektedir. Yani, çubuğun eksenel basma yüküne maruz kalmadan önceki kusurlu eğrisel deformasyon geometrisi takip eden aşamada burkulma yükünü ve eğilme sürecini belirgin etkilemektedir. Tüm kuvvet - yer değiştirme eğrilerinde ilk yük aşamalarında burkulma gerçekleşmekte, son yük aşamalarına doğru eğri belirgin eğimini değiştirmektedir ve iki ortak noktada tüm eğriler kesişmektedir.

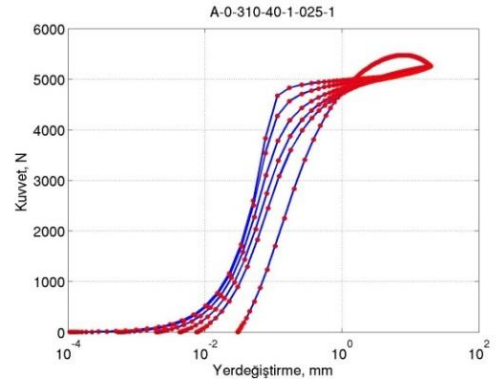
h_1, h_3
mm

1,1

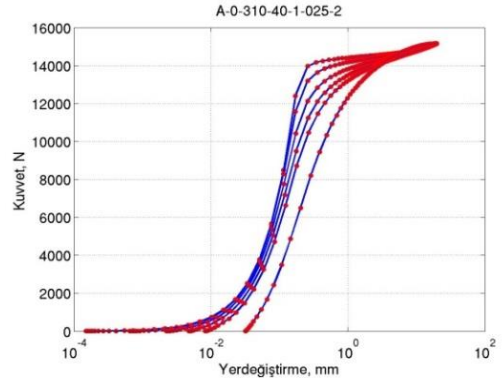
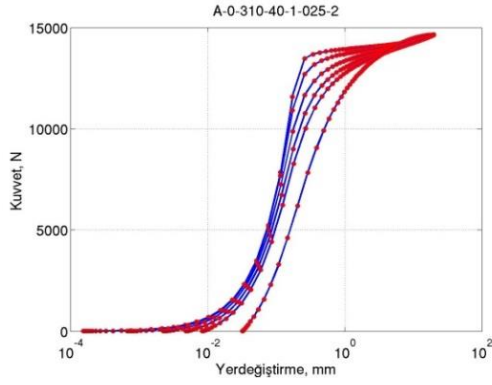
Yapıştırılmış Çubuk



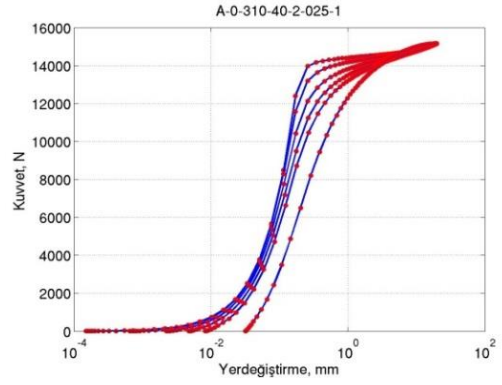
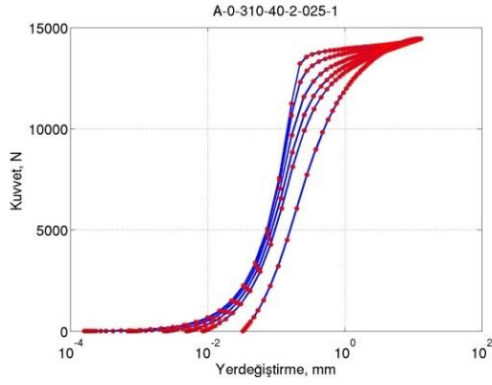
Yapıştırılmamış Tek Çubuk



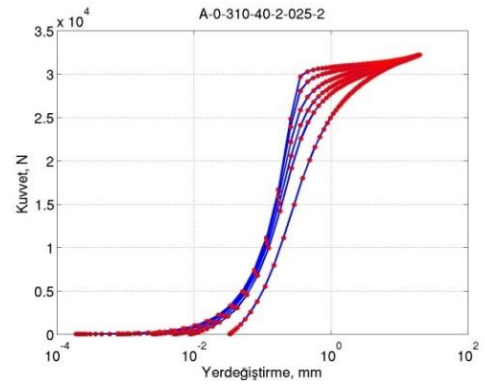
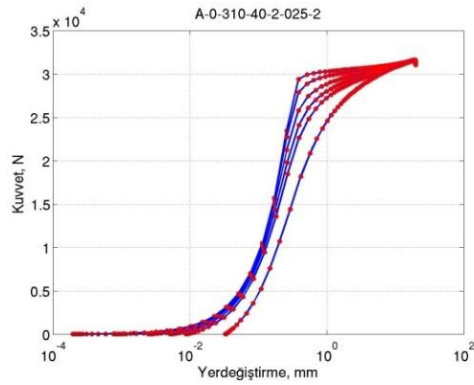
1,2



2,1



2,2



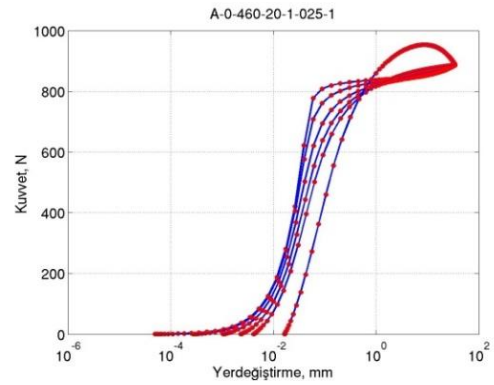
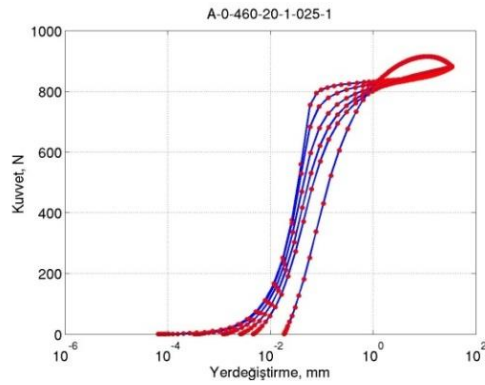
Şekil 3.5. $\theta=0^\circ$, $L=200$ mm, $W=40$ mm, $h_2=0.25$ mm için A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δ_x değişimlerinde ön yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)

h_1, h_3
mm

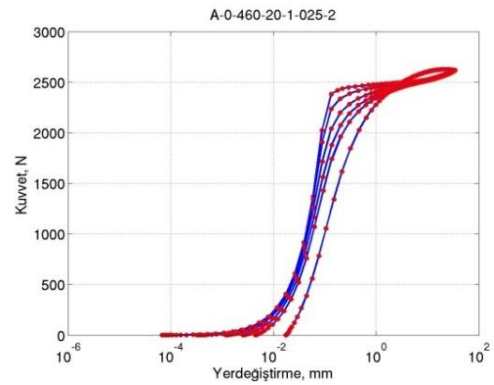
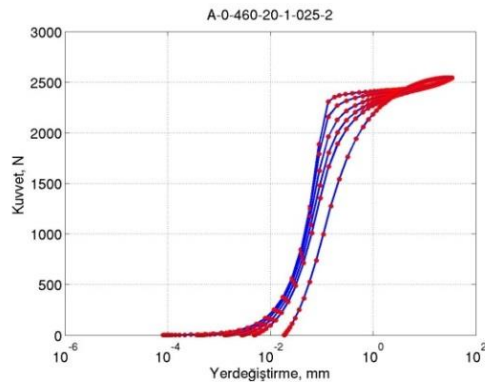
Yapıştırılmış Çubuk

Yapıştırılmamış Tek Çubuk

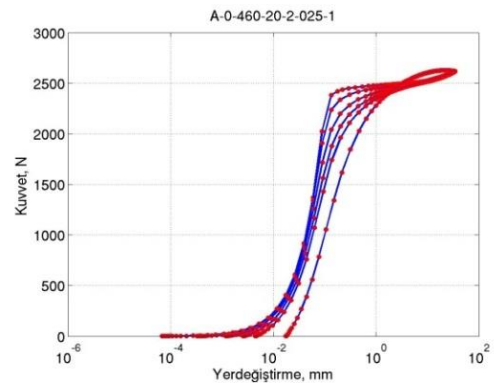
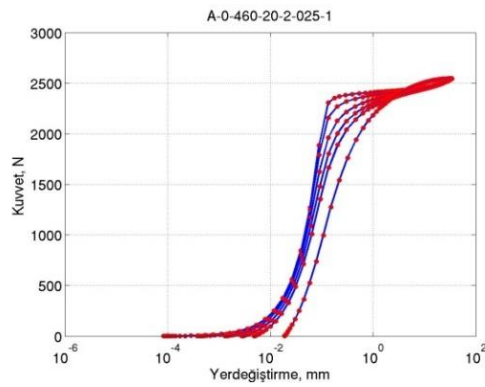
1,1



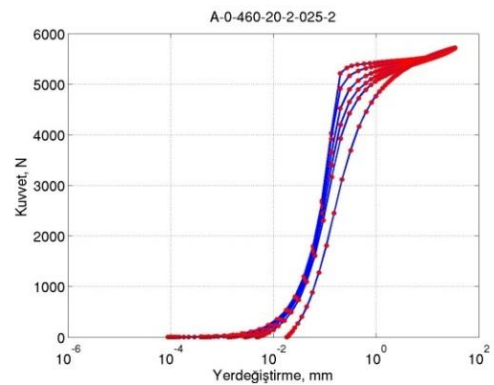
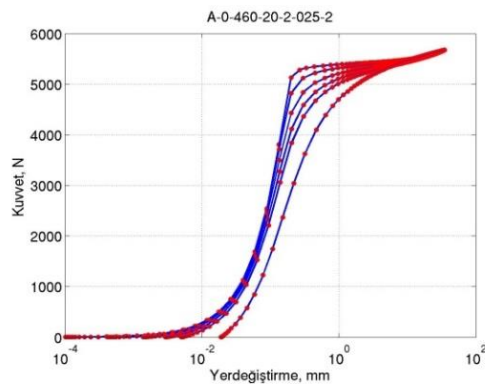
1,2



2,1



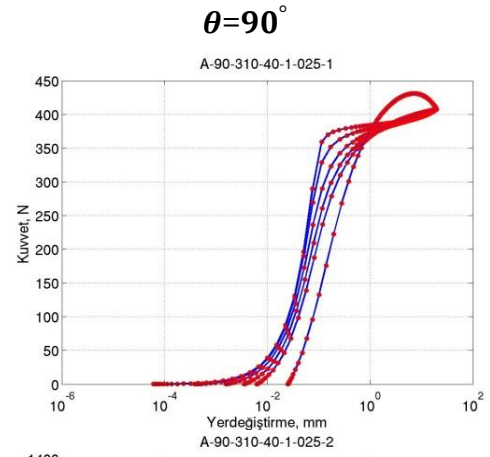
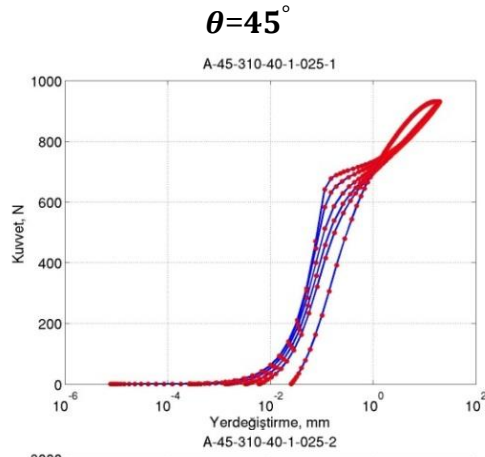
2,2



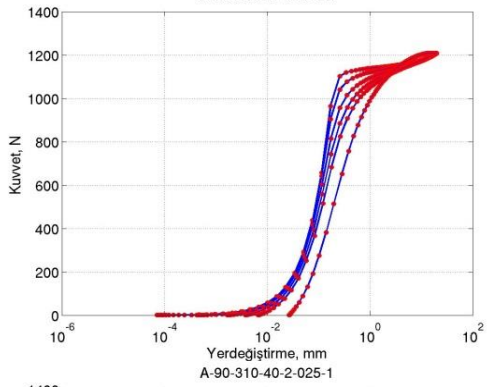
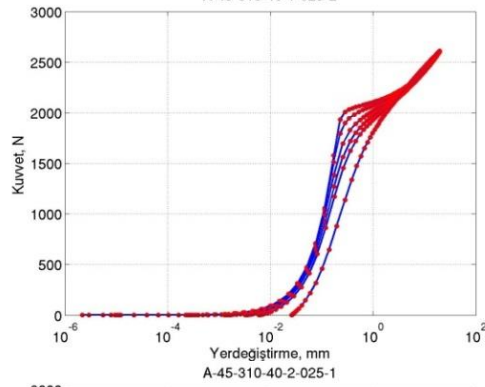
Şekil 3.6. $\theta = 0^\circ$, $L=350$ mm, $W=20$ mm, $h_2=0.25$ mm için A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δ_x değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)

h_1, h_3
mm

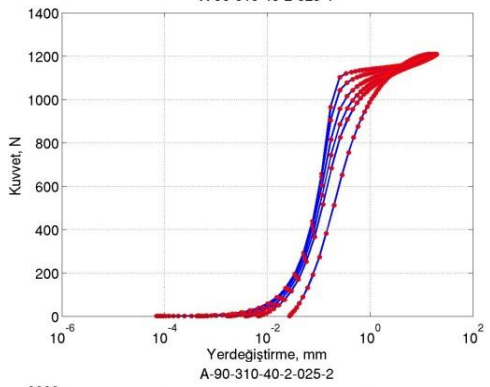
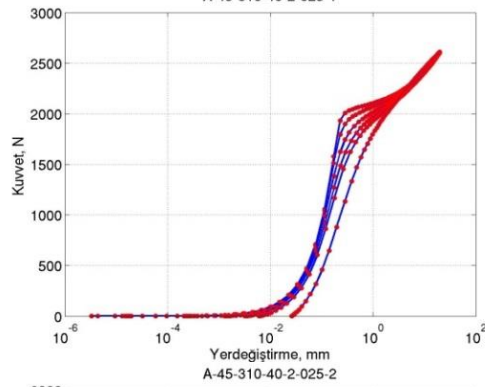
1,1



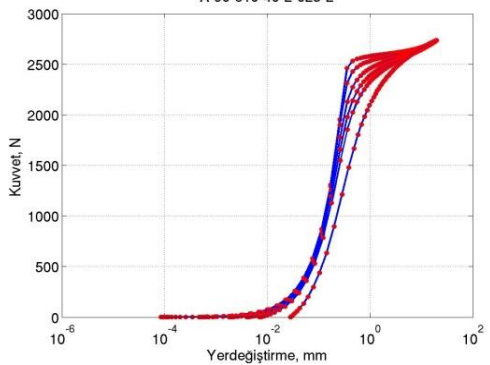
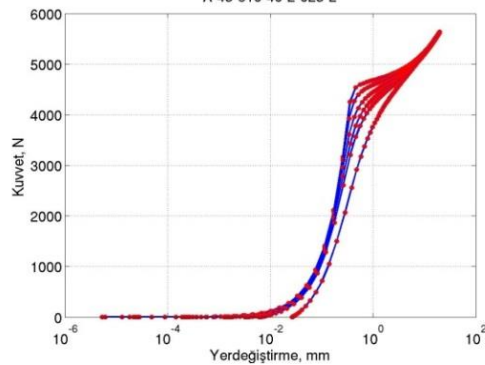
1,2



2,1



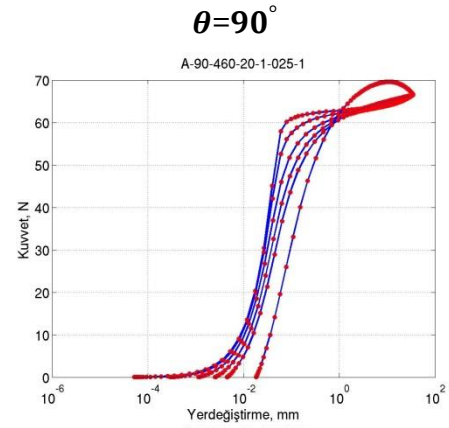
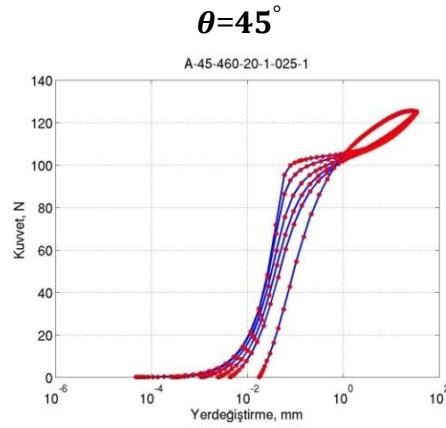
2,2



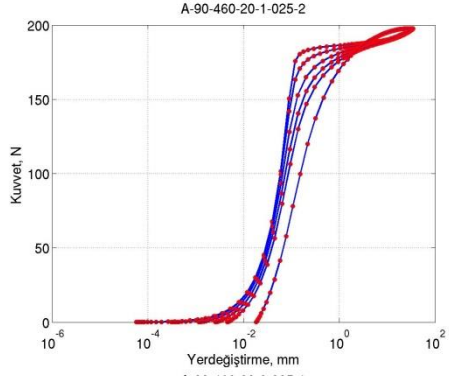
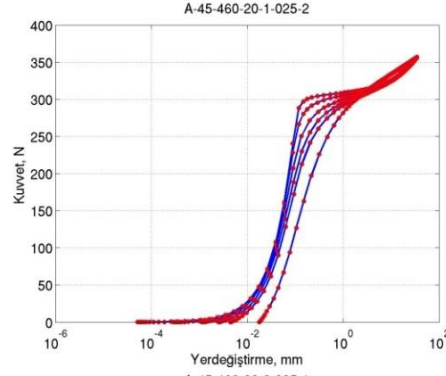
Şekil 3.7. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=200$ mm , $W=40$ mm , $h_2=0.25$ mm boyutlarında yapılandırılmış çubukların A noktasında eksenel yük P – eksenel yer değiştirme δ_x değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlılarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)

h_1, h_3
mm

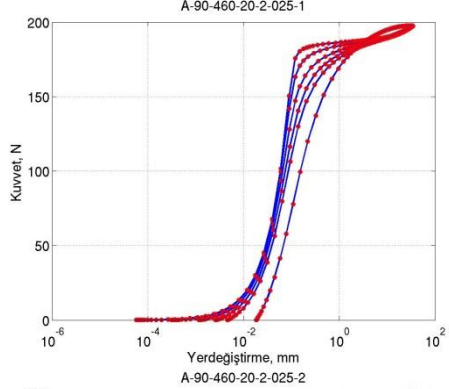
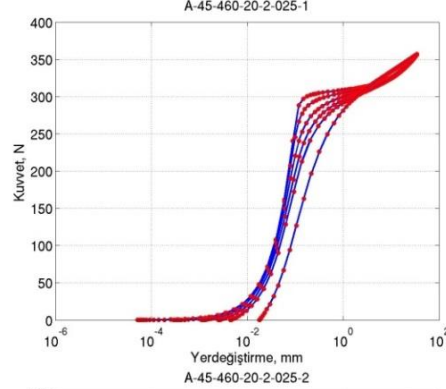
1,1



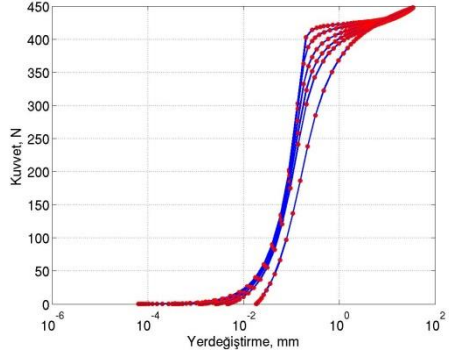
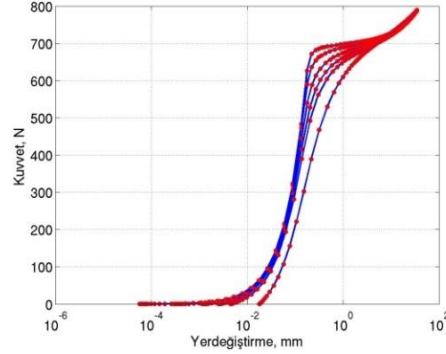
1,2



2,1



2,2



Şekil 3.8. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=350$ mm , $W=20$ mm , $h_2=0.25$ mm boyutlarında yapıştırılmış çubukların A noktasında eksenel yük P – eksenel yer değıştirme δ_x değışimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)

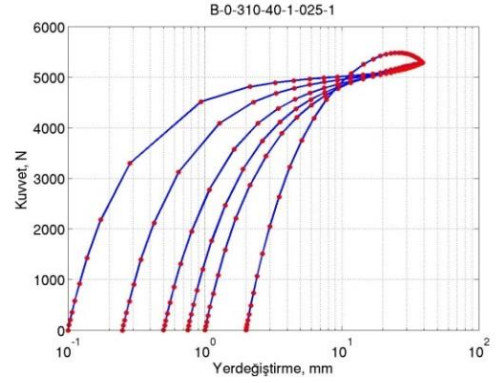
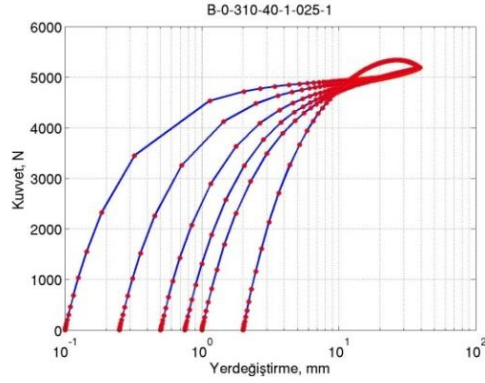
İlk eğimin belirgin değiştiği nokta burkulmanın başladığı noktadır. Burada ortaya çıkan $P_{kr}^{(1)}$ yükü lineer (özdeğer) burkulma analizinden elde edilen λ_{kr} kritik yükünden çok düşüktür. İkinci eğimin belirgin değiştiği noktadaki $P_{kr}^{(2)}$ yükü özdeğer analizindeki λ_{kr} yüküne oldukça yakın değer almaktadır. Çubuğun burkulma (eksenel basma) yüküne maruz bırakılmadan önceki sahip olduğu eğrilik burkulma aşamasındaki davranışını belirgin etkilemektedir (Şekil 3.5 - 6). Ön ve arka plaka kalınlıkları (h_1 ve h_2) artar iken yük – yer değiştirme eğrilerinin eğimi değişmemektedir, ancak çubuk kesit alanı arttığı için eksenel kuvvet seviyelerinde artış gözlenmektedir. Her iki çubuk ($L=200, 350 \text{ mm}$ ve $W=20, 40 \text{ mm}$) için kuvvet – yer değiştirme eğrilerinin değişimleri hemen hemen aynı olmakla birlikte (Şekil 3.5 - 6) $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$ lik çubuğun $\theta = 0^\circ$ lik elyaf açısı için bile $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$ lik çubuğa göre çok narin olduğu aşıkardır. Şöyle ki, en büyük eksenel yük değerleri (5000, 15000, 32000 N) dan (1000, 2600, 5800 N) seviyelerine düşmektedir. Elyaf açısının çubuk kritik burkulma yükleri ve burkulma sonrası davranışında tesirini göstermek için Şekil 3.5 ve 3.7’de $L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$ lik çubuk için A noktasında eksenel yük P ve eksenel yük yer değiştirme δ_x diyagramları çizilmiştir. Eğrilerin ana davranışı benzer olmakla birlikte elyaf açısı $\theta = 0^\circ$ dan 90° ye yaklaşır iken eğriler daha dik eğim kazanmaktadır ve eksenel yük P seviyeleri belirgin düşmektedir. Önce arka plaka kalınlıklarının tesirinde tüm elyaf açıları için eksenel yükü arttırıcı yöndedir. $\theta = 0^\circ$ iken en yüksek eksenel yük 32000 N ve en düşük 5500 N civarında iken, $\theta = 90^\circ$ için en yüksek eksenel yük 2750 N (Şekil 3.5) ve en düşük 430 N civarındadır. Elyaf doğrultusu kuvvet eksenine yaklaştıkça çubuklar daha direngen bir davranış sergilemekte, kritik burkulma yükü P_{kr} en az on kat artmaktadır. En narin çubuk boyutları $L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$ için elyaf açısının A noktasında eksenel yük – eksenel yer değiştirme değişimlerinde tesiri Şekil 3.6 ve 3.8 de gösterilmiştir. Bu boyutlarda benzer davranışlar gözlenmiştir. Eğriler, elyaf açısı, 90° ye yaklaşır iken, daha dik bir eğim kazanmaktadır ve eksenel yük seviyeleri belirgin düşmektedir. Örneğin, $\theta = 0^\circ$ için en büyük en düşük yükler 5800 N ve 900 N civarında iken, $\theta = 90^\circ$ iken en yüksek ve düşük eksenel yükler 450 N ve 65 N seviyesine düşmektedir. Elyaf ekseninin eksenel yük doğrultusunda olması en az 12 kat daha yüksek eksenel yüklere neden olmaktadır, yani çubuk burkulmaya daha direngen olmaktadır.

h_1, h_3
mm

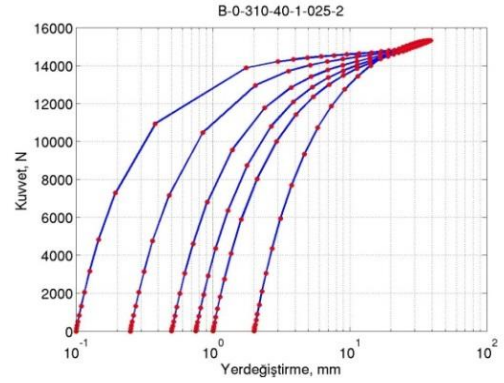
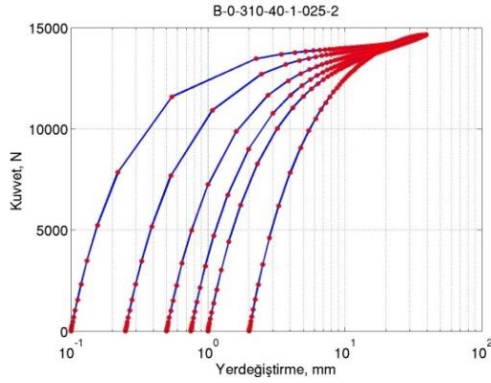
Yapıştırılmış Çubuk

Yapıştırılmamış Tek Çubuk

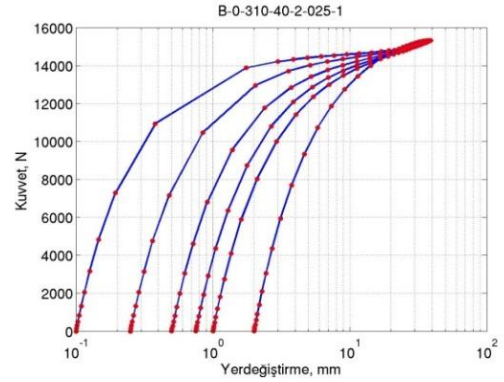
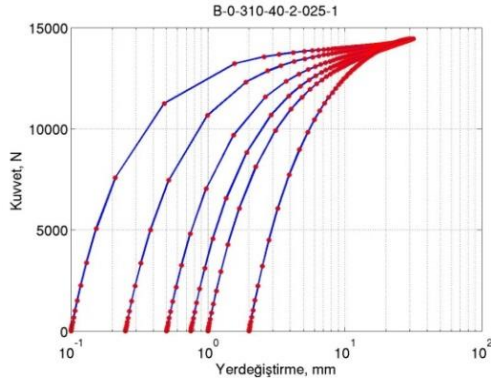
1,1



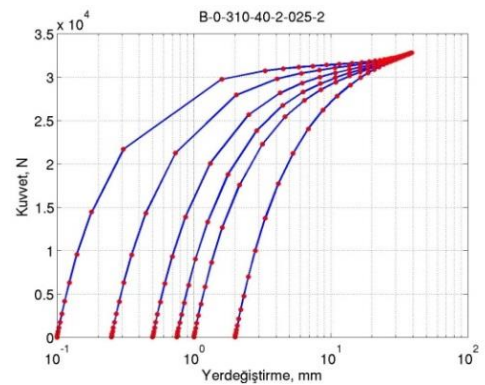
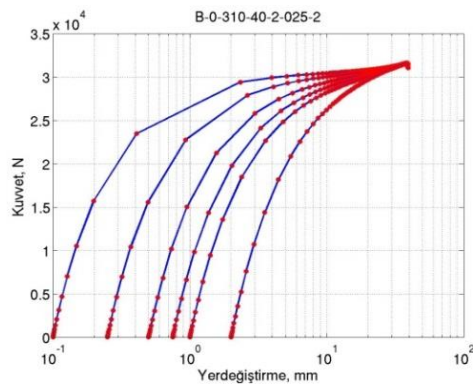
1,2



2,1



2,2



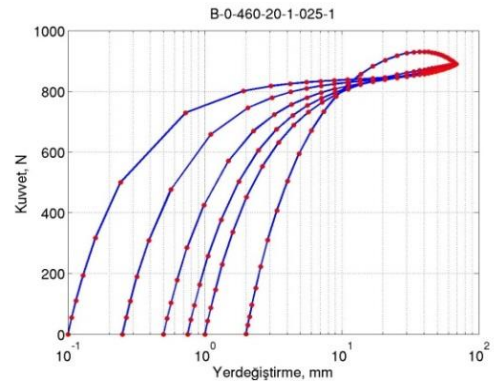
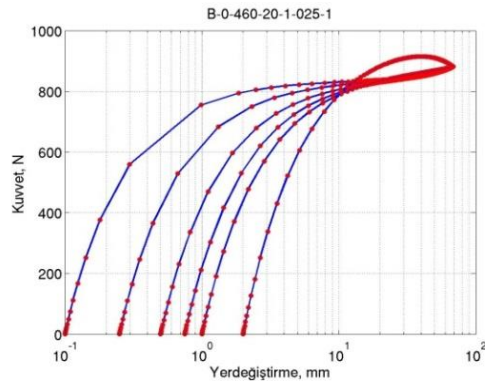
Şekil 3.9. $\theta=0^\circ$, $L=200$ mm, $W=40$ mm, $h_2=0.25$ mm için B noktasında aksenal yük P - yanal yer değiştirme δ_z değişimlerinde ön yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)

h_1, h_3
mm

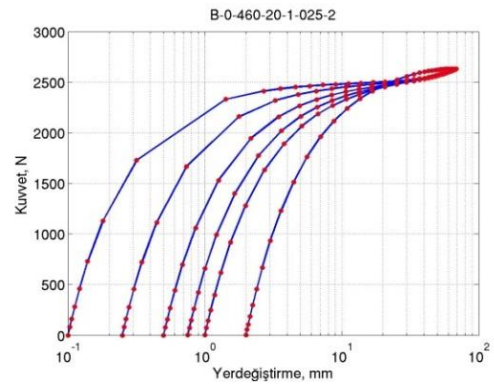
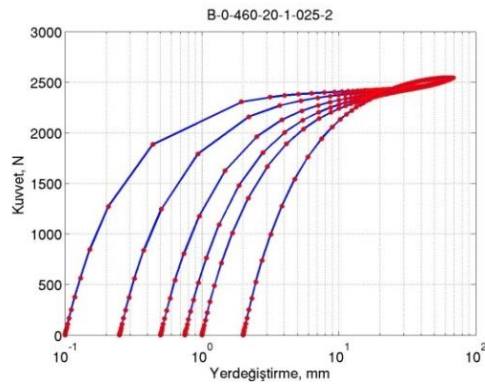
Yapıştırılmış Çubuk

Yapıştırılmamış Tek Çubuk

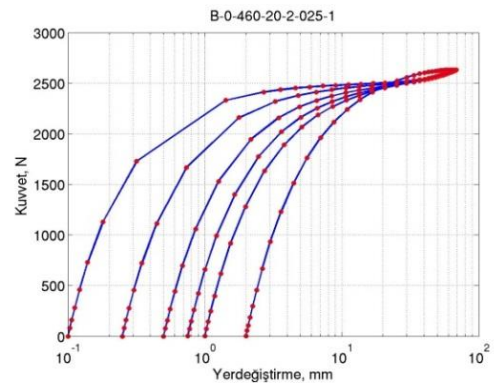
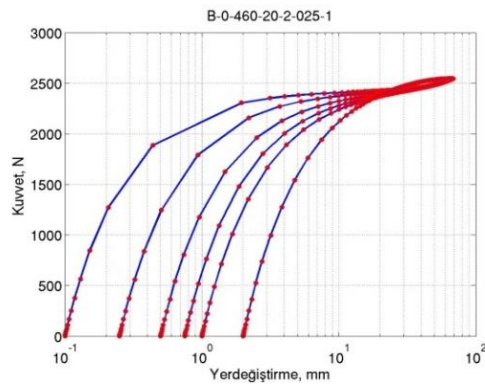
1,1



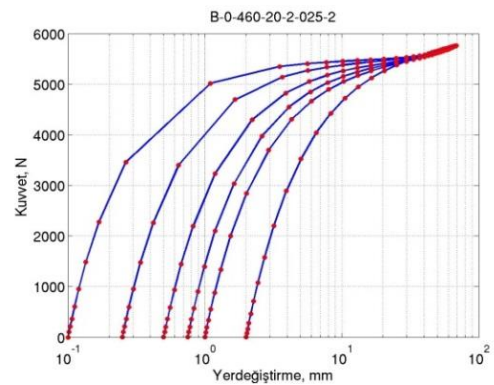
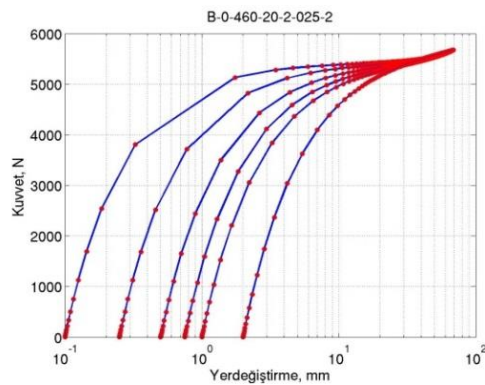
1,2



2,1



2,2



Şekil 3.10. $\theta = 0^\circ$, $L=350$ mm, $W=20$ mm, $h_2=0.25$ mm için B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δ_z değişimlerinde ön yan yük Δ' 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)

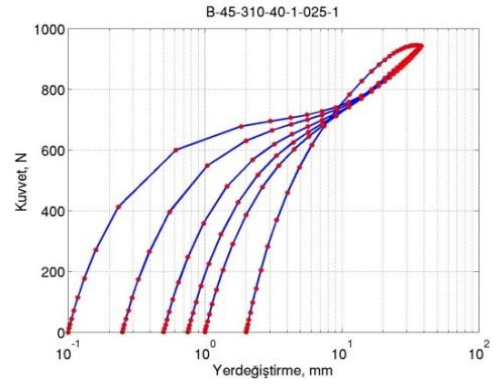
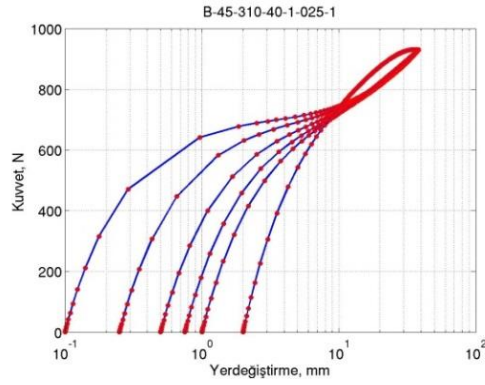
Şekil 3.9 ve 3.10 kompozit çubukların yan yüzünde orta nokta B’de çizilen eksenel yük P - yanal yer değiştirme δ_z değişimlerini göstermektedir. Bu diyagramlar ön yanal yük Δ ’nın yük değişimlerinde tesirini, ön/arka plaka kalınlıklarının tesirini göstermektedir. Ayrıca yapıştırılmış ve yapıştırılmamış tek çubuklar için bu diyagramlar karşılaştırılarak yapıştırıcı tabakasının mevcudiyetinin eksenel yük seviyelerinde tesirini göstermektedir. Bu amaçla en narin ($L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$) ve en direngen ($L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$) boyutlarına sahip çubuklar dikkate alınmıştır. İki boyutlu lamina malzeme modeli ve tabakalı continuum shell eleman kullanılmıştır. Yük - yer değiştirme eğrileri; tamamen benzer değişimler sergilemektedir. Düzenli lineer olmayan tarzda azalan eğimle artmakta, belli bir yük üst sınırında kesişmekte, tekrar çok az bir artışla ikinci bir yük üst sınırında kesişmektedir. Tüm eğrilerin tavrı aynıdır. Yan ön yük Δ değeri artar iken eğri eğimlerinin daha dik olduğu ve daha kısa bir sürede üst yük sınırlarına eriştikleri görülmektedir. Şöyle ki, yüksek ön yan yük çubukları burkulmaya daha narinlik sergilemesine neden olmaktadır. Ön ve arka çubuk kalınlıkları (h_1 , h_3) arttırılır iken çubuk kesit alanı arttığı için çubuk burkulmaya daha direngenlik kazanmakta, eksenel yük seviyeleri belirgin artmakta (~ 12 kat), eğrilerin davranışı üst yük sınırında tek bir noktada kesişmeye dönüşmüştür. Çubuk özdeğer (lineer burkulma) analizinde hesaplanan λ_{kr} değerlerinde çok daha düşük P_{kr}^1 yükünde burkulmaktadır. Ancak λ_{kr} değeri eğrinin üst yük P sınırına yakın eğiminin oldukça azaldığı bir noktadaki P_{kr}^2 eksenel yük değerine tekabül etmektedir. Yapıştırıcı tabakasının varlığı eğri karakterini değiştirmemektedir. Ancak eksenel yük seviyeleri yapıştırılmamış tek çubuğunkinden daha düşüktür. Yapıştırıcının daha düşük elastisite modülüne sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Kritik yük P_{kr} seviyelerindeki kayıp ihmal edilir seviyededir. Elyaf açısında artışın B noktasında değerlendirilen eksenel yük P - yanal yer değiştirme δ_z eğrilerinin değişimlerinde etkisi Şekil 3.9 - 12 gösterilmiştir. En narin ($L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$) ve en direngen ($L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$) yapıştırılmış çubuklar dikkate alınmıştır. $\theta = 0^\circ$ lik elyaf açılı en narin çubukta en yüksek ve en düşük yükler 5500 N ve 850 N ‘dan $\theta = 90^\circ$ lik elyaf açılı en narin çubukta 450 N ve 65 N’a kadar düşmektedir (Şekil 3.10 ve 3.12). Benzer şekilde $\theta = 0^\circ$ lik elyaf açısı için en direngen çubukta en büyük ve küçük yükler 32000 N ve 5200 N’den $\theta = 90^\circ$ lik elyaf açısı için 2850 N ve 410 N’da düşmektedir (Şekil 3.9 ve 3.11).

h_1, h_3
mm

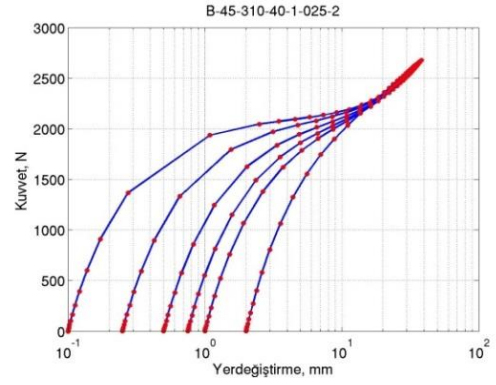
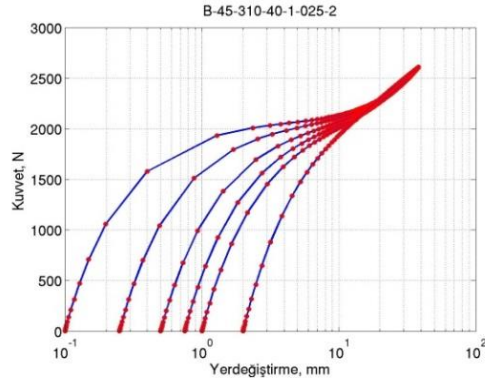
1,1

$\theta=45^\circ$

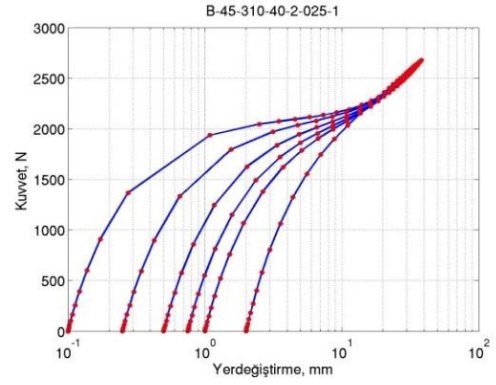
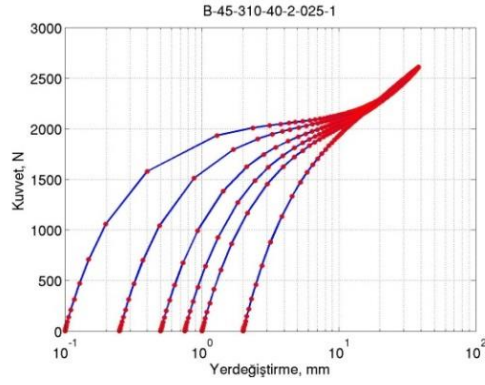
$\theta=90^\circ$



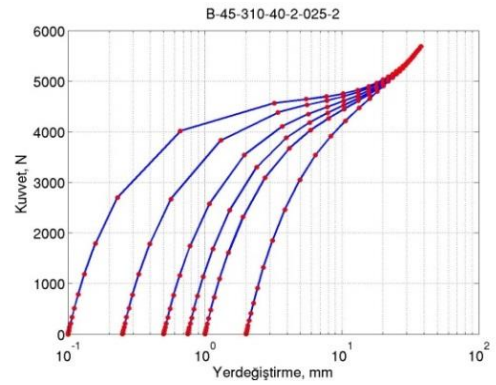
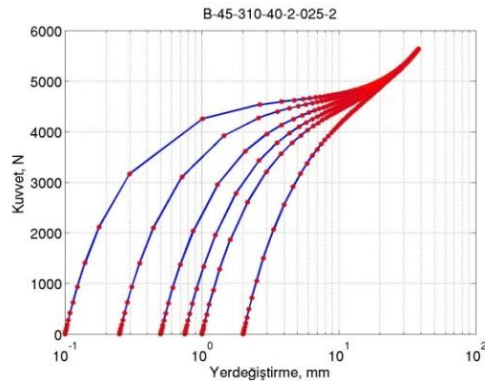
1,2



2,1



2,2



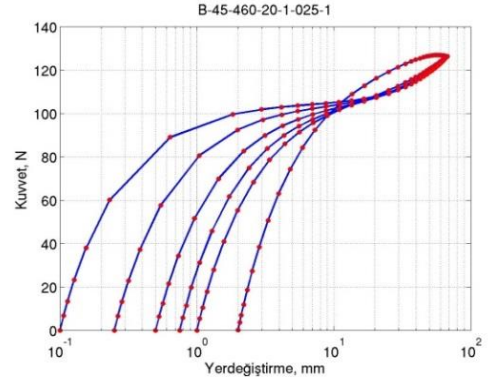
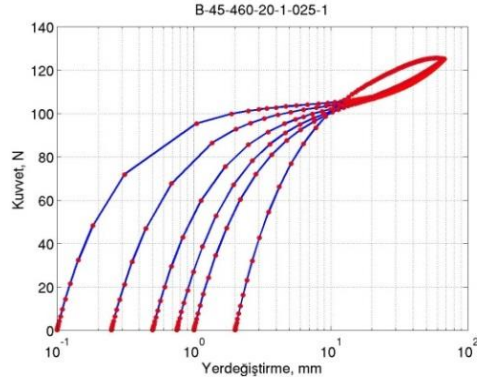
Şekil 3.11. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=200$ mm , $W=40$ mm , $h_2=0.25$ mm boyutlarında yapııştırılmış çubukların B noktasında eksenel yük P - yanal yer değıştirme δ_z değışimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)

h_1, h_3
mm

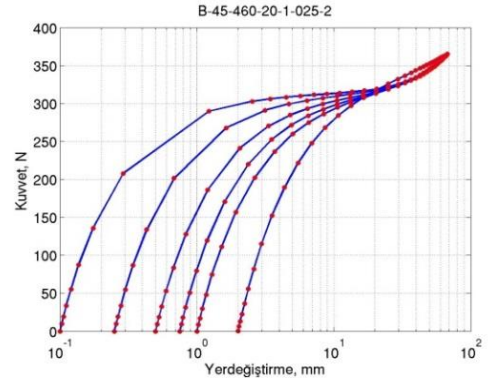
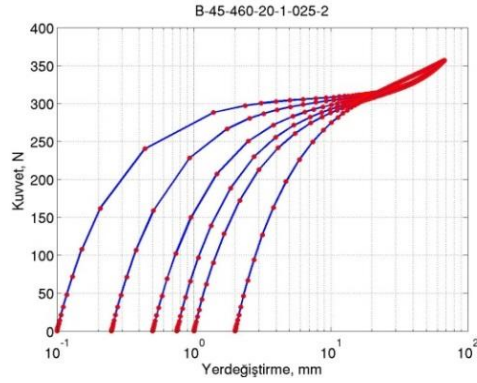
1,1

$\theta=45^\circ$

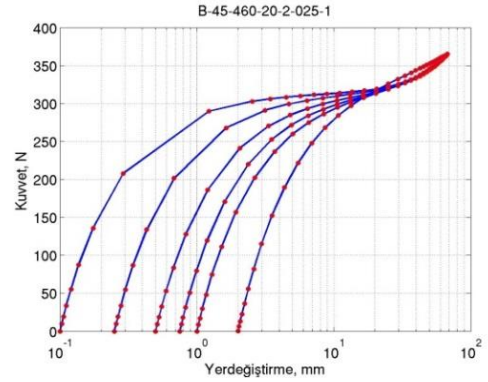
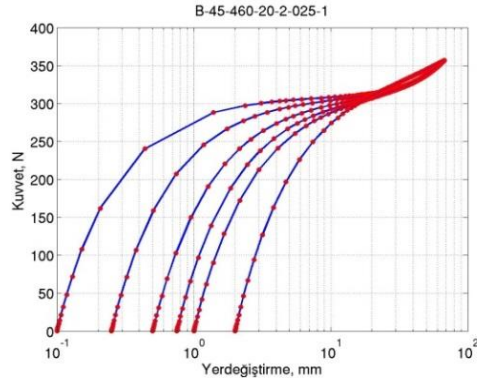
$\theta=90^\circ$



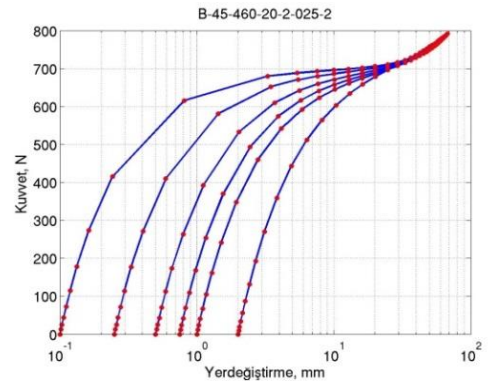
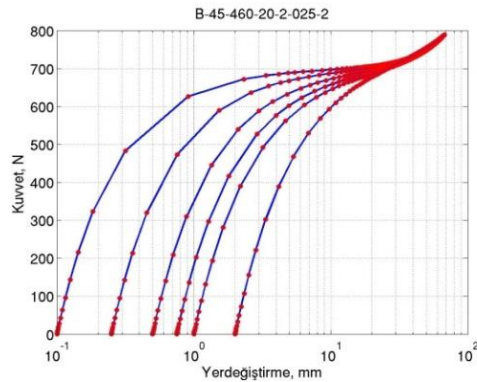
1,2



2,1



2,2

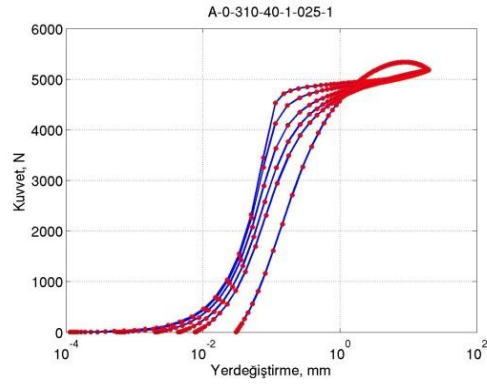


Şekil 3.12. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=350$ mm, $W=20$ mm, $h_2=0.25$ mm boyutlarında yapııştırılmış çubukların B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δ_z değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın ve plaka kalınlıklarının tesiri (Lamina, Continuum Shell)

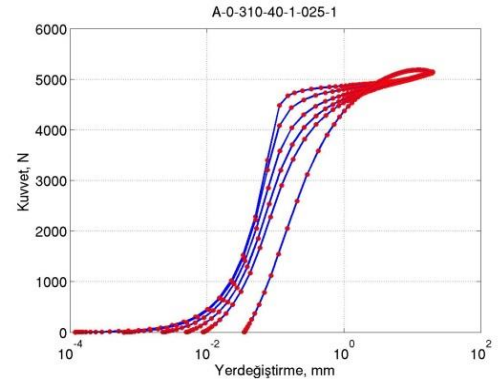
h_1, h_3
mm

1,1

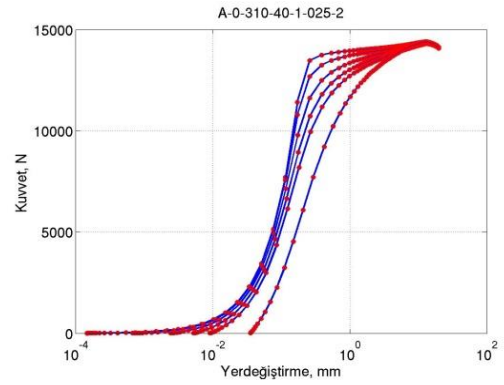
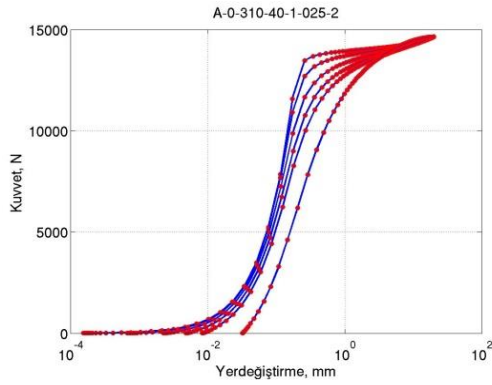
Lamina, Continuum Shell



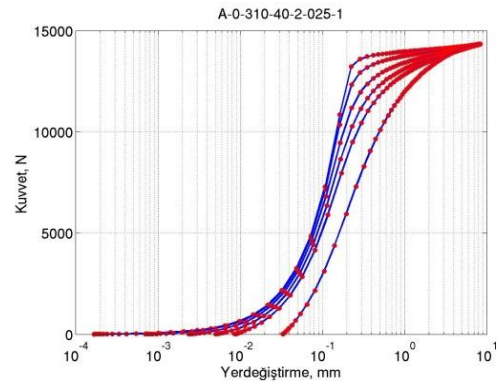
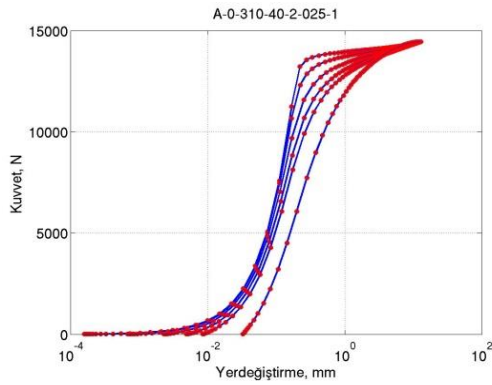
Ortotropik, Solid



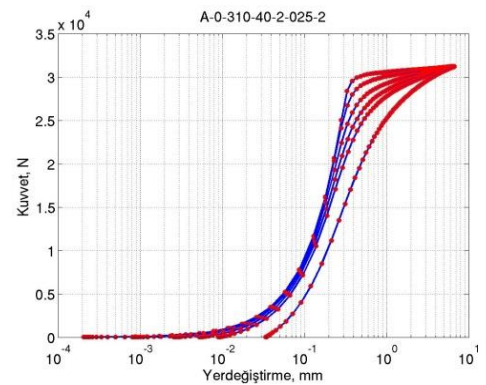
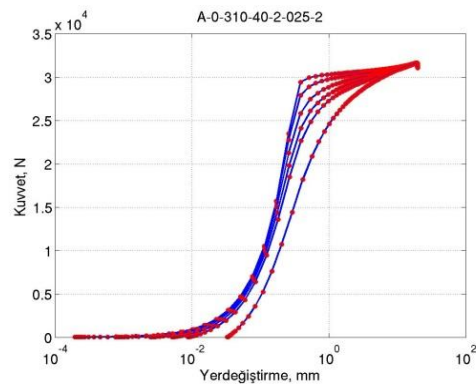
1,2



2,1



2,2



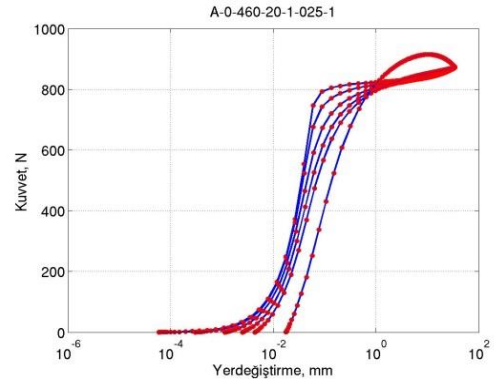
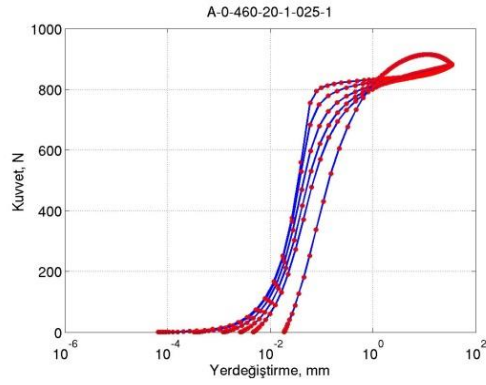
Şekil 3.13. $\theta=0^\circ$, $L=200$ mm, $W=40$ mm, $h_2=0.25$ mm için A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değıştirme δ_x değışimlerinde malzeme modellerinin ve ön yan yük Δ 'nın tesirleri

h_1, h_3
mm

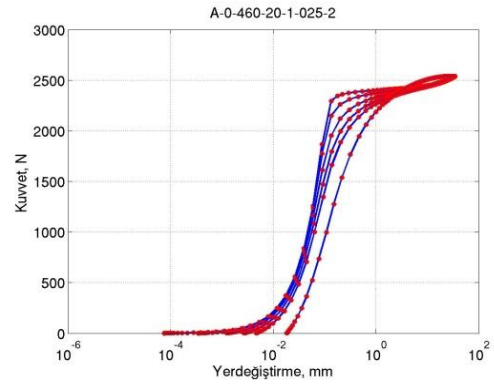
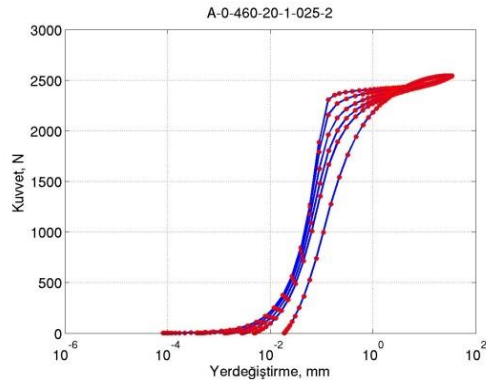
Lamina, Continuum Shell

Ortotropik, Solid

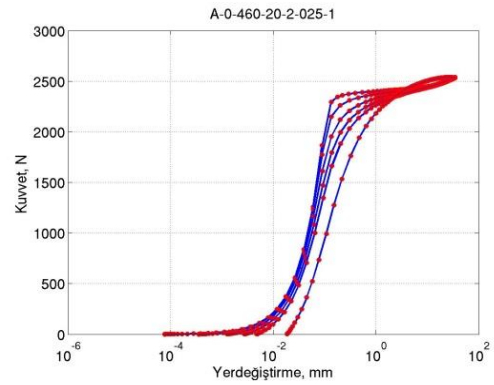
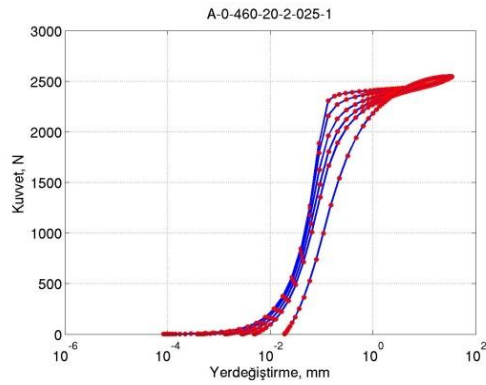
1,1



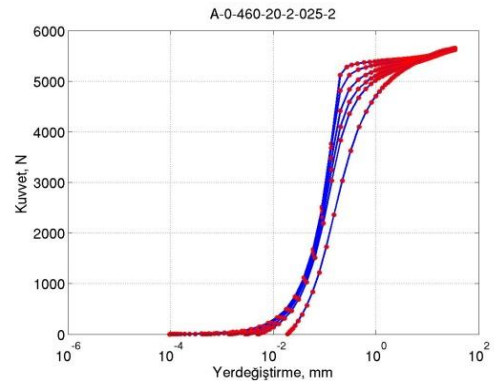
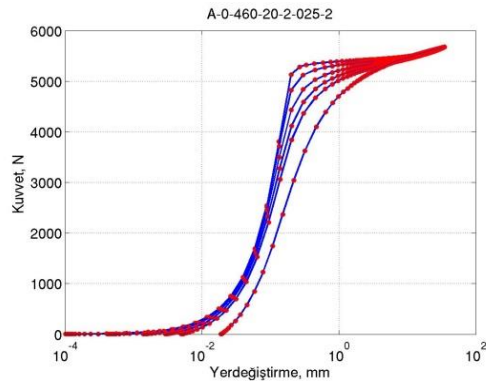
1,2



2,1



2,2



Şekil 3.14. $\theta=0^\circ$, $L=350$ mm, $W=20$ mm, $h_2=0.25$ mm için A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δ_x değişimlerinde malzeme modellerinin ve ön yan yük Δ 'nın tesirleri

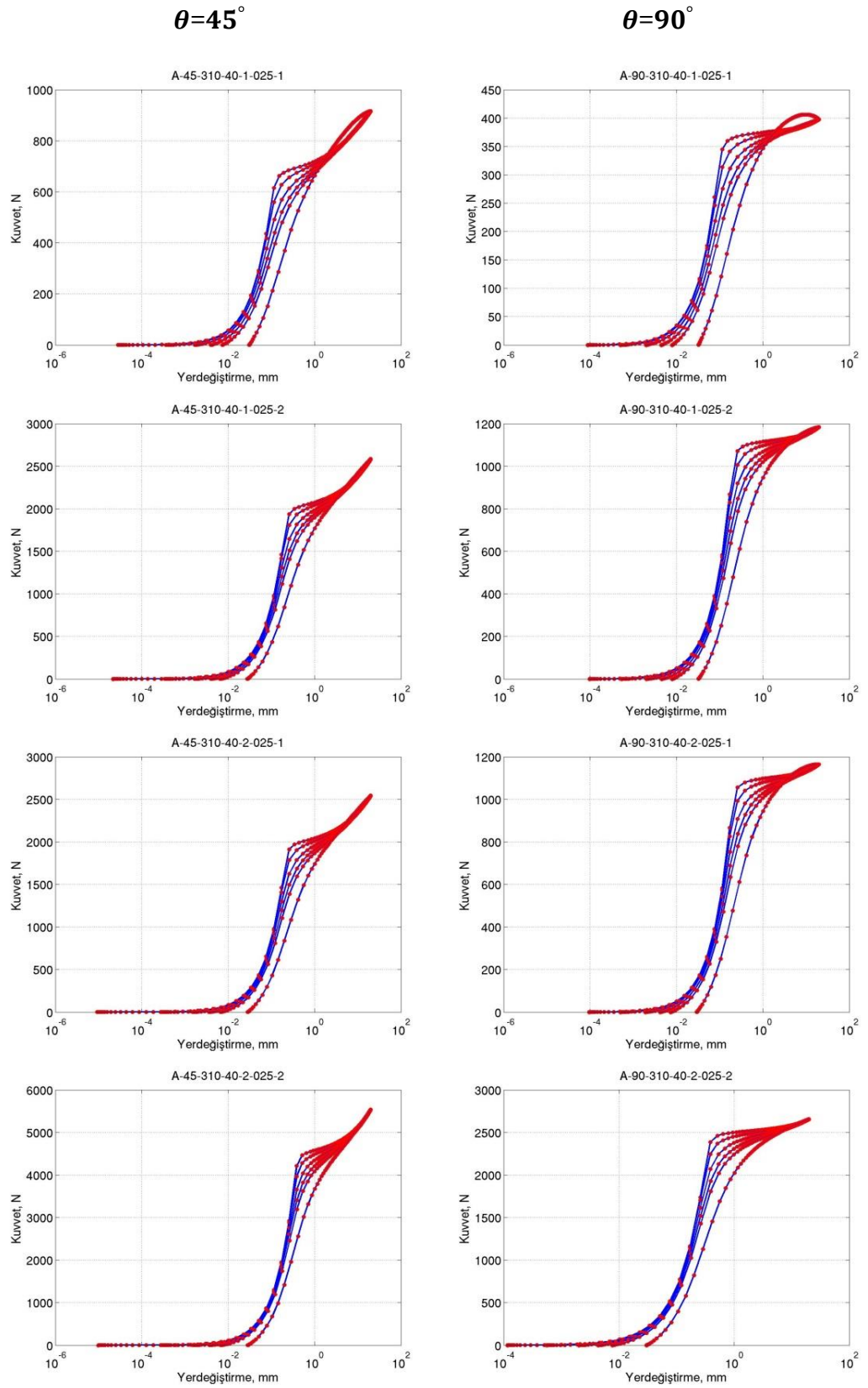
h_1, h_3
mm

1,1

1,2

2,1

2,2



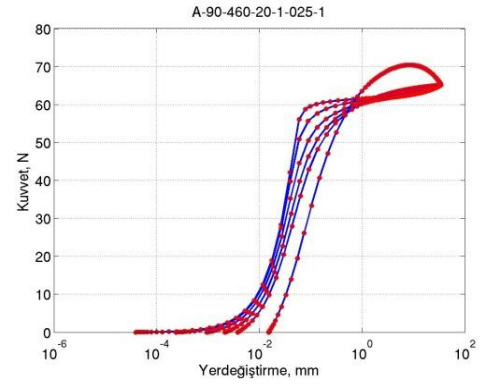
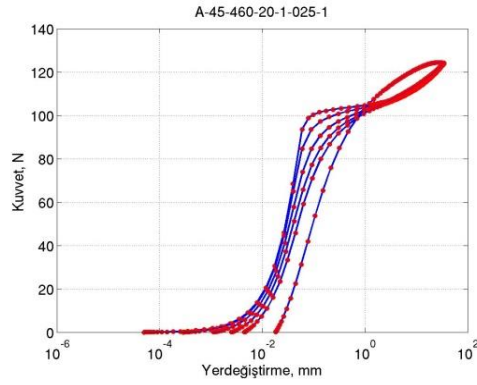
Şekil 3.15. $\theta = 45^\circ$ ve 90° elyaf açılı, $L=200$ mm, $W=40$ mm, $h_2=0.25$ mm boyutlarında yapılandırılmış çubukların A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δ_x değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın tesiri (ortotropik malzeme, solid eleman)

h_1, h_3
mm

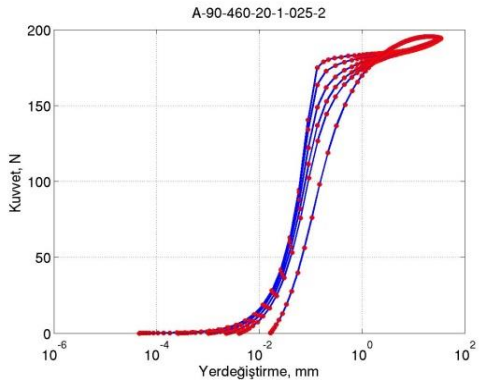
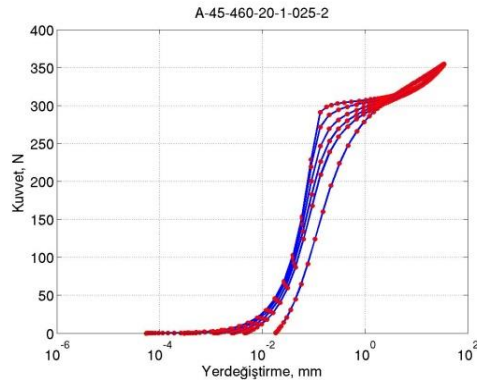
1,1

$\theta=45^\circ$

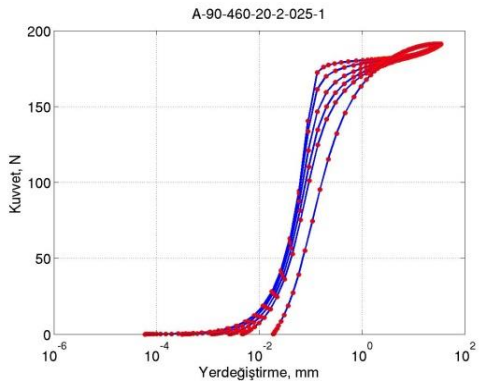
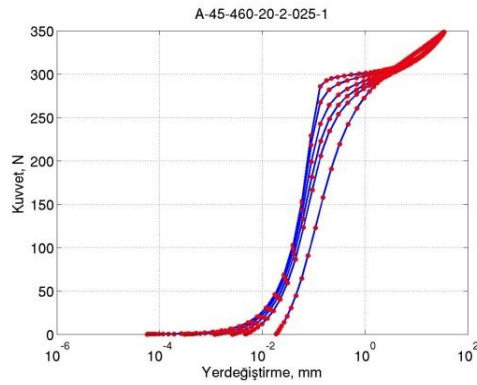
$\theta=90^\circ$



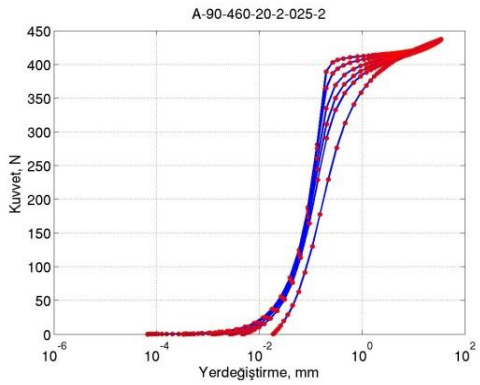
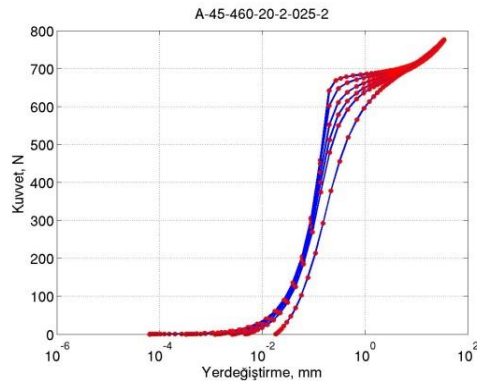
1,2



2,1



2,2



Şekil 3.16. $\theta = 45^\circ$ ve 90° elyaf açılı, $L=350$ mm, $W=20$ mm, $h_2=0.25$ mm boyutlarında yapılandırılmış çubukların A noktasında eksenel yük P - eksenel yer değiştirme δ_x değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın tesiri (ortotropik malzeme, solid eleman)

En narin çubukta elyaf açısı eksenel yüke dik olur iken, çubuk tarafından taşınabilecek yük en 12 kat azalmaktadır. Benzer şekilde en direngen çubuk içinde en az 12 kat azalmakta. Elyaf doğrultusu eksenel yük doğrultusunda iken çubuk burkulmaya en yüksek direngenliğini kazanmaktadır.

Geometrik lineer olmayan analiz, kompozit çubuk malzemeleri için üç boyutlu ortotropik malzeme modeli üç boyutlu solid eleman kullanarak tekrarlanmıştır. Elyaf açısı $\theta = 0, 45$ ve 90° için, en narin çubuk ($L=350$ mm, $W=20$ mm) ve en direngen çubuk ($L=200$ mm, $W=40$ mm) analizler tekrarlanmıştır. Ön/arka plaka kalınlığının (h_1, h_3) eksenel yük seviyeleri ve A noktasında değerlendirilen eksenel yük - eksenel yer değiştirme değişimleri üzerinde tesiri araştırılmıştır. Ayrıca ön yan yük Δ 'nın tesiri test edilmiştir. Özellikle lamina, malzeme modeli continuum shell kullanımı ile ortotropik malzeme, solid eleman kullanımı ile iki boyut – üç boyutlu modellerini problemin çözümünde sağladığı faydalar ve değerlerin doğruluk derecesi araştırılmıştır. Şekil 3.13 ve 3.14 $\theta = 0^\circ$ lik elyaf açısı için lamina ve ortotropik malzeme modeli ile elde edilen çözümleri mukayese etmektedir. Eksenel kuvvet – eksenel yer değiştirme değişimleri her iki malzeme modelinde ayrı eğilimle davranmaktadır. Üç boyutlu ortotropik malzeme modelinde kuvvet seviyelerinin nispeten yüksek olduğu, eğri eğilimlerinin bazı bölgelerde ihmal edilir düzeyde farklılık gösterdiği gözlemlenmektedir. En narin ve en direngen çubuk boyutlarında ön/arka plaka kalınlıkları artarken çubuğun burkulmaya direngenliği iyileşmektedir, yani eksenel kuvvet seviyeleri artmaktadır.

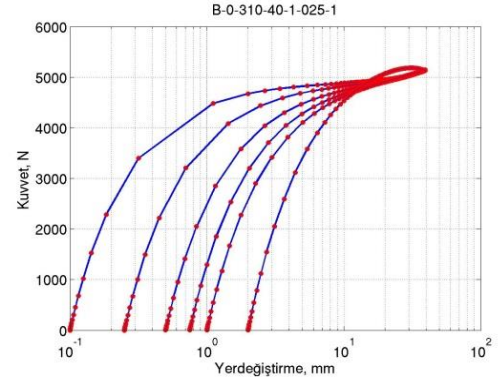
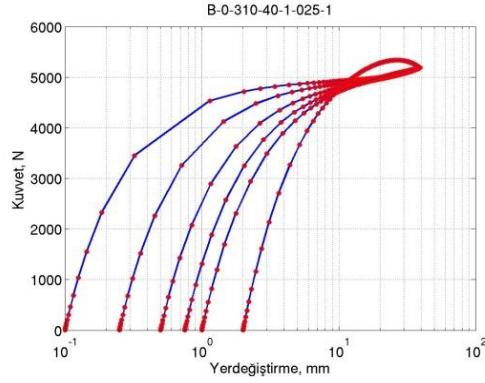
Şekil 3.13 – 3.16 ortotropik malzeme modeli ile elde çözümlere dayanarak $\theta = 0, 45$ ve 90° lik elyaf açıları için eksenel yük – eksenel yer değiştirme eğrilerinin değişimini, ön yan yük Δ 'nın ve ön/arka plaka kalınlıklarının (h_1, h_3) tesirlerini göstermektedir. En narin ($L=350$ mm, $W=20$ mm) ve en direngen ($L=200$ mm, $W=40$ mm) çubuklar için elyaf doğrultusunun eksenel yük hattına yaklaşması ile çubukların burkulmaya direngenliği artmaktadır. En narin şartlar $\theta = 90^\circ$ lik elyaf açısı için ortaya çıkmaktadır. Tüm elyaf açıları için eksenel yük – eksenel yer değiştirme eğrileri benzer değişimler göstermektedir. En direngen çubuk için $\theta = 0^\circ$ de en düşük ve en yüksek yük seviyeleri 5500 N ve 32000 N civarında iken $\theta = 90^\circ$ için 400 N ve 2750 N seviyesine düşmektedir. Burkulmaya karşı kaybedilen direngenlik 12 kattır. En narin çubuk için $\theta = 0^\circ$ de en düşük ve yüksek yükler 900 N ve 5500 N iken $\theta = 90^\circ$ de 65 N ve 450 N civarındadır.

h_1, h_3
mm

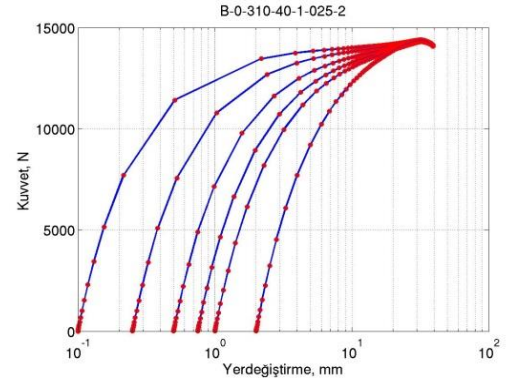
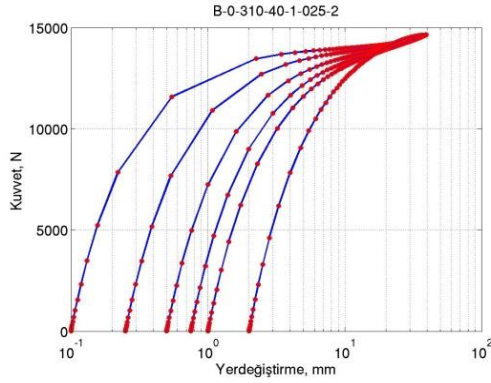
Lamina, Continuum Shell

Ortotropik, Solid

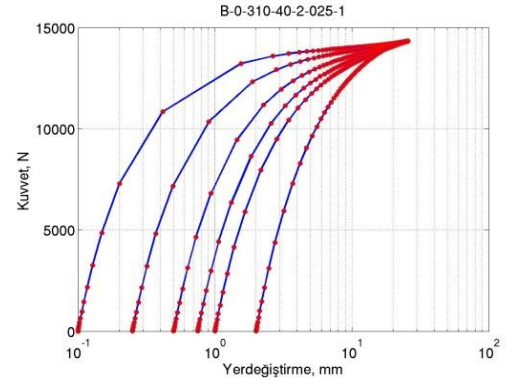
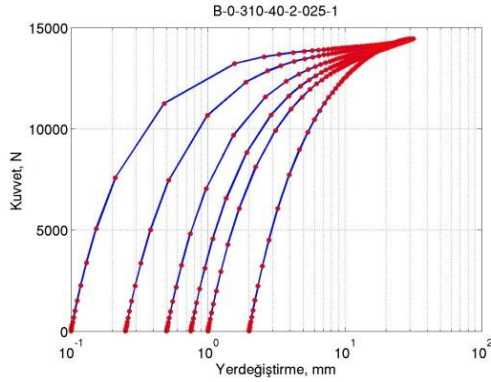
1,1



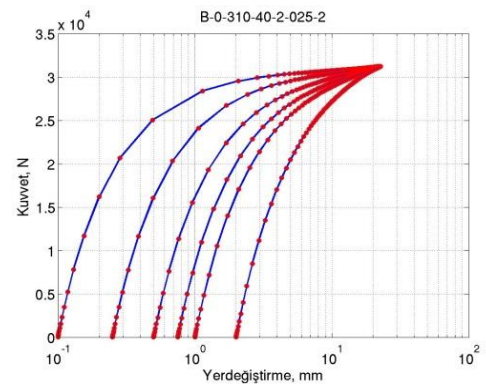
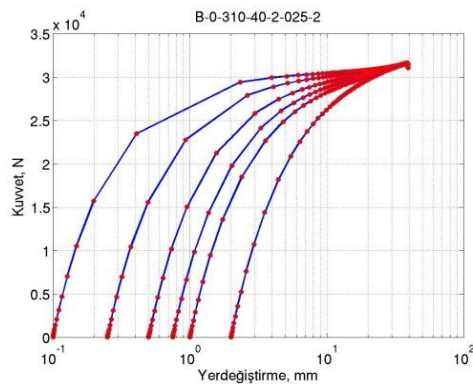
1,2



2,1



2,2



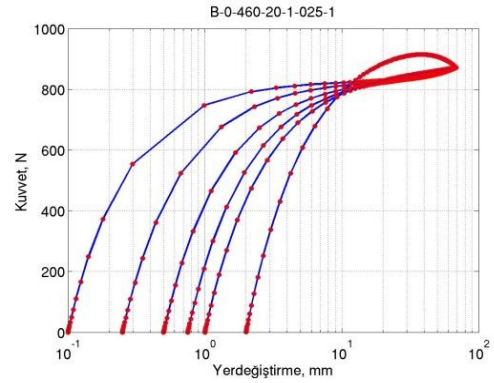
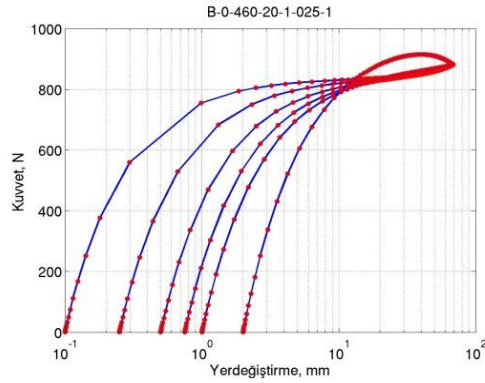
Şekil 3.17. $\theta=0^\circ$, $L=200$ mm, $W=40$ mm, $h_2=0.25$ mm için B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δ_z değişimlerinde malzeme modellerinin ve ön yan yük Δ 'nın tesirleri

h_1, h_3
mm

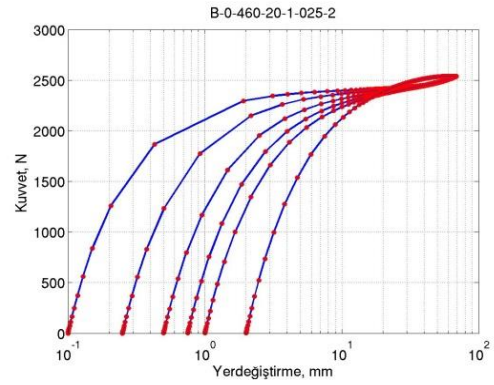
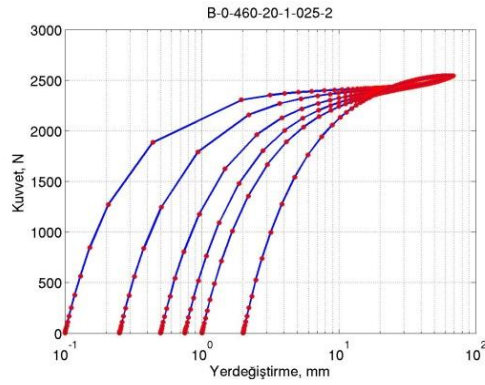
Lamina, Continuum Shell

Ortotropik, Solid

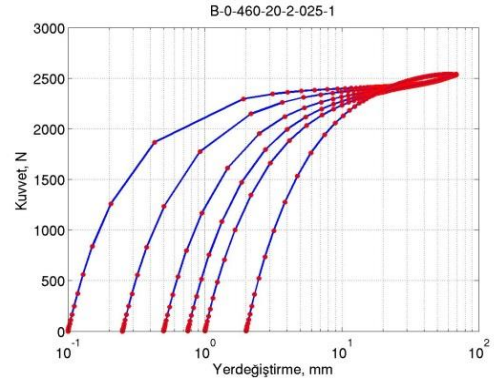
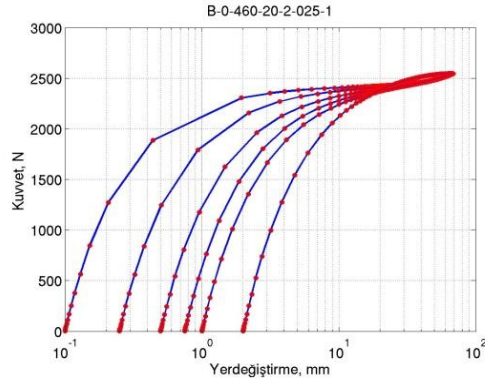
1,1



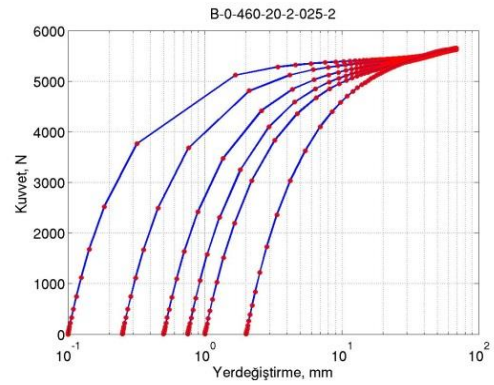
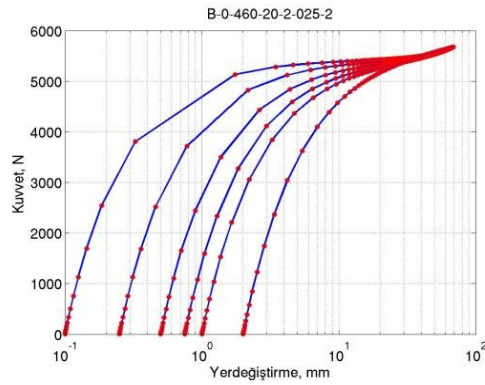
1,2



2,1



2,2



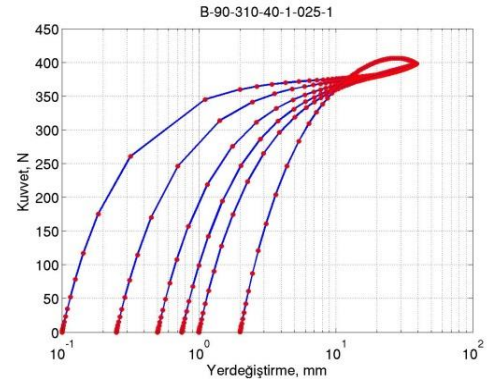
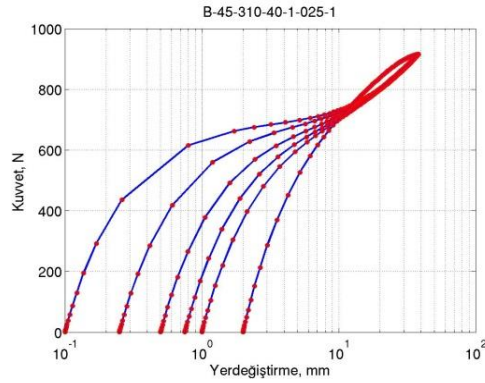
Şekil 3.18. $\theta=0^\circ$, $L=350$ mm, $W=20$ mm, $h_2=0.25$ mm için B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δ_z değişimlerinde malzeme modellerinin ve ön yan yük Δ 'nın tesirleri

h_1, h_3
mm

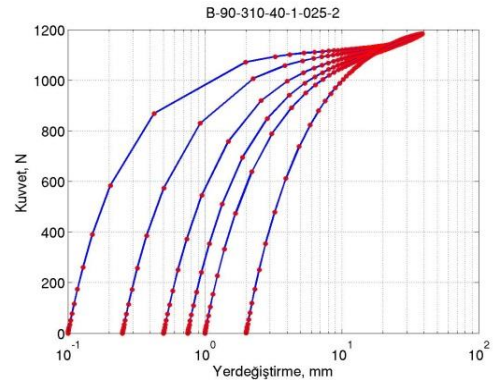
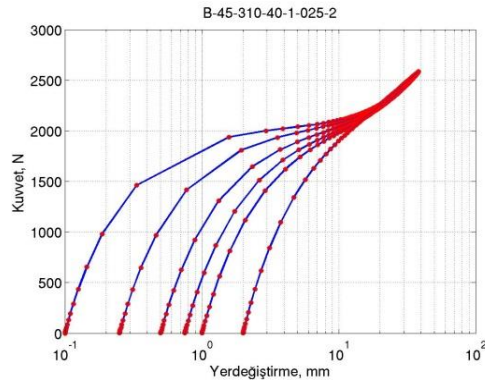
1,1

$\theta=45^\circ$

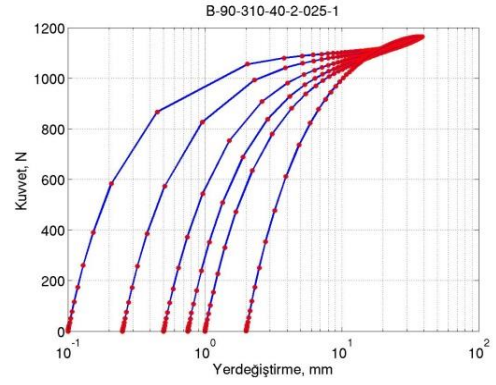
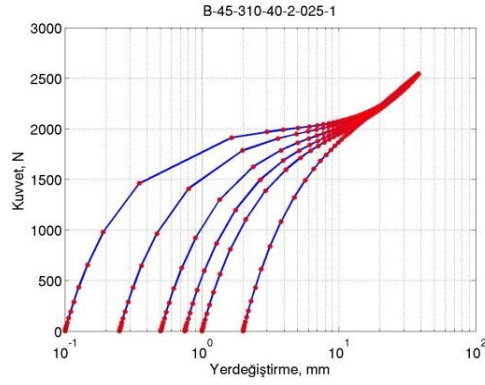
$\theta=90^\circ$



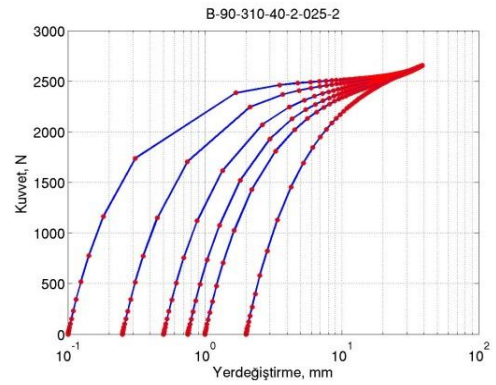
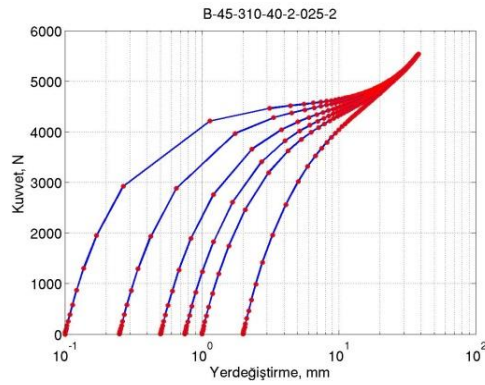
1,2



2,1



2,2



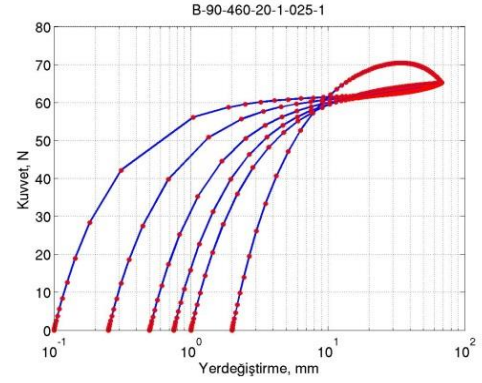
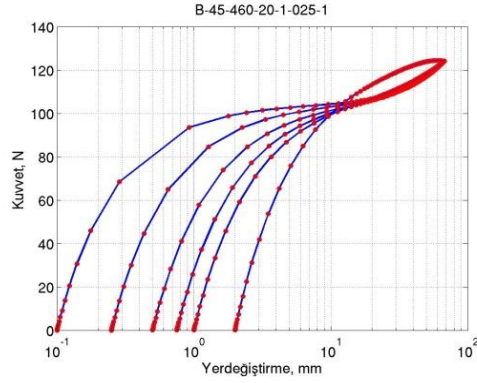
Şekil 3.19. $\theta = 45$ ve 90° elyaf açılı, $L=200$ mm , $W=40$ mm , $h_2=0.25$ mm boyutlarında yapııştırılmış çubukların B noktasında eksenel yük P - yanal yer değıştirme δ_z değışimlerinde ön yan yük Δ 'nın tesiri (ortotropik malzeme, solid eleman)

h_1, h_3
mm

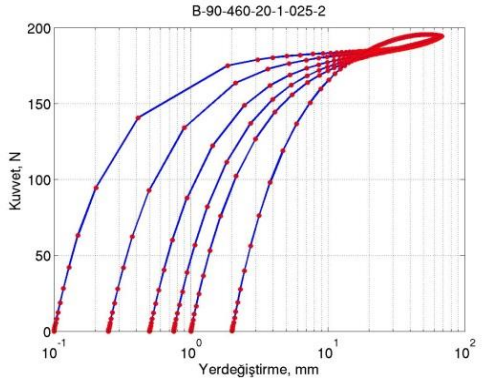
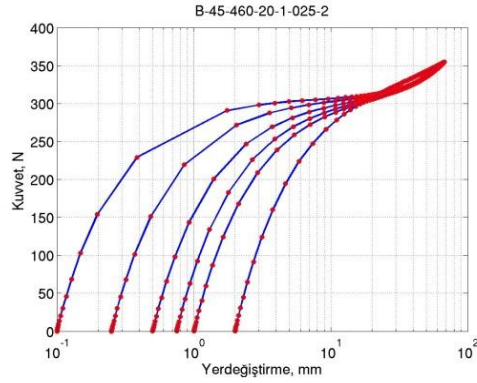
1,1

$\theta=45^\circ$

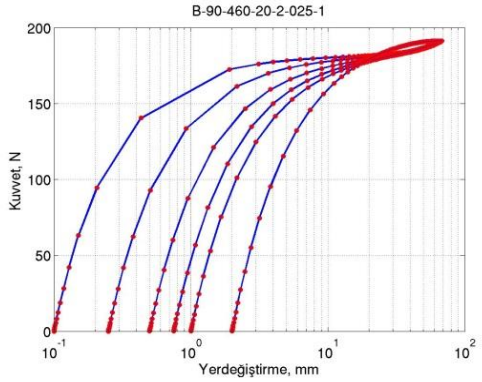
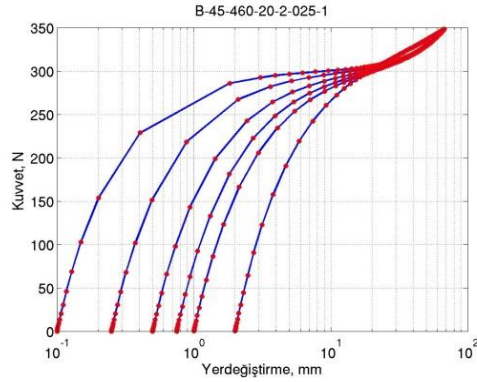
$\theta=90^\circ$



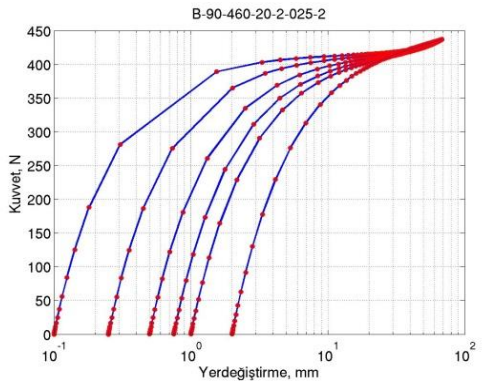
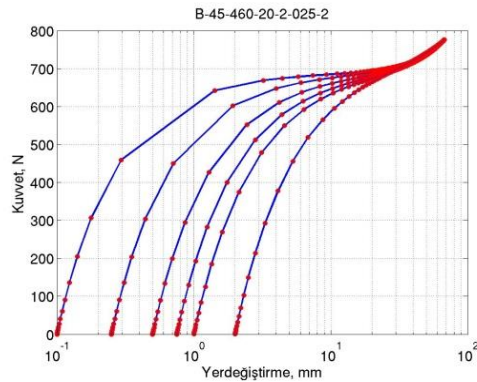
1,2



2,1



2,2



Şekil 3.20. $\theta = 45^\circ$ ve 90° elyaf açılı, $L=350$ mm, $W=20$ mm, $h_2=0.25$ mm boyutlarında yapııştırılmış çubukların B noktasında eksenel yük P - yanal yer değiştirme δ_z değişimlerinde ön yan yük Δ 'nın tesiri (ortotropik malzeme, solid eleman)

Elyaf doğrultusunun eksenel yük doğrultusuna yaklaşması çubuğa burkulmaya karşı çok daha direngen kılmaktadır. Şekil 3.15 – 3.16 daki ortotropik malzeme modeli sonuçları ile Şekil 3.11- 3.12 deki lamina malzeme modeli sonuçları mukayese edildiğinde her iki malzeme modellerinin aynı tarzda eksenel yük – eksenel yer değiştirme değişimleri sunmakta olduğu aşıkardır. Ancak üç boyutlu ortotropik malzeme modeli kinematik modelin üç boyutlu olması nedeniyle daha doğru ve yüksek değerler sunmaktadır. Hesaplanan süre dikkate alındığında lamina modeli kabul edilebilir bir hata oranıyla az hesaplama süresinde sonuç verebilmektedir. Lamina ve ortotropik malzeme modeline dayanarak yapılan geometrik bakımından lineer olmayan burkulma analizlerinin sonuçları kullanarak çubuk ön plaka ortasında alınan B noktasında eksenel yük P – yanal yer değiştirme diyagramları en narin ($L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$) ve en direngen ($L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$) çubuklar için Şekil 3.17 ve 3.18 karşılaştırılmıştır. Eğrilerin her iki malzeme modeline göre değişimleri benzerdir, üst yük seviyelerde eğri eğimlerinde ihmal edilir farklılıklar gözlemlenmektedir. İki boyutlu lamina modeline üç boyutlu ortotropik malzeme modeli çok yakın yük seviyeleri hesaplamaktadır. Üç boyutlu ortotropik model daha doğruluk derecesine sahip iken lamina malzeme modeli de o kadar başarılıdır. Ancak, iki boyutlu lamina modeli hesaplama süresinde belirgin tasarruf sunmaktadır. Yük seviyelerinde farklılık çok küçüktür. Yan ön yük Δ artar iken tüm eğriler daha dik eğim kazanmaktadır, yani çubuğun burkulmaya eğilimi artar iken çubuklar burkulmaya karşı daha direngen olmaktadır. Elyaf açısı $\theta = 0^\circ$ den 90° ye değiştirilirken ortotropik malzeme modeli kullanarak yapılan analizlerin sonuçlarına göre eksenel yük P – yanal yer değiştirme δ_z diyagramları Şekil 3.18 ve 3.19 da gösterilmiştir. Bu diyagramlar en narin ve en direngen çubuklar için çizilmiştir. Eğrilerin değişimi kendi içinde benzerdir. Elyaf doğrultusu eksenel yük doğrultusuna yaklaşır iken yük seviyeleri belirgin artmaktadır. Lamina malzeme modeli, continuum shell eleman kullanılan analiz sonuçları ile mukayese edildiğinde (Şekil 3.9 – 3.12) oldukça benzer sonuçlar elde edilmiştir. Ortotropik malzeme modeli nispeten daha yüksek yük seviyelerine daha yüksek doğrulukla, ancak hesaplama işlemlerinde daha uzun süre ile, başarımı daha iyi olan modeldir. Lamina malzeme modeli doğruluk derecesinde makul bir kayıp ile fakat hesaplama süresinde belirgin bir kazanç ile tercih edilir bir model olabileceğini analizlerde göstermiştir.

Tablo 3.1. En narin ve direngen yapıştırılmış çubukların kritik yüklerinin karşılaştırılması

θ	L mm	W mm	h_1 mm	h_3 mm	λ_{kr} (N)	Geometrik bakımdan lineer olmayan analiz													
						0.05 mm		0.1 mm		0.25 mm		0.50 mm		0.75 mm		1 mm		2 mm	
						P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2
Continuum Shell (Üç Boyutlu Kabuk) Eleman İçin																			
0°	200	40	1	1	4943.8	1555.7	4831.7	1551.2	4775.2	1521.8	4707.3	1430.8	4692.8	1313.7	4662.1	1193.0	4609.5	815.4	4488.9
			1	2	14023.0	5248.3	13758.0	5239.3	13681.0	5178.0	12706.0	4980.6	12377.0	4707.9	11669.0	4656.0	11604.0	4393.3	11261.0
			2	1	14023.0	5248.3	13758.0	5239.3	13681.0	5178.0	12706.0	4980.6	12377.0	4707.9	11669.0	4656.0	11604.0	4393.3	11261.0
			2	2	30490.0	6996.8	30868.0	6991.1	30813.0	6955.5	30753.0	6831.2	30686.0	6640.2	27997.0	6397.7	26720.0	5242.0	25774.0
90°	350	20	1	1	63.1	20.4	60.2	20.3	60.1	19.8	57.5	18.5	55.07	15.7	51.73	15.07	48.78	9.9	40.0
			1	2	187.4	45.3	183.0	45.2	180.3	44.8	179.0	43.3	175.8	41.2	170.6	38.7	158.1	28.7	137.1
			2	1	187.4	45.3	183.0	45.2	180.3	44.8	179.0	43.3	175.8	41.2	170.6	38.7	158.1	28.7	137.1
			2	2	424.7	90.1	413.1	90.0	403.1	89.5	397.5	87.9	384.4	85.3	378.7	82.0	342.3	66.7	285.1
Ortotropik (Üç Boyutlu Katı) Eleman İçin																			
0°	200	40	1	1	4904.5	1529.4	4788.8	1525.2	4774.4	1496.6	4759.1	1407.7	4750.0	1292.1	4742.4	1107.8	4731.3	787.4	4461.8
			1	2	14053.0	5159.2	13765.0	5150.6	13744.0	5094.1	13104.0	4908.4	12890.0	4647.2	12862.0	4351.8	12842.0	3117.7	10805.0
			2	1	14053.0	5159.2	13765.0	5150.6	13744.0	5094.1	13104.0	4908.4	12890.0	4647.2	12862.0	4351.8	12842.0	3117.7	10805.0
			2	2	30776.0	7799.4	29107.0	7793.6	28390.0	7753.9	27977.0	7617.0	27334.0	7405.3	27163.0	7138.5	26996.0	5875.6	22576.0
90°	350	20	1	1	61.9	18.9	58.4	18.9	56.0	18.5	55.6	17.8	54.0	15.8	49.1	14.3	48.2	9.7	40.6
			1	2	184.5	42.1	175.6	42.1	175.0	41.9	172.5	40.4	168.8	38.6	160.4	36.4	155.8	34.9	144.3
			2	1	184.5	42.1	175.6	42.1	175.0	41.9	172.5	40.4	168.8	38.6	160.4	36.4	155.8	34.9	144.3
			2	2	414.9	83.7	411.2	83.6	410.2	83.2	407.2	81.7	400.6	79.5	382.6	68.7	373.0	62.9	340.7

Lineer (özdeğer) burkulma analizleri ve geometrik bakımından lineer olmayan burkulma analizleri en direngen ($\theta = 0^\circ$, $L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$) çubuk ve en narin ($\theta = 90^\circ$, $L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$) çubuk için gerçekleştirilerek çubuklara ait eksenel yük – yer değiştirme diyagramlarının eğimlerinde kritik burkulma yükleri (P_{kr}) belirlenmiştir. Eğrilerde düşük yük seviyelerinde eğimin değiştiği noktadaki kritik yük $P_{kr}^{(1)}$ ve yüksek seviyelerde eğimin değiştiği bölgelerdeki kritik yük değeri $P_{kr}^{(2)}$ tespit edilmiştir. Lineer olmayan burkulma analizinde uygulanan ön yan Δ yükün kritik burkulma yüklerindeki tesiri Tablo 3.1 de gösterilmiştir. Tablo 3.1 de ayrıca lineer burkulma (özdeğer) analizinde tespit edilen kritik yüklerde (λ_{kr}) tespit edilen P_{kr} yükler ile mukayese edilmiştir. Ön ve arka çubuk kalınlıklarının (h_1 , h_3)’ün kritik yüklerdeki tesiri ayrıca gösterilmiştir. Ön yan yük Δ arttırılır iken kritik burkulma yüklerinin $P_{kr}^{(1)}$ ve $P_{kr}^{(2)}$ değerlerinin nispeten düştüğünü görüyoruz. Lineer olmayan analizden önceki yan yük vasıtasıyla çubuğa bir ön eğrilik kazandırılması gerekmektedir. Bu ön eğriliğin eğrilik yarıçapı orta üçgen ile artmaktadır. Dolayısıyla çubuk daha düşük yük seviyelerinde burkulmaya meyil etmektedir, yani daha narin bir davranışa girmektedir. Bu yükün amacı tekil matrislerden kurtulmak içindir. Gereğinden yüksek kullanılması P_{kr} yük seviyelerini etkilemektedir. Tüm çubuk numuneleri için $\Delta = 0.05\text{ mm}$ lik yan yükün yeterince küçük ve kritik yük seviyelerini etkilemediği Tablo 3.1 değerlerinden görülmektedir. Ancak (özdeğer) lineer burkulma analizinden elde edilen kritik yük değerleri λ_{kr} , lineer olmayan burkulma analizinin kritik yüklerden $P_{kr}^{(2)}$ değerine yakın olmaktadır.

Lamina ve ortotropik malzeme modellerine göre tespit edilen P_{kr} yükleri Tablo 3.1 de mukayese edilmiştir. Kritik yükleri oldukça birbirine yakındır. Üç boyutlu ortotropik model (katı eleman) daha doğru değerler vermekle birlikte hesaplama süresi daha uzun sürmektedir. Lamina malzeme iki boyutlu olmakla birlikte hesaplama süresinde tasarruf sağlamaktadır.

Bu bölümden elde edilen sonuçlar irdelenirse yapıştırılmış kompozit malzeme plakalar iki boyutlu katmanlı kabuk elemanı ve lamina malzeme modeli veya üç boyutlu ortotropik malzeme ve katı eleman ile modellenebilir. Lineer (özdeğer) burkulma analizi ve lineer olmayan burkulma analizi her iki malzeme modeli ve sonlu elemanla

gerçekleştirilebilir. Üç boyutlu ortotropik malzeme ve katı eleman her iki analiz türünde daha uzun hesaplama süresine ihtiyaç duymaktadır. Bununla birlikte her iki malzeme modeli ve eleman tipi oldukça yakın sonuçlar vermektedir. Ortotropik malzeme modeli ve katı sonlu eleman üç boyutlu elastisite teorisine dayanır iken, lamina malzeme modeli ve tabakalı kabuk eleman iki boyutlu düzlem içi kinematik ilişkilere dayanır.

Lineer (özdeğer) burkulma analizinden elde edilen kritik yükler, büyük yer değiştirme tesirleri dikkate alınmadığı için yüksek tahmin edilmektedir. Geometrik bakımından lineer olmayan analiz büyük yer değiştirmelerin tesirlerini dikkate alır. Bu teori ile hesaplanan kritik yüklerin ve yük arttırımlı elde yük – yer değiştirme diyagramlarının profili çubuğa ilk eğriliği kazandıran yatay ön yan yükün büyüklüğünden belirgin etkilenmektedir. Bu teoride direngenlik matrisinin sabit kalmaması nedeniyle ana kritik burkulma yükü P_{kr} erken yükleme aşamalarında ortaya çıkar iken, (özdeğer) kritik yükler λ_{kr} daha yüksek yük bölgelerindeki eğimin küçüldüğü bölgelerdeki yüklere denk gelmektedir.

Ancak lineer olmayan analiz daha düşük yük seviyeleri hesaplamaktadır. En uzun, ender, en ince çubuk, en narin, en kısa, en geniş, en kalın çubuk, en direngen çubuk olmaktadır. Elyaf doğrultusu yük eksenine yaklaşır iken çubuğun burkulma yüküne olan direngenliği en yüksek olmaktadır. Büyük yer değiştirmelerinin kritik burkulma yükünün tespitinde çok önemli olduğu aşikardır. Geometrik bakımdan lineer olmayan analiz kritik burkulma yükün daha doğru hesabında kesinlikle gereklidir. Özdeğer çözümleri yalnızca fikir vermekte olup, yer değiştirmeleri çok küçük kabul eder.

4. BÖLÜM

4.1. Deneysel Çalışmalar

Bölüm 2 ve 3’de tek yönlü karbon elyaf ile güçlendirilmiş kompozit plakaların farklı boyutlarda boydan boya yapıştırılması ile üretilen çubukların lineer (özdeğer) burkulma analizi ve büyük yer değiştirmelerin tesirinin dikkate alındığı lineer olmayan burkulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Her bir çubuğun Abaqus yazılımı ile kritik yükleri tespit edilmiştir. Lamina ve ortotropik malzeme modelleri ile iki veya üç boyutlu malzeme modellerinin kritik yükleri, her iki teoreğin kritik yük hesabında başarımı değerlendirilmiştir. Sayısal kritik yüklerin gerçek deneysel burkulma test sonuçları ile mukayesesi gerekmektedir. Bu nedenle karbon elyaf destekli plastik kompozit plakalar laboratuvarında üretilip, arzu edilen elyaf açılarında ve numune boyutlarında kesilip, yapıştırıcı ile boydan boya birleştirilerek ve basma deneyleri gerçekleştirilerek kritik burkulma yükleri belirlenmiştir. Bu bölüm deneysel çalışmaların sürecini izah eder ve deneysel ile hesaplanmış kritik burkulma yüklerini karşılaştırır. Teorik ve deneysel çalışmaların başarımlarını irdeler.

4.2. Deneysel Yöntem

Yapıştırıcı ile birleştirilmiş tabakalı karbon elyaf destekli kompozit çubukların kritik burkulma yükleri değerlendirilmesinde şu adımlar takip edilmiştir:

- Karbon elyaf kumaşın ve yan ürünlerin (sertleştirici, reçine, vakum çantası sistemi) temini,
- Yapıştırıcı malzemesinin temini,
- Tabakalı kompozitlerin üretimi,
- Kompozit plakaların uygun boyutlara getirilmesi,
- Yapıştırma ön işlemleri ve numunelerin yapıştırılması,
- MTS Criterion Model 43 basma cihazında deneylerin yapılması,

- Deneysel verilerin toplanması,
- Bilgisayar ortamında verilerin işlenmesi ve değerlendirilmesi,



Şekil 4.1. MTS Criterion Model 43 basma test cihazı

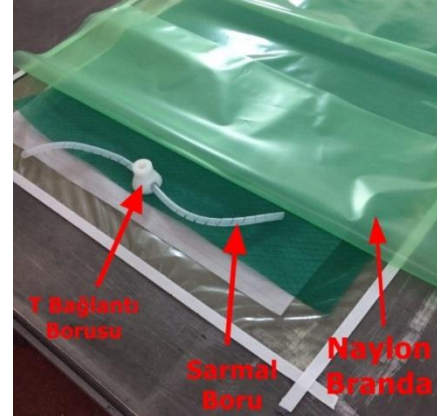
4.2.1. Numune Hazırlama

Öncelikle kompozit plakaların üretimini gerçekleştireceğimiz üretim masasının yüzeyi kir ve yabancı maddelerden temizlendi. Bu kompozit üretim masasının özelliği istenilen üretim sıcaklığı 100°C kadar düzenli sağlayabilmesidir. Kompozit plakaların üretimi için vakumlu torbalama yöntemi kullanıldı. Üretilmesi düşünülen 1000 mm X 500 mm boyutlarında 4 katman karbon elyaf kumaş kullanılmak üzere kesilmiştir (Şekil 4.2). Kompozit üretim masası yüzeyine vakum torbalama düzeneği kuruldu. Vakum torbalama düzeneğinde ısıya dayanıklı naylon branda, çift taraflı bant, T bağlantı

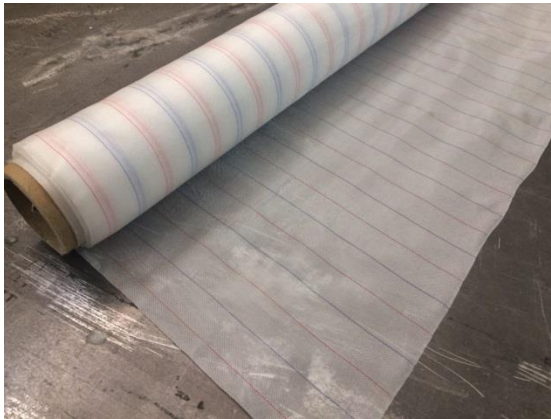
borusu, sarmal boru (Şekil 4.3), ayırma kumaşı (Şekil 4.4), reçinenin yüzeye düzenli nüfuz edebilmesi için file (Şekil 4.5) malzemeleri kullanıldı.



Şekil 4.2. Karbon elyaf kumaş



Şekil 4.3. Vakum çantalama sistemi



Şekil 4.4. Ayırma kumaşı

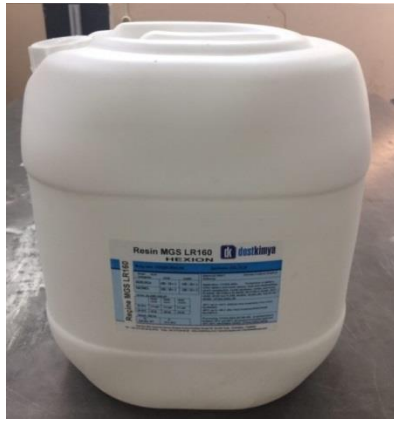


Şekil 4.5. Reçinenin yüzeye düzenli nüfuz edebilmesi için file

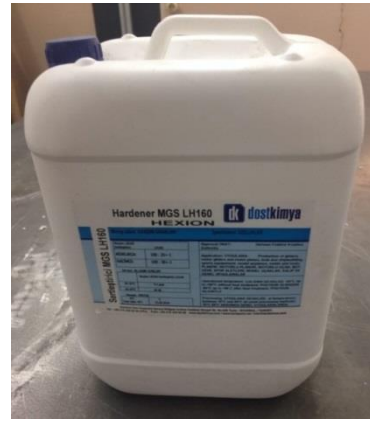
Vakum ünitesini oluşturan bu malzemelerin tümü yüksek sıcaklıklara dayanıklıdır. Vakumlu torbalama sistemi sayesinde, lamina elyaf kumaş katlarının bir arada tutmak için atmosfer basıncını sıkıştırıcı olarak kullanılır. Atmosfer basıncını elde etmek için 2 zamanlı vakum pompası kullanıldı. Düzeneğe bağlanan basınç saati ile vakum etkisi yapacak pompadaki basıncın 1 atm (760 mmHg) de sabit tutulması sağlandı.

Vakum torbalamada önce ısıya dayanıklı naylon branda önceden temizlenmiş kompozit üretim masasına serilir. Kenarları hava almaması için çift taraflı bant ile yapıştırılır. Düzeneğin ortasına önceden kestiğimiz $1000 \text{ mm} \times 500 \text{ mm}$ ebatlarındaki 4 tabaka kompozit elyaf bez serilir. Üstüne düzeneğin kompozit plakadan sökümü kolay olması için ayırma kumaşı serilir. Onun da üstüne reçinenin ara yüzeye düzenli nüfuz edebilmesi için file serilir. En son ısıya dayanıklı naylon branda ve çift taraflı bant ile

hava almayacak şekilde düzenek sıkıca kapatılır. Bu arada vakum torbasına reçinenin girişi ve vakum pompası ile havanın çekileceği düzenek T boru bağlantısı, sarmal borularla kurulur. Karbon elyaf kumaşların birbiri ile sıkı halde tek bir yapı gibi olması için kullanılacak reçinenin hazırlanması işlemi vardır. Reçinenin (Resin MGS LR160) sertleşmesi için içine sertleştirici (Hardener MGS LH160) karıştırılır. 1000 gr reçineye 250 gr sertleştirici katılarak iyice karıştırılır.

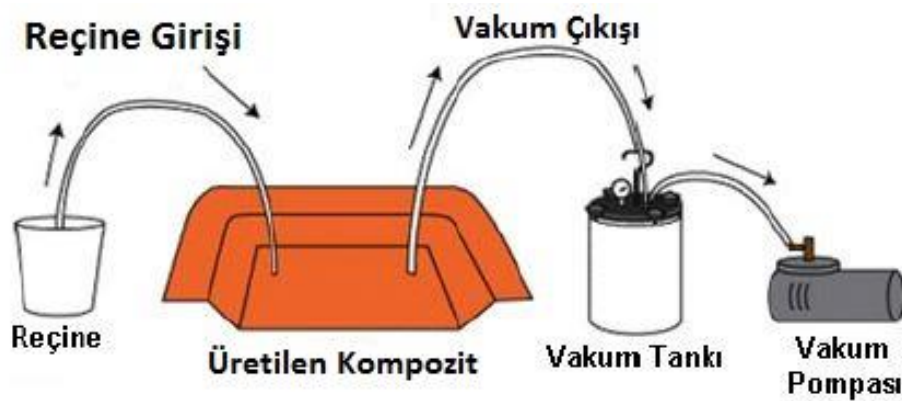


Şekil 4.6. Reçine (Resin MGS LR160)

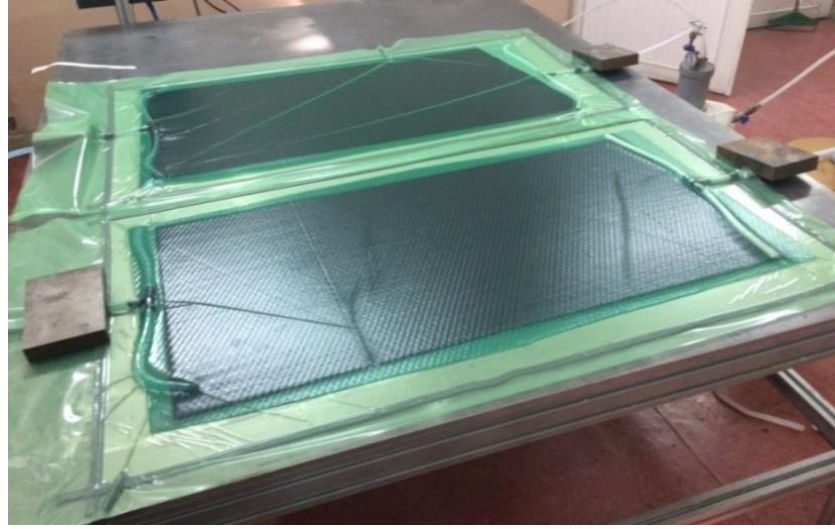


Şekil 4.7. Sertleştirici (Hardener MGS LH160)

Reçine geçişini sağlayacak hortumlar T bağlantı borularına takılır. Vakum çantası düzeneğine vakum göstergesi bağlanır ve vakum pompası açılır. Vakum torbasında kaçak olup olmadığı vakum göstergesi ile kontrol edilir. Reçine geçişine izin verildikten sonra vakum çanta sisteminin içindeki karbon elyaf kumaşların hepsi ıslanana kadar işleme devam edilir. En son kalıbın köşe noktaları ıslanır. Tüm noktalar ıslandıktan sonra reçine besleme borusundaki akış durdurulur.

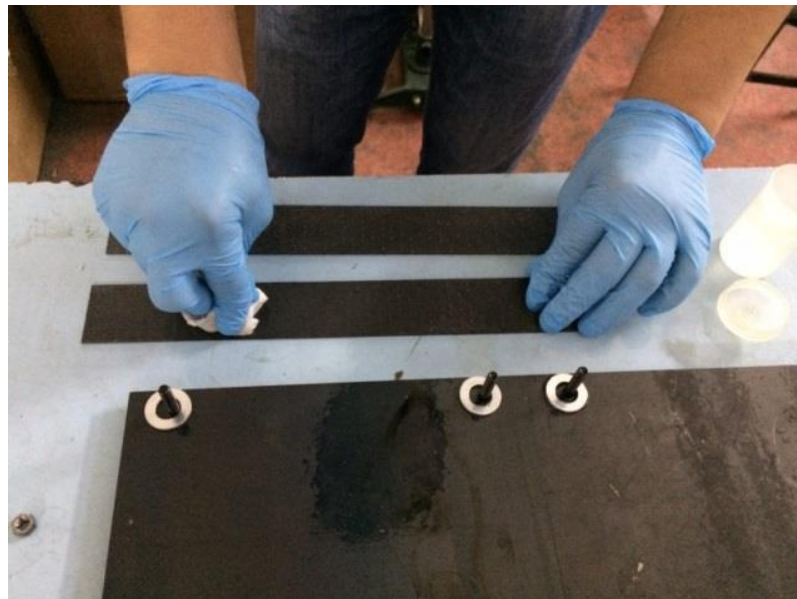


Şekil 4.8. Vakum infüzyon düzeneği (Hardener MGS LH160) [52]



Şekil 4.9. Vakumla üretimi yapılan kompozit sistemi

Bu düzenek kompozit üretim masası sayesinde 2 saat boyunca 100°C kadar sıcaklıkta tutulur. Bir gün soğumaya bırakılıp ertesi gün vakum torbasından söküm işlemi yapılır. (1000 mm X 500 mm)'lik plakalar üretildikten sonra su jeti kesim makinesiyle istenilen boyutlarda numuneler kesildi. Daha sonra kesilen çubukların üzerindeki yabancı maddeleri temizleme, ve yapıştırma işlemlerine geçildi. Çubukların etil alkol ile peçete yardımıyla her iki yüzeyi temizlendi. İki çubuğun temizlenen yüzeylerini yapıştırmak için bir çubuğun yüzeyine epoxy tabancası yardımıyla yapıştırıcı (*AralditeTM* 2015) sürüldü. Yapıştırıcıyı yüzeye iyice yaydıktan sonra iki çubuğun birbirine yapışması için üst üste oturtuldu.



Şekil 4.10. Etil alkol ile çubuk yüzeyinin temizlenmesi

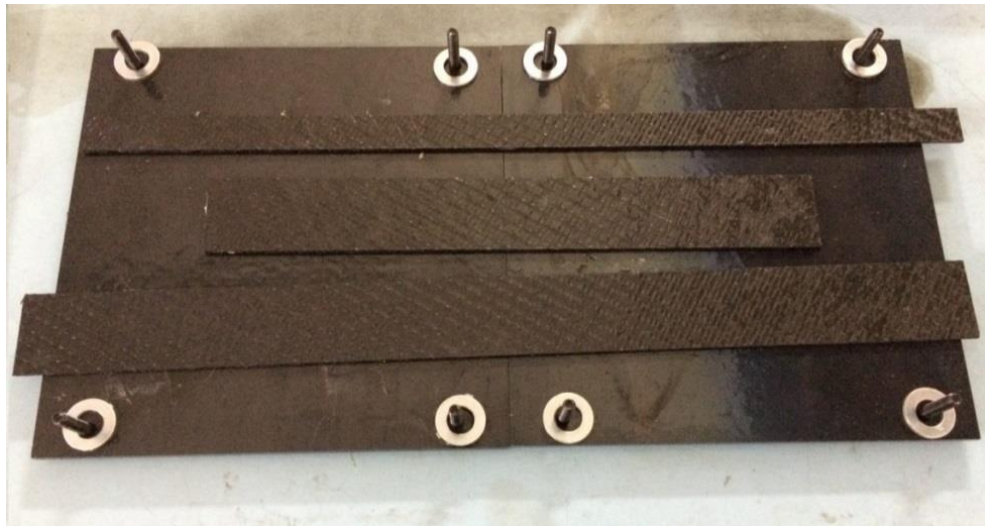


Şekil 4.11. Kompozit çubuk yüzeyine epoxy tabanca yardımıyla epoxy yapıştırıcının sürülmesi



Şekil 4. 12. Araldite™ 2015 yapıştırıcı

Yapıştırıcıyla birleştirilmiş çubukları kalıplara koymadan önce kalıbın her iki yüzeyine parafin (likit vazelin) sürüldü. Bu sayede çubukları kalıptan sökerken kalıba yapışması önlenmiş oldu. Kalıpları sıkmadan önce ara yüzeylere, yapıştırılan bağlantının toplam kalınlığını 2,6 mm de tutmak için 2.6 mm'lik mastar konuldu. Bu sayede yapıştırıcı kalınlığının numune boyunca sabit kalması sağlandı. Kalıp civataları hafifçe sıkılarak numunelerin arasında yapıştırıcının sertleşmesi için en az 2 gün bekletildi. Bu sayede yapıştırıcı iyi bir şekilde sertleşmesi sağlandı.



Şekil 4.13. Kalıp arasına konulan mastarlar



Şekil 4.14. Kalıpta yapıştırıcının kurumaya bırakılması



Şekil 4.15. Çubukların numaralandırması

Yapıştırılmış çubukların tasniflenmesinin yapılabilmesi için Şekil 4.15 de gösterilen numaralandırma yöntemi tercih edilmiştir. Büyük harfler boyutları, sayısal değerler boyutun mm biriminde değeridir. *L* boy, *W* genişlik, *H* ön plaka kalınlığı, ikinci *H* arka plaka kalınlığı, *Q* elyaf açısını ° biriminde ifade eder. Deney sonuçlarını doğrulamak için her bir numuneden 3'er tane imal edildi. En narin ve en direngen net çubuk boyları 200 mm ve 350 mm alınmıştır. Ancak çene boyları hesaba katılarak 110 mm daha uzun üretildi. Bu fazla 55 mm'lik kısımlar alt ve üst çeneler içinde deney sürecinde sıkıştırılmıştır.

4.3. Burkulma Testi

MTS Criterion Model 43 çekme cihazında burkulma deneylerin yapılması ve deneysel verilerin toplanması, sonuçların yorumu bu başlık altında yapılacaktır. Numunelerin hazırlanma işleminden sonra burkulma testlerine geçilmiştir. Basma deneylerinde takip eden aşamalar şu şekildedir: numuneler alt ve üst çenelere düzgünce sıkılır. Deneyin doğruluğu bakımından aynı deney üç numune için tekrarlandı ve sonuçlar karşılaştırıldı. Deneyler gerçekleştirilirken arka fonda milimetrik kâğıt üzerindeki nirengi hattına göre, numunelerin deney öncesi ve sonrası fotoğraflandı. Numunenin deney deneyi sonrasında eksenel kuvvet – eksenel yer değiştirme değişimleri cihazdan veriler ile çubuğun orta noktasının yanal yer değiştirmesi milimetrik kâğıtlardan ölçülerek hesaplanmıştır. Deney sırasında üst çene hızı 0.02 mm/sn olarak ayarlandı. Deneyler aynı numune için tekrarlandı ve her iki deneyde elde edilen sonuçların %99 oranda benzer olduğu anlaşıncı o numune boyutu için deney tekrarlanmadı. Tekrarlı testlerden elde edilen benzer sonuçlar yapıştırma işleminin ve deneyin sağlıklı olduğunu göstermiştir.

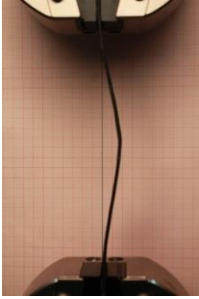


Şekil 4.16. Burkulma (basma) deneyinde ışıklandırma ve fotoğraflama d zeneg i

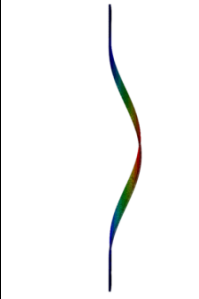
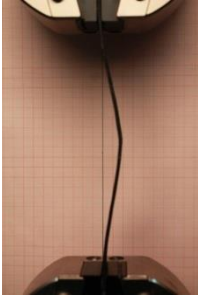
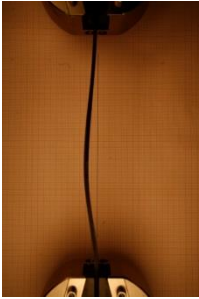
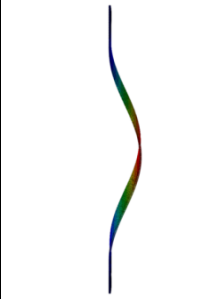
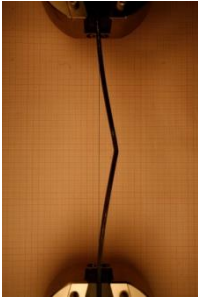
4.4. Deneysel Sonuçlar

Lineer ve lineer olmayan burkulma analizleri çubuk boylarının dikkate alınan aralığında yapıştırılmış çubukların $L=350$ mm, $W=20$ mm için burkulmaya en narin, $L=200$ mm, $W=40$ mm için en direngen davrandığı belirlenmiştir. Ön ve arka plaka kalınlıklarının 1.0 ve 2.0 mm değer alması halinde kalınlık arttıkça çubuk kesit alanının artması nedeniyle çubuklar ilaveten burkulmaya direngenlik kazanmıştır. İmal edilen her bir kompozit plakalarda katmanın $\Delta h=0.3$ mm kalınlığa sahip olduğu ölçülmüştür. Bu nedenle 4 katmanlı plakalar $h=1.2$ mm ve sekiz katmanlı plakalar $h=2.4$ mm kalınlık kazanmıştır. Deney numunelerin tekrar lineer (özdeğer) burkulma ve lineer olmayan burkulma analizlerinde $\Delta h=0.3$ mm katman kalınlığı ve 1.2 mm kalınlık için 4 katman, 2.4 mm için 8 katman lamina malzeme modelinde kullanılmıştır. Deneyler $h=1.2$ mm ve $h=2.4$ mm lik eş kalınlıklı ön ve arka plakaya sahip yapıştırılmış çubuk elemanlar için yapılmıştır. Şekil 4.17 ve 4.18 $L=200$ mm, $W=40$ mm lik ve $L=350$ mm, $W=20$ mm lik $\theta = 0, 45, 90^\circ$ lik elyaf açılı yapıştırılmış çubukların burkulma deneyleri sonrası deforme olmuş şekillerinin fotoğraflarını göstermektedir. Plaka kalınlıkları ($1.2, 2.4$ mm) ve ($2.4, 2.4$ mm), yapıştırıcı kalınlığı $h_2=0.2$ mm şeklinde tanzim edilmiştir. Aynı boyutlarda numuneler için lineer olmayan burkulma analizleri gerçekleştirilmiş, analizden elde edilen deforme olmuş çubuk geometrileri deneysel ile mukayese edilmiştir. Her bir deforme olmuş çubuk geometrisi altında deneysel ve teorik lineer olmayan analiz sonuçlarına dayanarak kritik yük, eksenel yer değiştirme ve yanal yer değiştirme değerleri ($P_{kr}, \delta_x, \delta_y$) yazılmıştır. Deneysel ve analiz sonuçları yapıştırılmış çubukların $\theta = 0^\circ$ ve $\theta = 90^\circ$ lik elyaf açıları için burkulma esnasında x ekseninde etrafında kesiti dönmez iken, özellikle $\theta = 45^\circ$ için kesitin simetrik şekilde döndüğü gözlemlenmiştir. Bu eksene dik kesitin sahip olduğu kayma gerilmelerinin belirgin etkiye sahip olduğuna işaret etmektedir. Deneysel ve analize dayanan deforme olmuş (burkulmuş) çubuk geometrileri çok benzerdir. Deneyde $\theta = 90^\circ$ için elyaf doğrultusu boyunca matriste kayma gerilmelerinden dolayı kesilerek kopma gözlenmiştir. Ancak lineer olmayan analizde kompozit ve yapıştırıcı için hasar modelleri dikkate alınmadığından bu tür sonuç gözlenmemiştir. Deneysel ve analiz sonuçlarında yapıştırılmış çubukların kritik yüklerinde deneysel kritik burkulma yükü, özdeğer (lineer burkulma) analizden elde edilen λ_{kr} değerinden düşük çıktığı aşıkardır. Ancak çubuk hesaplanan λ_{kr} değerinden yan yük Δ ($0.05, 0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 2.0$ mm)

etkisi altında daha düşük bir P_{kr}^1 yükünde burkulduğu gözlenmiştir. Bu da deneyde çubuğun burkulmasını sağlayan yükün analizler sonucu elde edilen verilerden daha düşük olduğu manasına gelmektedir. Deneysel eksenel yer değiştirmelerin ve yanal yer değiştirmelerin ($L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_3=0.2 \text{ mm}$) en direngen çubuklarda ($L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_3=0.2 \text{ mm}$) en narin çubuklara göre daha düşük çıktığı, nedeni ise daha iyi yük taşıyan malzemelerin daha düşük yer değiştirmelere sahip olacağı bilinmesindendir (Şekil 4.17 ve 4.18). Abaqus yazılımında mükemmel bir ortamda analizlerin gerçekleştirilmesi, malzeme üzerinde oluşan hasar modellerinin dikkate alınmaması gibi nedenlerden yanal yer değiştirmelerde teorik analiz sonuçları deneysel sonuçlara göre daha az çıkmıştır. Elyaf doğrultusu çubuk ekseninden uzaklaştıkça kritik yük belirgin azalmaktadır. Eksenel yük elyaf açısı 45° ye kadar belirgin artmaktadır, sonra daha düşük eksenel yer değiştirmede çubuk matristen kesilerek kırılmaktadır. Aynı husus yanal yer değiştirme içinde geçerlidir. Ön ve arka plaka kalınlığı arttıkça kritik yük belirgin artmakta, elyaf açısı $\theta = 90^\circ$ ye kadar eksenel ve yanal yer değiştirmeler düşmektedir. $\theta = 90^\circ$ de daha yüksek eksenel yükte, hemen hemen aynı eksenel ve yatay yer değiştirme değerlerinde burkulup matristen kırılmaktadır. Çubuk boyu artınca kritik yük belirgin düşer iken eksenel ve yatay yer değiştirmeler artmaktadır. Bu çubuğun burkulmaya çok narin bir davranış sergilediği, fakat daha esnek bir karakter kazandığına işaret etmektedir (Şekil 4.17 ve 4.18)

h_1, h_3 (mm)	0°		45°		90°	
	DENEY	ABAQUS	DENEY	ABAQUS	DENEY	ABAQUS
1.2 , 1.2						
	951.4 N , 18 mm , 3.7 mm	7546.5 N , $\delta_z = 3.5$ mm	333.1 N , 25 mm , 5.5 mm	1094.5 N , $\delta_z = 1.7$ mm	97.9 N , 15 mm , 2.3 mm	596.7 N , $\delta_z = 3.0$ mm
2.4 , 2.4						
	7110 , 4 mm , 14 mm , 2.6 mm	47892.0 N , $\delta_z = 2.3$ mm	1122.5 N , 9 mm , 2.9 mm	7517.8 N , $\delta_z = 3.0$ mm	564.9 N , 17 mm , 1.7 mm	4216.4 N , $\delta_z = 3.1$ mm

Şekil 4.17. ($L=200$ mm, $W=40$ mm, $h_2=0.2$ mm) en direngen çubukların deneysel ve teorik burkulma sonrası şekilleri

h_1, h_3 (mm)	0°		45°		90°	
	DENEY	ABAQUS	DENEY	ABAQUS	DENEY	ABAQUS
1.2 , 1.2						
	245.4 N , 23 mm , 1.3 mm	1286.0 N , $\delta_z = 2.6$ mm	10.0 N , 80 mm , 25 mm	161.9 N , $\delta_z = 2.9$ mm	6.1 N , 20 mm , 12 mm	97.5 N , $\delta_z = 2.9$ mm
2.4 , 2.4						
	1200.2 N , 15 mm , 2.4 mm	8686.1 N , $\delta_z = 3.1$ mm	350.1 N , 35 mm , 7.4 mm	1135.5 N , $\delta_z = 4.8$ mm	115.9 N , 26 mm , 3.4 mm	691.1 N , $\delta_z = 1.7$ mm

Şekil 4.18. ($L=350$ mm, $W=20$ mm, $h_2=0.2$ mm) en narin çubukların deneysel ve teorik burkulma sonrası şekilleri

Tablo 4.1. ($L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) en direngen çubuk için deneysel ve teorik kritik yüklerin karşılaştırılması (lamina, continuum shell)

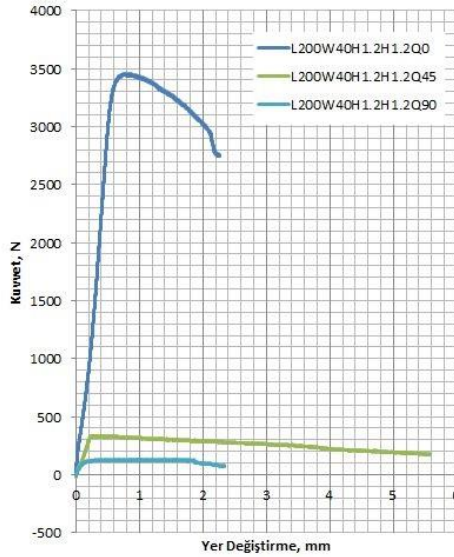
h_1 mm	h_3 mm	θ	Deney (N)	λ_{kr} (N) özdeğer	Lineer olmayan analiz													
					0.05 mm		0.1 mm		0.25 mm		0.50 mm		0.75 mm		1 mm		2 mm	
					P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2
1.2	1.2	0°	951.1	7546.5	1833.9	7550.0	1830.4	7547.5	1806.7	7517.0	1729.3	7463.5	1621.1	7339.6	1500.0	7303.3	1006.8	6900.3
		45°	333.1	1094.5	377.6	1096.7	376.7	1091.8	370.7	1065.3	351.9	1026.8	327.3	996.9	301.4	917.0	216.9	804.4
		90°	97.9	596.7	156.1	596.4	155.8	590.6	153.5	580.2	146.2	520.6	136.3	489.5	125.6	462.5	89.3	447.2
2.4	2.4	0°	7110.4	47892.0	13788	47253.0	13780	46420.0	9153.0	45985.0	9038.3	43961.0	8855.9	43502.0	8617.9	42116.0	7372.9	39753.0
		45°	1122.5	7517.8	1686.8	7522.9	1685.9	7430.8	1680.0	7415.9	1659.6	7385.5	1627.2	7237.1	1585.2	7152.5	1367.7	6796.8
		90°	564.9	4216.4	694.8	4219.8	694.5	4218.2	692.1	4718.2	683.9	4458.4	670.9	4436.9	653.9	4223.7	563.9	4012.1

Tablo 4.2. ($L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) en narin çubuk için deneysel ve teorik kritik yüklerin karşılaştırılması (lamina, continuum shell)

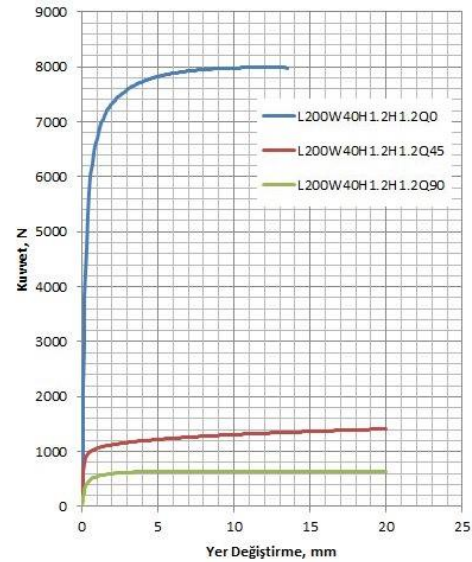
h_1 mm	h_3 mm	θ	Deney (N)	λ_{kr} (N) özdeğer	Lineer olmayan analiz													
					0.05 mm		0.1 mm		0.25 mm		0.50 mm		0.75 mm		1 mm		2 mm	
					P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2	P_{kr}^1	P_{kr}^2
1.2	1.2	0°	245.4	1286.0	301.9	1287.6	301.3	1277.3	297.2	1271.9	283.3	1229.9	265.2	1208.3	244.4	1107.0	170.6	885.3
		45°	10.0	161.9	38.4	162.2	33.7	154.2	25.3	144.1	24.2	138.4	22.7	128.8	21.05	120.4	14.7	112.2
		90°	6.1	97.5	36.2	97.5	32.4	94.7	23.7	89.1	22.5	76.7	21.0	69.6	19.2	63.6	12.1	57.9
2.4	2.4	0°	1200.2	8686.1	2037.7	8711.0	2036.5	8686.7	2028.4	8567.7	1999.9	8482.4	1955.2	8335.9	1897.4	7951.7	1604.6	6956
		45°	350.1	1135.5	386.4	1165.0	386.1	1121.5	377.5	1109.3	370.5	1096.7	367.2	1038.6	354.4	957.9	295.2	823.7
		90°	115.9	691.1	161.2	701.0	141.4	669.2	141.0	638.0	105.6	596.3	103.5	560.6	100.8	529.4	86.1	521.1

En direngen ($L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$) ve narin ($L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$) çubuklar için deneysel ve teorik kritik yükler Tablo 4.1 ve 4.2 de karşılaştırılmıştır. Lineer olmayan burkulma analizi, lamina malzeme modeli ve continuum shell elemanı ile gerçekleştirilmiştir. Ön yan yük Δ 'nın $0.05 - 2.0\text{ mm}$ arasında değerleri için analizler tekrarlanarak P_{kr} yük değerleri önceki bölümde bahsedilen yöntem ile belirlenmiştir. Ayrıca lineer (özdeğer) burkulma analizinden kritik yükler (λ_{kr}) hesaplanmıştır. Farklı elyaf açıları ($\theta=0, 45, 90^\circ$) plaka kalınlıkları (1.2 ve 2.4 mm) için mukayese edilmiştir. Lineer (özdeğer) burkulma analizini esas alan λ_{kr} yükler deneysel olanlardan çok yüksek olup, lineer olmayan burkulma analizinin P_{kr}^2 değerlerine yakın seviyededir. Ayrıca en küçük ön yanal yük $\Delta=0.05\text{ mm}$ lik için her iki kritik yük uzlaşmaktadır. Deneysel kritik yükler lineer olmayan burkulma analizinden elde edilen P_{kr}^1 değerlerine daha yakındır. Ancak plakaların kalınlığı $h_1 = h_3 = 2.4\text{ mm}$ iken (daha kalın) ön yanal yük $\Delta=2.0\text{ mm}$ lineer olmayan burkulma analizi için gerekli olmaktadır, daha düşük yükler çubuk direngenliği için ilk eğriliği kazandırmak için yeterli olmamaktadır.

Deneysel

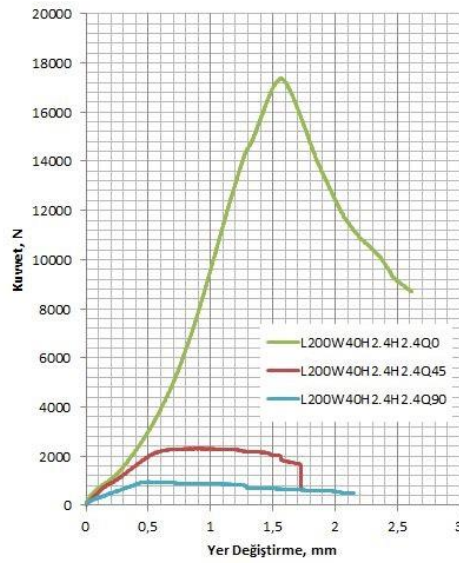


Abaqus

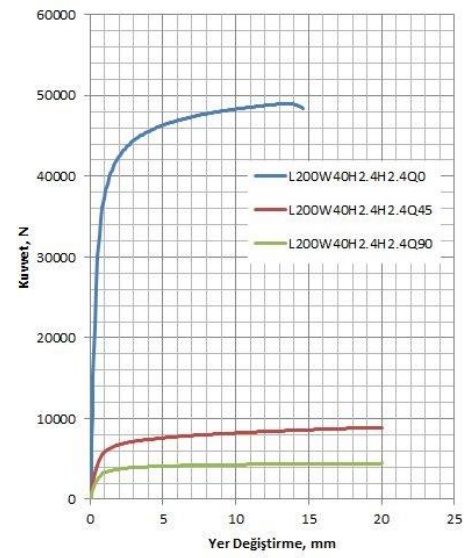


Şekil 4.19. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş ($L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$, $h_1 = h_3 = 1.2\text{ mm}$, $h_2 = 0.2\text{ mm}$) farklı açılı çubukların aksenal yük – aksenal yer değiştirme eğrileri

Deneyisel

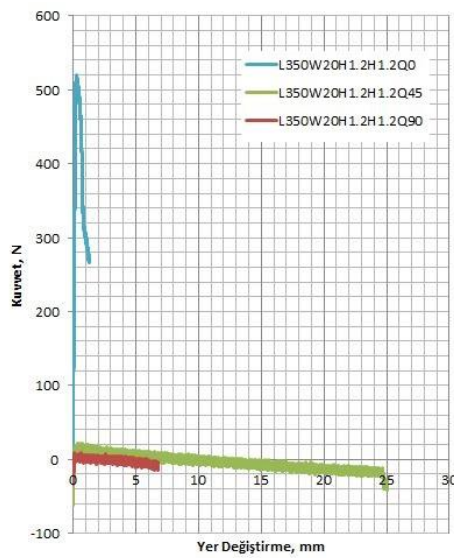


Abaqus

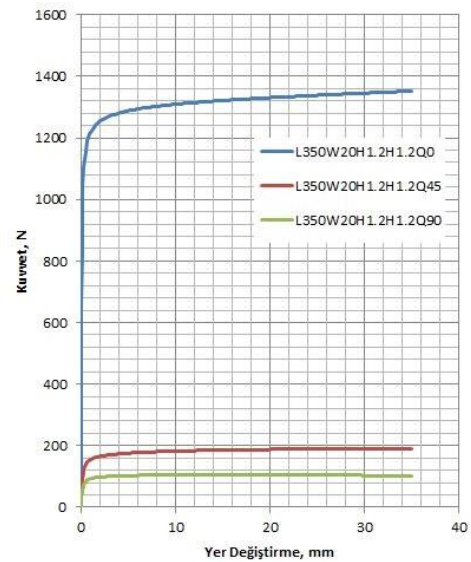


Şekil 4.20. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş ($L=200 \text{ mm}$, $W=40 \text{ mm}$, $h_1 = h_3=2.4 \text{ mm}$, $h_2=0.2 \text{ mm}$) farklı açılı çubukların aksenal yük – aksenal yer değiştirme eğrileri

Deneyisel

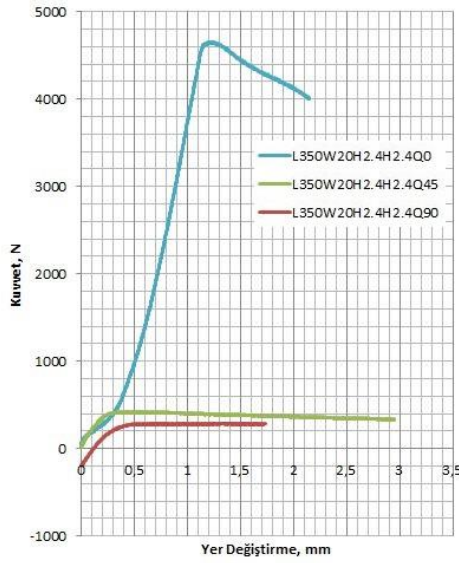


Abaqus

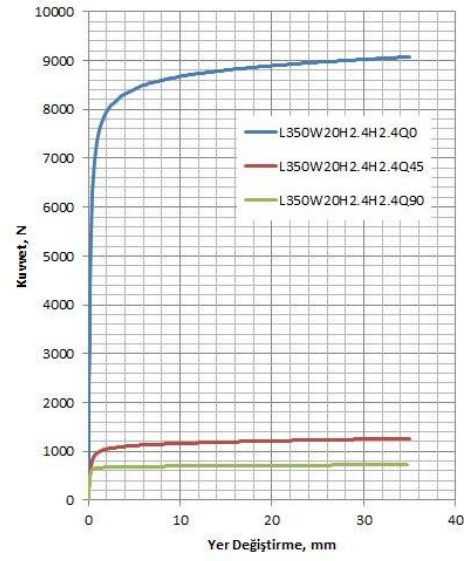


Şekil 4.21. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş ($L=350 \text{ mm}$, $W=20 \text{ mm}$, $h_1 = h_3=1.2 \text{ mm}$, $h_2=0.2 \text{ mm}$) farklı açılı çubukların aksenal yük – aksenal yer değiştirme eğrileri

Deneyisel



Abaqus



Şekil 4.22. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş ($L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$, $h_1 = h_3=2.4\text{ mm}$, $h_2=0.2\text{ mm}$) farklı açılı çubukların aksenal yük – aksenal yer değiştirme eğrileri

En direngen ($L=200\text{ mm}$, $W=40\text{ mm}$) ve en narin ($L=350\text{ mm}$, $W=20\text{ mm}$) çubukların deneysel ve teorik (lineer olmayan burkulma analizi) aksenal yük – aksenal yer değiştirme eğrileri farklı elyaf açıları $\theta = 0, 45$ ve 90° için Şekil 4.19 – 4.22 de gösterilmiştir. Elyaf açısı $\theta=0^\circ$ iken en yüksek aksenal yük değerleri ve en düşük aksenal yer değiştirme değerleri, $\theta=90^\circ$ iken tam tersi bir durum ortaya çıkmaktadır. Deneysel diyagramlarda belirli bir yük değerine eriştikten sonra çubukların aniden yük taşıma kabiliyetini kaybettikleri gözlenmektedir. Teorik sonuçlara dayanan diyagramlarda ise belirli bir aksenal yük seviyesine eriştikten sonra yük sabit kalır iken yer değiştirmelerin arttığı gözlenmektedir. Yük taşıma kabiliyetinde bir üst sınıra işaret etmektedir. Ancak yapıştırıcının elastik – plastik malzeme davranışı kompozitlerde ortaya çıkan hasarları modelleyecek hasar modelleri uyarlanmadığı için üst yük sınırında aksenal yer değiştirmenin yükte hafif artışla devam etmesi yanıltıcı bir neticedir. Deneysel üst sınırları teorikten çok çok düşüktür. Bu nedenle kuvvet – yer değiştirme eğrilerinde eğim değişimlerinin adım adım kontrol edilip eğimde ilk belirgin farkın ortaya çıktığı bölgede kritik burkulma yükünü araştırmak doğru çözüm olacaktır.

5. BÖLÜM

5.1. Sonuçlar ve Yorumlar

Bu çalışmada, yapıştırıcı ile birleştirilmiş tabakalı kompozit çubukların burkulma davranışı incelenmiştir. Sayısal analizlerde ve deneysel çalışmada temel parametrelerin tabakalı kompozit elyaf açısı, çubuk boyu, çubuk genişliği, çubuk kalınlığı tesirleri incelenmiştir. Çubukların kritik yükleri lineer (özdeğer) burkulma analizi ve lineer olmayan burkulma analizi gerçekleştirildi. İlk mükemmel olmayan çubuk geometrisi oluşturmak için kullanılan ön yan yük değerlerinin tesirleri incelenmiştir. İki boyutlu lamina modeli ve continuum shell (kabuk) eleman, üç boyutlu ortotropik malzeme modeli ve solid eleman ile lineer ve lineer olmayan analizler yapılarak başarımları karşılaştırıldı.

Çubukların farklı geometrik boyutlar ve elyaf açısı için burkulma davranışı ve ileri burkulma davranışı incelenmiştir. Numuneler üretilip, deney sonuçları ile mukayese edilmiştir. Aşağıdaki temel sonuçlar elde edilmiştir:

- Çubuk genişliği, kalınlığı arttığında kritik burkulma yükü artmaktadır. Çubuk boyu artışı çubukta narinliğe neden olmakta ve kritik burkulma yükü düşmektedir.
- Elyaf açısı kuvvet eksenine paralel yani 0° olduğunda kritik yük en yüksek değere erişir. Elyaf açısı 0° 'den 90° 'ye doğru değiştiğinde kritik burkulma yükünde bariz olarak azalma görülmektedir.
- Lineer ve lineer olmayan analizlerde lamina ve ortotropik malzeme modelleri, continuum shell ve solid eleman tipleri çok yakın kritik yük değerleri vermiştir. Ortotropik malzeme modeli ve solid eleman üç boyutlu olup daha doğru değerler vermektedir. Ancak hesaplama süresi daha uzundur. Lamina malzeme modeli ve continuum shell çok düşük fark ile, fakat hesaplama süresinde belirgin tasarrufla sonuçlar vermektedir.

- (Özdeğer) kritik burkulma yükleri bulunmuş, sonra geometrik açıdan lineer olmayan analiz ile ileri burkulma yükleri bulunmuştur. Lineer olmayan burkulma yükü analizinde yan yük etkisi dikkate alınmıştır. Yan yük ile numunenin orta noktasına 0.05, 0.1, 0.25, 0.50, 0.75, 1, 2 mm kadar yer değiştirme uygulanarak çubuğa burkulma öncesi geometrik kusur kazandırılmıştır. Yan yük artarken doğal olarak kritik burkulma yükünde bariz bir azalma gözlenmiştir. Ayrıca ileri burkulma yükünde de düşme gözlenmiştir.
- Deneysel kritik burkulma yükleri, özdeğer kritik burkulma ve lineer olmayan burkulma yükleri ile karşılaştırılmıştır. Test numunelerinin özdeğer kritik burkulma ve geometrik açıdan lineer olmayan analizlerden tespit edilen kritik yükleri deneysel olandan daha yüksektir. (Özdeğer) kritik yük λ_{kr} deneysel olandan çok yüksektir. Lineer olmayan burkulma analizinden elde edilen üst kritik yüküne P_{kr}^2 karşılık gelmektedir. Ancak deneysel kritik yük, lineer olmayan burkulma analizinin ilk P_{kr}^1 değerine karşılık gelmektedir. Deneyde $\theta = 90^\circ$ iken matris boyunca kayma gerilmelerinden dolayı kesilerek kırılma gözlenmiştir. Hasar kriterleri ve yapıştırıcının elastik – plastik davranışı dikkate alınmadığı için teorik sonuçlarda gözlenmemiştir. Deneysel yük yer değiştirme eğrileri çubuklarda belirli bir sınır yük değerinden sonra ani yük taşıma kabiliyetini kaybettiğine işaret eder iken teorik eğrilerde belirli bir yük değerinde sabit kalınarak yer değiştirmelerin arttığı tahmin edilmiştir. Kritik yükün teorik ve deneysel yük – yer değiştirme eğrilerinde ani eğim değişimleri takip edilerek tespit edilmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

1. Dash, P., Singh., B.N., 2012. Buckling and post-buckling of laminated composite plates, **Mechanics Research Communications**, **46**: 1-7.
2. Bakis, C.E., Bank, L.C., Brown, V.L., Cosenza, E., Davalos, J.F., Lesko, J.J., Machida, A., Rizkalla, S.H., and Triantafillou, T.C., 2002. Fiber reinforced polymer composites for construction state of the art review, **Journal of Composite for Construction**, **2**: 73-87.
3. Karrech, A., Elchalakani, M., Attar, M., Seibi, A.C., 2017. Buckling and post-buckling analysis of geometrically non-linear composite plates exhibiting large initial imperfections, **Composite Structures**, **174**: 131-141.
4. Definition of Terms Relating to Adhesive, 1974. ASTM.
5. Xiacong H., 2011. A review of finite element analysis of adhesively bonded joints, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **31**: 248–264.
6. Arenas, J.M., Alia, C., Narbon, J.J., Ocana, R., Gonzalez, C., 2013. Considerations for the industrial application of structural adhesive joints in the aluminium–composite material bonding, **Composites: Part B**, **44**: 417-423.
7. Budhe, S., Banea, M.D., Barros, S., Silva, L.F.M., 2017. An updated review of adhesively bonded joints in composite materials, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **72**: 30-42.
8. Davis M, Bond D., 1999. Principles and practices of adhesive bonded structural joints and repairs, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **19**: 91–105.
9. Lee, M.J., Cho, T.M., Kim, W.S., Lee, B.C., and Lee, J.J., 2010. Determination of cohesive parameters for a mixed-mode cohesive zone model, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **30**(5): 322 – 328.
10. Banea, M.D., Silva, L.F.M., 2009. Adhesively bonded joints in composite materials: an overview, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part L: Journal of Materials: Design and Applications**, **223**: 1-18.
11. Kim, J.K, Kim, H.S., Lee, D.G., 2003. Investigation of optimal surface treatments for carbon/epoxy composite adhesive joints, **Journal of Adhesion Science and Technology**, **17**: 329-352.

12. Vaidya, U.K., Gautam, A.R., Hosur, M., and Dutta, P., 2006. Experimental-numerical studies of transverse impact response of adhesively bonded lap joints in composite structures, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **26**(3): 184–198.
13. Bigwood, D.A., Crocombe, A.D., 1989. Elastic analysis and engineering design formulae for bonded joints, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **9**(4): 229-242.
14. Li, W., Blunt, L., Stout, K. J., 1997. Analysis and design of adhesive-bonded tee joints, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **17**(4): 303-311.
15. Apalak, M.K., Güneş, R., 2002. On non-linear thermal stresses in an adhesively bonded single lap joint, **Computers and Structures**, **80**: 85-98.
16. Temiz, S., 2006. Application of bi-adhesive in double-strap joints subjected to bending moment, **Journal of Adhesion Science and Technology**, **20**(14), 1547-1560.
17. Kinloch, A.J. , 1997. Adhesives in Engineering, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, **211**: 307-335.
18. Khalili, M.R., Tavakolian M., Sarabi A., 2010. Mechanical properties of nanoclay reinforced epoxy adhesive bonded joint made with composite material, **Journal of Adhesion Science and Technology**, **24**: 1917-1928.
19. He X., Oyodiji S.O, 2001. Influence of adhesive characteristics on the transverse free vibration of single lap-jointed cantilevered beams, **Journal of Materials Processing Technology**, **119**: 366-373.
20. Turvey, G.J., and Marshall, I.H., 1995. Buckling and Postbuckling of Composite Plates. Chapman and Hall. London.
21. Zhi-Min L., Pizhong Q., 2015. Buckling and postbuckling behavior of shear deformable anisotropic laminated beams with initial geometric imperfections subjected to axial compression, **Engineering Structures**, **85**: 277–292.
22. Hazimeh, R., Challita, G., Khalil, K., Othman, R., 2015. Experimental investigation of the influence of substrates' fibers orientations on the impact response of composite double-lap joints, **Composite Structures**, **134**: 82-89.
23. Chai, G.B., Hoon, K.H., Chin, S.S., 1996. Buckling response of symmetric laminated plates, **Mechanics of Structures and Machines: An International Journal**, **24**: 439-452.

24. Hwang, S., Liu, G., 2002. Experimental study for buckling and postbuckling behaviours of composite laminates with multiple delaminations, **Journal of Reinforced Plastics and Composites**, **21**: 333-349.
25. Rasul, S.A., Ganesan, R., 2012. Non-linear buckling analysis of tapered curved composite plates based on a simplified methodology, **Composites: Part B**, **43**: 797–804.
26. Lee, S. Y. ve Park, D. Y., 2007. Buckling analysis of laminated composite plates containing delaminations using the enhanced assumed strain solid element, **International Journal of Solids and Structures**, **44**: 8006-8027.
27. Zor, M. 2003. ,Delamination width effect on buckling loads simply supported woven-fabric laminated composite plates made of carbon/epoxy, **Journal of Reinforced Plastics and Composites**, **22**: 1535-1546.
28. Onkar, A.K., Upadhyay, C.S., Yadav, D., 2007. Probabilistic failure of laminate composite plates using the stochastic finite element method, **Composite Structures**, **77**: 79–91.
29. Ganesan, R., Kowda, V.K., 2005. Buckling of composite beam-columns with stochastic properties, **Journal of Reinforced Plastics and Composites**, **24**: 513-543.
30. Ifayefunmi, O., 2016. Buckling behavior of axially compressed cylindrical shells: Comparison of theoretical and experimental data, **Thin-Walled Structures**, **98**: 558-564.
31. Dinis, P.D., Camotiom, D., 2011. Post-buckling behaviour and strength of cold-formed steel lipped channel columns experiencing distortional/global interaction, **Computers and Structures**, **89**: 422-434.
32. Prusty, B.G., Satsangi, S.K., 2001. Finite element buckling analysis of laminated composite stiffened shells, **International Journal of Crashworthiness**, **6**: 471-484.
33. Hayman, B., Berggreen, C., Lundsgaard-Larsen, C., Delarche, A., Toftegaard, H., Dow, R. S., Downes, J., Misirlis, K., Tsouvalis, N., Douka, N., 2011. Studies of the buckling of composite plates in compression, **Ships and Offshore Structures**, **6**: 81-92.

34. Duncan, B., Dean, G., 2003. Measurements and models for design with modern adhesive, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **23**: 141-149.
35. Jeandrau, J.P., 1991. Analysis and design data for adhesively bonded joints, **International Journal of Adhesion and Adhesives**, **11**(2): 71-79.
36. Kumar, S., Panday, P.C., 2010. Behaviour of Bi-adhesive joints, **Journal of Adhesion Science and Technology**, **24**(7): 1251-1281.
37. Czapski, P., Kubiak, T., 2015. Numerical and experimental investigations of the post buckling behaviour of square cross-section composite tubes, **Composite Structures**, **132**: 1160-1167.
38. Ifayefunmi, O., 2016. Buckling behaviour of axially compressed cylindrical shells: Comparison of theoretical and experimental data, **Thin-Walled Structures**, **98**: 558-564.
39. Riks, E., 1979. An incremental approach to the solution of snapping and buckling problems, **International Journal of Solids and Structures**, **15**: 529-551.
40. Gere, J.M., 2004, Mechanics of Materials, Thomson Brooks/Cole, United States of America.
41. Beer, F.P., Johnston, E.R., 1992, Mechanics of Materials, McGraw-Hill Higher Education, Second Edition, London.
42. Kaw, A.K., 2006. Mechanics of composite materials, Taylor & Francis Group, Second edition, USA.
43. Jones, M., j., 1999. Mechanics of composite materials, Taylor & Francis Group, Second edition , USA.
44. Schwartz, M.M., 1984. Composite Materials Handbook, McGraw–Hill, New York.
45. Ersoy, H.Y., 2001. Kompozit Malzeme, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
46. ASME Engineered Materials Reference Book, 1989. ASM International, Metals Park, Ohio 44073.
47. Chandrupatla, T.R., Belegundu, A.D., 2002. Introduction to Finite Elements in Engineering, Prentice Hall, Third edition.
48. Abaqus /CAE Analysis User's Guide, 2016. Dassault Systems.
49. Engin, A., 2003. Yapıştırıcıyla birleştirilmiş bindirme bağlantılarında hasar bölgesi oluşumu ve gelişiminin incelenmesi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kayseri.
50. Bathe, K.J., 2014. Finite Element Procedures, Second Edition, Prentice Hall.

51. Malvern, L.E, 1969. Introduction to the Mechanics of a Continuous Medium, Prentice Hall.
52. Genç, Ç., Arıcı. A.A., 2008. Yat imalatında kullanılan CTP malzeme ve imalat yöntemleri bölüm III: infüzyon yöntemi, **Gemi ve Deniz Teknolojisi Dergisi**, Sayı:178, s.28-31.

ÖZGEÇMİŞ

Yusuf Erhan Arslan 1990 yılında Muş'ta doğdu. İlk ve orta öğrenimini Tokat'ın Turhal ilçesinde, lise öğrenimini ise Çorum'da tamamladı. 2009'da kazandığı Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2014 yılında mezun oldu. 2015 yılında Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisansa başladı.